



INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO

DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ

FACULTAD DE METALURGIA ELECTROMECHANICA

DEPARTAMENTO DE ELECTRICA

Trabajo de Diploma en opción al título de ingeniero eléctrico.

Tema: Sistema de bombeo de combustible de la Empresa Puerto de Moa.

Autor: Orlando Graña Alarcón.

Tutor: M.sc.: Wilbert Acuña Rodríguez

Ing. Jesús Manuel Hernández Rodríguez



Sistema de bombeo de combustible de la empresa puerto de Moa.

Declaración de autoridad.

Autores de este trabajo de diploma certificamos su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico Doctor “Antonio Núñez Jiménez”, el cual podrá hacer uso del mismo para fines docentes y educativos.

Firma del Diplomante

Firma del Tutor

Firma del Tutor



*“El hombre sin propósito es como barco sin timón,
un soplo, nada, nadie”.*

Thomas Carlyle



AGRADECIMIENTOS.

Agradezco a mis padres, mis hermanos, a mi novia Nilka, a mis amigos y a todas aquellas personas que me han dado fortaleza y entusiasmo para continuar llenando de logros la pequeña bolsita que llevo conmigo, y el conocimiento necesarios para la culminación de este proyecto.

De igual manera agradezco a todos los profesores de mi universidad por formarme humana y profesionalmente.

Orlando Graña Alarcón.



DEDICATORIA.

Este trabajo está dedicado a mi madre Zoraida Marlay por haberme brindado la dirección adecuada para formarme espiritual, humana y profesionalmente.

Dedico este trabajo a, quienes en todo momento me dieron su confianza y apoyo, valores que me impulsaron para finalizar una etapa más de mi carrera profesional.

Orlando Graña Alarcón.



RESUMEN

En este trabajo se realiza un análisis del bombeo de combustible, en específico, combustible pesado bombeado desde el Puerto de Moa a las empresas consumidoras. Este proceso se realiza usando bombas, fundamentalmente, de desplazamiento positivo del tipo tornillo rotatorio con una potencia de 290 KW, trabajando dos unidades en paralelo para un entorno de 600 KW de forma continua, bien bombeando para la Fca. Cmte. Ernesto Che Guevara o para la Fca. Cmte. Pedro Soto Alba. En este proceso se requiere mantener la presión dentro de un rango de valores y para lograrlo se utiliza un control de presión por sistema de alivio.

Dadas las pérdidas de energía que se originan en los sistemas de control de caudal o presión a partir de la estrangulación se realiza una evaluación para la utilización de variadores de velocidad por frecuencia para mostrar la factibilidad de sustituir el control por válvulas de regulación por regulación de la velocidad de rotación de las bombas.

Se muestra el comportamiento de las bombas en diferentes regímenes de trabajo y con diferentes características del fluido porque el combustible, de acuerdo a la procedencia, presenta diferentes valores de viscosidad afectando el régimen normal de trabajo y produciendo inestabilidad en el sistema de control. Se verá también la importancia del uso de los variadores en la supresión de la inestabilidad al cambiar el mecanismo de control que no depende del cambio del fluido.

En el capítulo tres analizan los costos de operación del sistema actual y una estimación a partir del uso de los variadores, donde se ve la ventaja económica y la mejora del sistema energético encargado del suministro de energía a toda la instalación.



SUMMARY

In this work he/she is carried out an analysis of the pumping of fuel, in specific, heavy fuel pumped from the Port from Moa to the companies consumers. This process is carried out using bombs, fundamentally, of positive displacement of the type rotational screw with a power of 290 KW, working two units in parallel for an environment of 600 KW in a continuous way, well pumping for Fca. Cmte. Ernesto Che Guevara or for Fca. Cmte. Pedro Soto Alba. In this process he/she requires to stay the pressure inside a range of values and to achieve it a control of pressure it is used by system of relief.

Given the energy losses that originate in the systems of flow control or pressure starting from the strangulation are carried out an evaluation for the use of variadores of speed for frequency to show the feasibility of substituting the control for regulation valves for regulation of the speed of rotation of the bombs.

The behavior of the bombs is shown in different work régimes and with different characteristics of the fluid because the fuel, according to the origin, presents different values of viscosity affecting the normal régime of work and producing uncertainty in the control system. It will also be seen the importance of the use of the variadores in the suppression from the uncertainty when changing the control mechanism that doesn't depend on the change of the fluid.

En el capítulo tres analizan los costos de operación del sistema actual y una estimación a partir del uso de los variadores, donde se ve la ventaja económica y la mejora del sistema energético encargado del suministro de energía a toda la instalación.



Índice

INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO 1	5
1.1. Tipos de bombas, Operaciones básicas.	5
1.2. PARAMETROS FUNDAMENTALES DE LAS BOMBAS.	6
1.3. Bombas volumétricas: Generalidades.	7
1.4. Bomba helicoidal.	9
1.5. Selección y aplicación de bombas rotatorias de desplazamiento positivo, terminología y definiciones. Ver anexo 4.	10
1.6. Requisitos para la succión.	11
1.7. Número de Reynolds.	13
1.8. Potencia de la bomba.	14
1.9. Flujo viscoso o viscosidad variable.	14
1.10. Líquidos de baja viscosidad.	14
1.11. Desahogo de sobrecarga de Presión y motor.	15
1.12. Control de flujo en bombas rotatorias.	16
1.13. Carga y curvas de carga del sistema, bombas centrifugas.	17
1.13.1. Carga del sistema.	17
1. 13. 2. Carga estática.....	18
1.13.3. Carga de fricción.....	18
1.14. Curvas de fricción y de carga del sistema.	19
1.15. Variaciones en el flujo deseado.	20
1.16. Leyes de afinidad y curvas de capacidades nominales.	21
1.17. Leyes de afinidad.	23
1.18. Velocidad específica.	23
1.19. Condiciones de succión.	24
1.20. Carga de succión y altura de aspiración	26
1.21. Carga neta positiva de succión.	26
1.22. Cavitación y rendimiento de la bomba.	27
1.23. Funcionamiento con flujos reducidos.	28
1.24. Funcionamiento con velocidad variable.	29
CAPITULO 2: FLUJO TECNOLOGICO.	31
2.1. Descripción de la Base de Almacenamiento de Combustible de Puerto Moa. Ver anexo 1.	31
2.1.1. Bombeo de Combustible a las Productoras.....	33
2.1. 2. Comprobación arrancada del bombeo de crudo.	35
2.1.3. Arrancada normal de bombeo de Fuel Oil a las fábricas.	35
2.2. Valoración de los sistemas de bombeo a velocidad constante (método clásico y con arrancadores suaves).	36
2.2.1. Control de válvulas.	37
2.2.2. Marcha y paro (ON-OFF).....	37
2.2.3. Control con BY-PASS	38
2.2.4. Método de variación de velocidad.	38
2.3. Representación gráfica del despilfarro de energía.	39
2.4. Ventajas de la regulación mediante convertidor de frecuencia	40



2.5. Método para variar la velocidad en motores asincrónicos.....	41
2.5.1. VARIANDO LA FRECUENCIA.	41
2.6.1. Problemas del arranque directo.	47
2.7. Efectos de la tensión reducida en el arranque.	48
2.8. Métodos de arranque por reducción de tensión.	50
2.9. Principio de los arrancadores electrónicos.	50
2.9.1. Rampa de tensión, límite de corriente en el arranque.	51
2.9.2. Arrancadores estáticos o suaves.	53
2.10. Valoración de los sistemas de bombes a velocidad variable.	55
2.11. Secciones de un convertidor de frecuencia.	56
2.11.1. Rectificador:.....	56
2.11.2. Chopper:.....	57
2.11.3. Inversor:.....	58
2.12. Cálculo del convertidor.....	60
2.12.1. Proceso de arranque.	62
2.12.2. Calculo del convertidor para el proceso del arranque.....	62
2.12.3. Problema del frenado.....	63
CAPITULO 3: Análisis de resultados.	64
3.1. Valoración técnica.....	64
3.2. Valoración económica.	65
3.3. Valoración social.....	70
3.4. Valoración ambiental.	70
Conclusiones generales.....	71
Recomendaciones	72
Bibliografía	73
Anexo	1



INTRODUCCIÓN

Por muchos años el trasiego de combustible desde una zona a otra ha sido un gran problema a atender, cuando las condiciones topológicas lo permiten el trasiego podría realizarse por tiro natural pero es un principio común en líquidos nobles como el agua con bajo valores de viscosidad, densidad e influencia de la temperatura. En el caso de fluidos complejos el trasiego depende mucho del valor de estas variables (por ejemplo combustible crudo), es imprescindible el empleo de algún tipo o forma de impulsión, el bombeo.

Comúnmente el petróleo se bombea con dos tipos de bombas, bombas centrífugas y de desplazamiento positivo (la de tornillo fundamentalmente) que mayormente, en la actualidad, trabajan a velocidad constante y para mantener el régimen de caudal o presión se utilizan válvulas de control, en función de desviadora para el caso de las bombas de desplazamiento positivo y como reductora en las bombas centrífugas.

Estas formas de realizar la regulación del caudal o la presión datan del mismo surgimiento de los sistemas de bombeo y nunca constituyó motivo de preocupación hasta que el concepto de uso óptimo de la energía no comienza a aplicarse a todas las instancias de los procesos por la importancia que adquirió el costo de operación. No obstante hasta la aparición de los variadores de velocidad por frecuencia no aparece una claridad en la solución de esta problemática.

La aparición de los variadores trajo mucha polémica y enfrentamiento que aún no está totalmente resuelta a pesar de existir innumerables aplicaciones en todo el mundo y en los más diversos tipos de accionamientos y tipos de carga. Una muestra de la incompreensión del fenómeno es la existencia de muchas instalaciones en las que se ha realizado inversiones en la modernización de equipamiento que no han contemplado los accionamientos con posibilidad de arrojar grandes ahorros de energía con el uso de los variadores.



El bombeo de combustible pesado desde el Puerto de Moa a las empresas consumidoras es una de las instalaciones que perduran con sistemas de bombeo que realizan el control mediante el uso de válvulas de regulación produciendo grandes pérdidas de energía en forma de calor al reducir la presión en la descarga de las bombas mediante la estrangulación de las válvulas reguladoras. Pero el uso de los variadores no sólo genera eficiencia desde el punto de vista del ahorro de energía, sino que también, al producir un arranque suave elimina los picos de corriente producidos por los motores en el momento del arranque, elimina los golpes de ariete producto del golpe de fluido en el arranque violento de las bombas, disminuye la fatiga mecánica al eliminar las torsiones del arranque directo, no afecta el factor de potencia porque suministra la energía necesaria en la generación de campo de los motores cuando trabajan a potencias inferiores a la de diseño y otras ventajas en costo de mantenimiento.

Como se ve existen muchas ventajas al utilizar variadores de velocidad por frecuencia en los motores de accionamiento de las diferentes aplicaciones y es por estas razones que se imponen expresar con razones técnicas y económicas, en las instalaciones que pueden ser utilizados para así contribuir al uso racional de la energía. Y este es la intención de este trabajo.



Situación problemática

Durante muchos años el bombeo de combustible desde la empresa portaría de MOA hasta la empresa Che Guevara se ha venido realizando con bombas centrífugas a velocidad constante realizando el control a través de una válvula de estrangulación manual consumiéndose toda la energía en ocasiones, aun cuando en la salida, la presión de trabajo es mucho menor que la nominal, evidenciándose un consumo innecesario de energía. Otro elemento a tener en cuenta es la influencia sobre estas operaciones de las operaciones que realiza el cliente en sus instalaciones, que en ocasiones pueden resultar operaciones inseguras que provoquen derramamiento de combustible.

Problema

Aparición de sobrepresiones en la línea debido a la descoordinación de las operaciones tanto en la base de recepción y suministro con respecto a los clientes además del consumo de energía no acorde con el suministro de combustible que se entrega.

Hipótesis

Si se sustituye el sistema de bombeo conformado por accionamientos de velocidad constante por sistemas de velocidad variable, se podrá tener control sobre las sobrepresiones de forma automática y se consumirá una energía acorde con el suministro de combustible.

Objetivo

Valorar técnica y económicamente el empleo de un accionamiento de velocidad variable para el control de bombas de desplazamiento positivo sobre los accionamientos clásicos de velocidad constante.



Objetivos específicos

- 1- Obtener una base de datos del comportamiento de los sistemas de bombeo a velocidad constante en cuanto a carácter del combustible, bombeo, presión de salida. etc.
- 2- Evaluar el desempeño actual de accionamientos con arrancadores suave para incidir en una disminución del consumo.
- 3- Seleccionar un accionamiento de velocidad variable para la sustitución de los accionamientos de arrancadores suaves

Resultados esperados

Con la aplicación de un accionamiento de velocidad variable se espera demostrar que se pueda tener un control totalmente automático de las operaciones donde el control de la variables de salida (presión o flujo) no se verá afectada por la descoordinación ente las operaciones de ambas plantas, manteniéndose invariable la variable de presión o flujo escogida además se logrará finalmente un menor consumo de energía que si estará en función de dicha variable de salida, tener un suministro a caudal variable y poder controlar arranques y paradas de dicha bomba.



CAPITULO 1

En la industria tiene gran importancia el transporte de productos líquidos y gaseosos por tuberías tanto en la empresa como fuera de ella. El movimiento de líquidos por tuberías y aparatos está vinculado con el gasto de energía. En caso de movimiento desde un plano superior a otro inferior el desplazamiento del líquido es de marcha natural, sin gastos de energía externa, debido a la transformación de una parte de su energía potencial en cinética. Para el transporte de líquidos por tuberías horizontales y desde un plano inferior a otro superior, se emplean las bombas.

Se denomina bomba las maquinas hidráulicas, que transforman la energía mecánica de un motor en energía de un fluido deseado, aumentando su presión. El transporte del líquido se basa en la diferencia de presiones en la bomba y la tubería.

Se denomina bombeo a la adición de energía a un fluido, con vista de transportarlo de un punto a otro. Desde el punto de vista físico es la transformación de la energía mecánica, del motor acoplado a la bomba en energía del líquido.

Se han desarrollado un gran número de tipos de bombas que difieren ampliamente en su funcionamiento y construcción mecánica para cubrir una gran variedad de condiciones de trabajo, y se clasifican según su constitución o forma en los siguientes tipos: de alabes o centrifugas, volumétricas, de torbellinos, axiales.

1.1. Tipos de bombas, Operaciones básicas.

En las bombas de alabes (centrifugas) la presión se crea por la fuerza centrifuga que actúa sobre el líquido durante la rotación del rodete.

En las bombas volumétricas la diferencia de presiones surge al expulsar un líquido de una cámara cerrada mediante cuerpos con movimiento rectilíneo



alterno o giratorio. A maquinas de este tipo se refieren las bombas de embolo y rotativas (de engranaje, de hélice y de paletas).

En las bombas de torbellinos la energía de presión se obtiene al transformar la energía de los torbellinos que se crean en el líquido durante la rotación de la rueda de trabajo.

La acción de las bombas axiales se basa en la impulsión de líquidos que surgen por la rotación de un dispositivo de tipo hélice.

En las bombas de chorro el movimiento de líquidos se obtiene a cuenta de un flujo de aire, vapor o agua.

En las bombas de burbujeo o de elevación por aire el desplazamiento de los líquidos se efectúa bajo la diferencia entre las densidades del liquido y de la mezcla liquido-gas que se forma mediante la introducción de gas en un tubo vertical abierto por ambas partes, una parte del cual esta sumergido en el liquido que se debe desplazar. En los montajugos se utiliza la presión de aire, gas o vapor sobre la superficie de los líquidos.

1.2. PARAMETROS FUNDAMENTALES DE LAS BOMBAS.

Los parámetros fundamentales de las bombas de todo tipo son: el caudal, la altura de elevación y la potencia.

El caudal o capacidad Q (m^3/s) se define como el volumen del líquido impulsado por la bomba en la tubería de descarga en unidad de tiempo.

La altura de elevación o carga desarrollada H (m) caracteriza la energía específica comunicada por la bomba a la unidad de peso del líquido. La carga desarrollada puede representarse como la altura a que hay que elevar 1kg del líquido a bombear a cuenta de la energía comunicada a éste por la bomba. Por eso la altura de elevación no depende del peso especifico ($Kg. /m^3$) o de la densidad ρ (kg/m^3) del liquido impulsado por la bomba.



La potencia útil N_u , gastada por la bomba para comunicar al líquido la energía de presión, es igual al producto de la energía específica H por el caudal γQ del líquido:

$$N_u = \gamma * Q * H = \rho g QH \quad (1)$$

La potencia en el árbol de la bomba N_e es mayor que la potencia útil debido a las pérdidas de la energía de la propia bomba.

1.3. Bombas volumétricas: Generalidades.

El principio de accionamiento de la bomba volumétrica se diferencia sustancialmente de las bombas de alabes.

Las bombas volumétrica es la bomba en la cual el desplazamiento del liquido se realiza mediante el proceso de desalojamiento periódico del liquido de la cámara de trabajo por los desplazadores .La cámara de trabajo de la bomba volumétrica es el espacio, que comunica periódicamente tanto con la cavidad de resección (de aspiración) durante la carga, como con la cavidad de aducción (de descarga) durante la impulsión.

La bomba volumétrica pueden tener una o varias cámaras de trabajo. El desplazador es un órgano de trabajo el cual realiza directamente la expulsión (y a veces la aspiración). El numero de desplazadores en la bomba puede ser igual al numero de cámaras de trabajo o menor que estas.

El funcionamiento de la bomba volumétrica consiste en el paso periódico de determinados volúmenes del líquido de la cavidad de aspiración a la descarga de la bomba con el aumento simultáneo de la presión. El paso del liquido por la bomba volumétrica, a diferencia del paso por las de alabes, es siempre mas o menos irregular. Por lo cual se considera generalmente el promedio del paso del líquido en el tiempo.

En la bomba volumétrica la cavidad de aspiración esta siempre aislada herméticamente de la descarga. Además la hermeticidad puede ser absoluta o relativa. Por su principio todas, las bombas volumétricas son autoaspiradoras, al funcionar con aire (sin liquido) son capaces de crear una ramificación muy



grande y succionar el líquido por la tubería de aspiración, de recipientes dispuestos más debajo de la bomba, con la condición de que la altura geométrica de aspiración no sobrepase el valor límite, que depende de una serie de factores. En la práctica, las bombas volumétricas pierden frecuentemente la propiedad de autoaspiración, debido a una hermeticidad insuficiente o reducido número de revoluciones.

El principio de funcionamiento de la bomba volumétrica permite anotar la expresión común para el promedio del suministro teórico (geométrico) de la bomba volumétrica en la unidad de tiempo. Llamaremos suministro teórico o geométrico de la bomba, al suministro de líquido incomprensible, siendo la hermeticidad en la bomba absoluta, o sea cuando no existen fugas de líquido (ni exteriores, ni interiores) a través de las holguras y siendo normal el funcionamiento de la bomba sin cavitación, que asegura el llenado de las cámaras de trabajo del líquido monofásico.

De tal modo, para el suministro teórico de la bomba por segundo tenemos:

$$Q_t = \frac{W_n}{60} = \frac{wzn}{60} \text{ m}^3/\text{seg} \quad (2)$$

Donde:

W es el volumen de trabajo de la bomba, es decir, el volumen del líquido incomprensible suministrado por la bomba en una revolución del árbol propulsor de la bomba, y un funcionamiento sin cavitación;

w es el volumen suministrado (desalojado), en las condiciones indicadas más arriba, de cada cámara de trabajo en una vuelta del árbol de la bomba, o el llamado volumen útil de la cámara de trabajo;

z es el número de cámaras de la bomba;

n es el número de revoluciones por minuto del árbol de la bomba.

Según el carácter del desalojamiento del líquido, las bombas volumétricas se dividen en dos clases: las de embolo y las rotativas.



1.4. Bomba helicoidal.

La bomba helicoidal con tres tornillos encerrados en el cuerpo con las cavidades de admisión y de impelencia, el tornillo medio es conductor, los dos laterales conducidos. Para asegurar el cierre hermético de las cámaras de trabajo y, por consiguiente, la separación de las cavidades de aspiración y de impelencia de la bomba, se requiere un perfil cicloidal especial de los tornillos. En el tornillo conductor este perfil es convexo. Generalmente los tornillos tienen rosca de doble entrada. La relación engranaje desde el tornillo conductor hasta los conducidos es igual a la unidad.

Las cámaras de trabajo en la bomba son limitadas por los filetes de los tres tornillos y por la superficie del estator. Durante el giro de los tornillos las cámaras de trabajo cerradas se desplazan junto con el líquido a lo largo de los ejes de rotación. El perfil de los tornillos se hace de tal forma que ambos tornillos conducidos se descarguen completamente de los pares de rotación y solo el conductor este cargado por el par y ejerza el trabajo de desalojamiento. Por consiguiente, este último es al mismo tiempo tanto rotor como desplazador. Los tornillos conducidos desempeñan el papel de los llamados separadores, eslabones móviles del mecanismo de la bomba que solo separan las cavidades de admisión y de impelencia, sin desalojar el líquido.

El suministro teórico de la bomba helicoidal se determina por la expresión:

$$Q_t = \frac{S \pi n}{60} \quad (3)$$

Donde:

S es la superficie de la sección de las cámaras de trabajo de las bombas, perpendicular a los ejes de rotación, igual a

$$S = 2,4 * D_i \quad (4)$$

D_i es el diámetro interior de la rosca del tornillo conductor igual al diámetro exterior del tornillo conducido:

$$D_i = d_{ext}; \quad (5)$$



T es el paso de los tornillos igual generalmente a $\frac{10}{3}D_f$. (6)

Las bombas de tres tornillos son capaces de crear presiones hasta 100-200kgf/cm². Cuanto mayor es la presión para la cual esta calculada la bomba, tanto más larga tiene que ser la vía de traslación de la cámara de trabajo y, por consiguiente, más largos tienen que ser los tornillos.

1.5. Selección y aplicación de bombas rotatorias de desplazamiento positivo, terminología y definiciones. Ver anexo 4.

Hay muchas variedades de bombas rotatorias para aplicaciones normales o especiales. Algunos términos requieren definición para aplicación a las bombas rotatorias de desplazamiento positivo, al contrario de otros tipos de bombas. La *pérdida*, llamada a veces flujo inverso, es un factor importante porque influye directamente en la descarga neta de la bomba y varía según el tipo de líquido que se maneje. Se puede definir como la diferencia entre el desplazamiento teórico de una bomba dada (en volumen por revolución o por unidad de tiempo) y la descarga real neta, Q, y se expresa:

$$Q = D - S \quad (7)$$

Donde:

Q es la capacidad real, gpm.

D es el desplazamiento, gpm.

S es la pérdida, gpm.

Otra forma en que se puede expresar la ecuación (7) es:

$$E_v = \frac{D - S}{D} = \frac{Q}{D} \quad (8)$$

Donde:

E_v: es la eficiencia volumétrica de la bomba, en decimales, los términos restantes tienen el mismo significado que en la ecuación (7).



La *holgura* es muy importante en las bombas rotatorias. Indica las holguras entre los elementos rotatorios y la carcasa o entre los elementos en sí. Se expresa como axial y diametral. Por lo general, el usuario no especifica las holguras en una bomba rotatoria; es labor del ingeniero de diseño de bombas.

A menudo el usuario deseará conocer estas holguras como ayuda para evaluar diferentes bombas o como indicador de, desgaste para darles mantenimiento. Desde luego, la pérdida está en relación directa con las holguras dentro de la bomba y la capacidad de cualquier bomba rotatoria se reducirá conforme se agranden las holguras por el desgaste.

1.6. Requisitos para la succión.

Las condiciones de la succión en las bombas rotatorias se expresan como carga neta positiva de succión, *NPSH*, presión neta positiva de entrada, ***NPPI***, y presión neta de entrada, ***NZP***. En estas bombas, se requiere presión positiva en la succión para que se llenen por completo con el líquido.

Aunque muchos tipos de bombas rotatorias tendrán buen funcionamiento durante largo tiempo cuando bombean una mezcla de líquido y gas, la descarga neta de líquido se reducirá mucho si una parte del caudal dentro de la bomba es una mezcla de aire y líquido. Por lo que es necesario asegurar una presión o carga adecuada de succión para que la bomba se llene por completo con líquido y funcione sin cavitación.

La carga neta positiva de succión, disponible (***NPSH***)_A, es la presión total de succión disponible en el sistema en la conexión de succión de la bomba menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La (***NPSH***)_A, para una bomba rotatoria se suele expresar en psi. El usuario es quien debe determinar la (***NPSH***)_A.

La carga neta positiva de succión requerida (***NPSH***)_R, es la presión total de succión requerida por la bomba en su conexión de succión, menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La (***NPSH***)_R, para una bomba



rotatoria se suele expresar en psi. El usuario es quien debe determinar la $(NPSH)_R$.

Los requisitos de succión se determinan en una forma similar a la utilizada en las bombas centrífugas. La $(NPSH)_A$, es función del diseño del sistema y sólo se puede determinar si se conocen las características del sistema y del líquido que se va a bombear.

La distribución física del sistema, el tamaño de las tuberías y otras pérdidas por fricción en los tubos que llegan a la bomba, la elevación estática antes de la bomba, la presión de vapor en el líquido bombeado, la viscosidad y su efecto en las pérdidas por fricción en el sistema se reflejan directamente en la determinación de la $(NPSH)_A$.

Por el contrario, la $(NPSH)_R$, es función del diseño de la bomba y sólo se puede encontrar mediante las pruebas de la bomba. El fabricante indicará su valor. Igual que en otras bombas, la $(NPSH)_A$, debe ser mayor que la $(NPSH)_R$, si se quiere que la bomba entregue su capacidad nominal y tenga larga duración sin problemas. El cálculo del NPSH en psi se facilita si se recuerda la relación:

$$(NPSH, \text{psi}) = \frac{(NPSH, \text{ft}) * \rho g}{2,31 \text{ftagua} / \text{psi}} \quad (9)$$

Donde S_g es la densidad relativa del líquido de proceso.

La *viscosidad* es un índice de la velocidad cortante del material bombeado y es importante para la selección y aplicación correctas de una bomba rotatoria.

La viscosidad absoluta (o dinámica), μ , se suele expresar en poises (dinas/cm^2) o en centipoises. En unidades inglesas la viscosidad absoluta se expresa como $\text{lb} \cdot (\text{ft}) \cdot (\text{s})$. La viscosidad cinemática, ν se expresa en stokes, cm^2/s o en centistokes. En unidades inglesas, ν tiene los valores de ft^2/s . Las dos viscosidades están relacionadas por:

$$\nu = \mu / \rho, \quad (10)$$

Donde:



ρ es la densidad del líquido

$$\text{o bien por } \nu = \mu / \text{Sg}, \quad (11)$$

Donde:

Sg es la densidad relativa.

Se utilizan otras unidades para expresar la viscosidad cinemática. Las más comunes son Segundos Saybolt Universales (SSU) o Segundos Saybolt Furol (SSF). Otros viscosímetros dan valores en segundos Redwood, grados Engler y otros.

1.7. Número de Reynolds.

El *número de Reynolds*, N_{Re} , de un líquido se necesita para establecer ecuaciones, gráficas o tablas y es una función de la viscosidad. Se define con

$$N_{Re} = \frac{dv\rho}{\mu}. \quad (12)$$

Donde:

d = diámetro interior del tubo, ft;

v = velocidad del líquido, ft/s;

ρ = densidad del líquido lb/ft³

μ = viscosidad absoluta del líquido, lb_m/ (ft) (s).

Con el número de Reynolds, se puede obtener un factor de fricción, f , mediante el empleo de gráficas publicadas. Después, se utiliza el factor de fricción para resolver la fórmula de Darcy para la pérdida de carga h_l , durante la circulación por un tubo:

$$h_l = f \left(\frac{L}{d} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (13)$$

Donde:

L = longitud del tubo, ft;



d = diámetro interior del tubo, ft;

v = velocidad del líquido, ft/s;

g = aceleración por la gravedad, ft/s².

Se deben aplicar principios similares al flujo en una bomba. Entonces, la viscosidad tiene una relación importante con la fricción dentro de la bomba e influye en forma directa en su volumen y requisitos de potencia para una presión dada de descarga. Se debe reconocer que la temperatura tiene un efecto importante en la viscosidad de un líquido y que si se conocen dos puntos de referencia, la viscosidad a una temperatura dada se puede calcular con exactitud razonable.

1.8. Potencia de la bomba.

Los requisitos de potencia de las bombas rotatorias, igual que en las demás se determinan con base en:

$$\text{BHP} = \frac{Q \Delta P}{1714 E_p} \quad (14)$$

Donde:

BHP = potencia entregada en el eje o árbol propulsor de la bomba, hp;

Q = capacidad, gpm;

ΔP = presión diferencial, psi

E_p = eficiencia de la bomba en decimales.

1.9. Flujo viscoso o viscosidad variable.

Si el líquido bombeado tiene una viscosidad, a temperatura de bombeo, de 100 SSU o mayor y, en especial si es mucha mayor, la bomba rotatoria puede ser la mejor o quizá la única elección. Algunas rotatorias se utilizan con líquidos con viscosidad hasta de 1 millón de SSU, o sea los que no se pueden manejar con ningún otro tipo de bomba.

1.10. Líquidos de baja viscosidad.



Aunque la bomba rotatoria es más adecuada para líquidos con viscosidad mayor a 100 SSU también se puede emplear con los de baja viscosidad. La eficiencia será menor y habrá más pérdidas en la bomba, que si se tuviera a la misma velocidad y con un líquido más viscoso. Entonces se debe seleccionar una bomba rotatoria porque es una buena elección para aplicaciones con bajo flujo o cuando la misma bomba debe manejar líquidos de Viscosidad variable. Al especificar las condiciones de servicio de la bomba, se debe indicar la gama de viscosidades a las temperaturas necesarias para que la bomba seleccionada pueda ofrecer: La capacidad requerida con la mínima viscosidad. Suficiente potencia para manejar la capacidad con la máxima viscosidad.

1.11. Desahogo de sobrecarga de Presión y motor.

Para determinar el tamaño del propulsor, se debe recordar que las bombas rotatorias de desplazamiento positivo continúan bombeando cuando aumenta la presión. Al contrario de la bomba centrífuga que llega a un límite de presión y potencia a cierta velocidad, la rotatoria seguirá absorbiendo potencia si aumenta la presión. Si el aumento en la potencia es muy grande se puede sobrecargar el motor, con lo cual funcionarían los dispositivos protectores y producirían el paro del motor.

Las válvulas de desahogo (“alivio”) de presión siempre se necesitan en los sistemas con bomba rotatoria y se gradúan un poco más que la presión máxima de descarga para proteger la carcasa de la bomba y los componentes de corriente abajo si sube mucho la presión. Muchas bombas rotatorias tienen válvulas de desahogo integrales destinadas principalmente a proteger la carcasa. La Norma API 676 no permite el empleo de válvulas de desahogo integrales. El sistema preferido es una válvula de desahogo externa, del tamaño requerido, en la tubería diseñada para devolver el líquido a la fuente de succión en un lugar a una distancia suficiente corriente arriba de la bomba para evitar el sobrecalentamiento.

Para determinar el tamaño de la máquina motriz, se debe tener en cuenta la viscosidad y presión máximas con que trabajará la bomba en el sistema



propuesto. Se debe agregar de 10 a 15% para aumento de presión antes de que abra por completo la válvula de desahogo.

El motor debe ser del tamaño que permita el funcionamiento en esas condiciones. Hay una vieja regla empírica para las bombas rotatorias que sigue vigente: “Un motor de tamaño más grande es una buena inversión”.

1.12. Control de flujo en bombas rotatorias.

Debido a que en la bomba rotatoria de desplazamiento positivo casi no varía la capacidad según la presión a una velocidad dada, se debe tener en cuenta una importante diferencia con los métodos de control utilizados en otros tipos de bombas. En un proceso en que se emplea bomba centrífuga, se suele incluir una válvula de control que estrangula la salida de la bomba en respuesta a una señal de flujo o presión en el proceso. Este control es factible en una amplia gama de funcionamiento de la bomba centrífuga.

En la bomba rotatoria, la estrangulación de la descarga no reducirá el flujo sino que hará que aumente la presión en el sistema y se incremente la potencia requerida por la bomba. El método correcto de control del proceso es una válvula de derivación (bypass) desde la descarga de la bomba hasta la fuente de succión. El tubo de derivación debe retornar a la succión a una distancia suficiente de la bomba para que no se sobrecaliente el líquido al volver a pasar por la bomba. La válvula de derivación también funcionará con una señal de flujo o presión del proceso en el tubo de descarga o en el punto lineal del sistema de bombeo. Con este control no se ahorra energía, pues todo el volumen se mueve con la bomba y absorbe la potencia requerida al flujo nominal. Otro método de control disponible varía la velocidad de rotación de la bomba. Se puede hacer con un motor o turbina de velocidad variable y producir el ajuste de la velocidad en respuesta a una señal del proceso. Otra opción es un motor eléctrico de velocidad variable cuya velocidad cambie en respuesta a una señal eléctrica. Las bombas rotatorias se pueden controlar con acoplamientos hidráulicos o eléctricos de velocidad variable o con transmisiones con bandas V de paso variable con control manual o automático. Todas estas unidades motrices de



velocidad variable permitirán ahorros considerables de energía a baja velocidad, pues se bombea menos líquido. Por supuesto, hay que tener en cuenta la ineficiencia de algunas unidades motrices, en especial cuando se desean grandes variaciones en la velocidad.

1.13. Carga y curvas de carga del sistema, bombas centrífugas.

La acción del bombeo es la adición de energías cinética y potencial a un líquido con el fin de moverlo de un punto a otro. Esta energía hará que el líquido efectúe trabajo, tal como circular por una tubería o subir a una mayor altura.

Una bomba centrífuga transforma la energía mecánica de un impulsor rotatorio en la energía cinética y potencial requerida. Aunque la fuerza centrífuga producida depende tanto de la velocidad en la punta de los álabes o periferia del impulsor y de la densidad del líquido, la cantidad de energía que se aplica por libra de líquido es independiente de la densidad del líquido.

La carga o energía de la bomba en ft-lb/lb se debe expresar en pies (ft).

Para el sistema de bombeo: 1) la carga se puede medir en diversas unidades como ft de líquido, presión en psi, pulgadas de mercurio, etc.; 2) las lecturas de presión y de carga pueden ser manométricas o absolutas (la diferencia entre presión manométrica y absoluta varía de acuerdo con la presión atmosférica según sea la altitud), 3) nunca se debe permitir que la presión en cualquier sistema que maneje líquidos caiga por abajo de la presión de vapor del líquido.

1.13.1. Carga del sistema.

En términos estrictos, una bomba sólo puede funcionar dentro de un sistema. Para entregar un volumen dado de líquido en este sistema, la bomba debe aplicar, al líquido, una energía formada por la carga estática, la diferencia en presiones en las superficies de los líquidos, la carga de fricción y la pérdida de entrada y salida.



1. 13. 2. Carga estática.

La carga estática significa una diferencia en elevación. Por tanto, la “carga estática total” de un sistema es la diferencia en elevación entre los niveles del líquido en los puntos de descarga y de succión de la bomba (Fig. 1). La “carga estática de descarga” es la diferencia en elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centros de la bomba. Si la carga estática de succión tiene valor negativo porque el nivel del líquido para succión está debajo de la línea de centros de la bomba, se le suele llamar “altura estática de aspiración”. Si el nivel de líquido de succión o de descarga está sometido a una presión que no sea la atmosférica, ésta se puede considerar como parte de la carga estática o como una adición por separado a la carga estática.

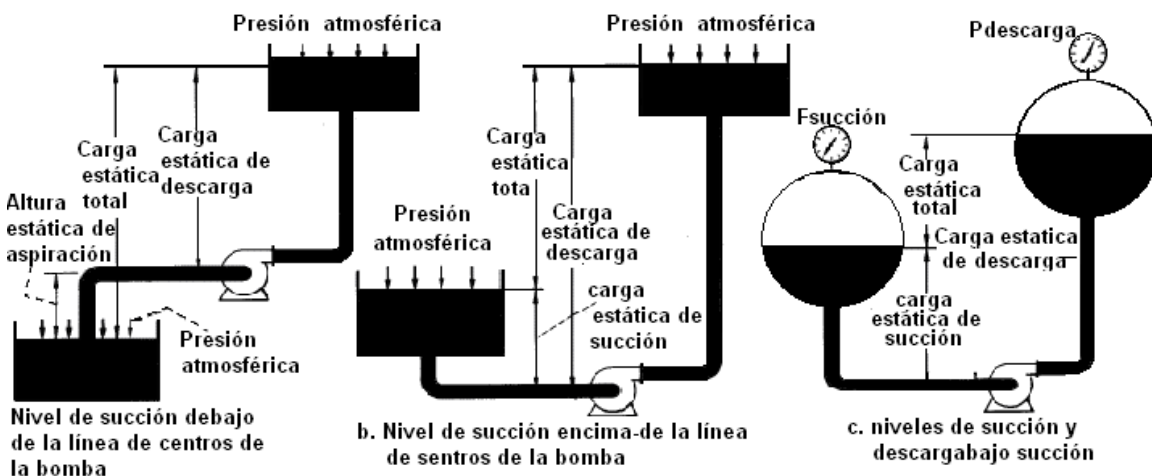


Figura.1. La carga estática total en un sistema con bomba centrífuga depende las condiciones succión y descarga

1.13.3. Carga de fricción.

La carga de fricción (expresada en ft del líquido que se bombea) es la necesaria para contrarrestar las pérdidas por fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, accesorios y otros componentes como pueden ser los intercambiadores de calor.

Estas pérdidas varían más o menos proporcionalmente al cuadrado del flujo en el sistema. También varían de acuerdo con el tamaño, tipo y condiciones de las superficies de tubos y accesorios y las características del líquido bombeado. Al



calcular las pérdidas por fricción, se debe tener en cuenta que aumentan conforme la tubería se deteriora con el tiempo

1.14. Curvas de fricción y de carga del sistema.

Las pérdidas por fricción en la entrada y la salida varían más o menos proporcionalmente al cuadrado del flujo en un sistema. Para resolver problemas de bombeo es conveniente indicar la relación, en forma de gráfica, entre la capacidad y las pérdidas de carga de fricción. Estas pérdidas, por tanto, se calculan con algún flujo predeterminado, sea el esperado o el de diseño, y luego se calcula para todos los demás flujos con el empleo del cuadrado de la relación de flujo. La curva resultante se llama curva de fricción del sistema (Fig. 2a).

Cuando se combinan las cargas estáticas, la diferencia en presión y las pérdidas de carga de fricción de cualquier sistema, y se trazan contra la capacidad, la curva resultante (Fig. 2b) se llama curva de carga del sistema. Al superponer una curva de capacidad contra carga de la bomba a velocidad constante sobre esta curva de carga del sistema (Fig. 2b) se podrá determinar la capacidad en el punto en que se cruzan las dos curvas. Ésta es la capacidad que entregará al sistema esa bomba a esa velocidad particular.

En sistemas que tienen cargas estáticas o diferencias de presión variables, es posible trazar curvas que correspondan a las condiciones mínimas y máximas (Fig. 3). Después, las intersecciones con la curva de carga-capacidad de la bomba determinarán los flujos mínimo y máximo que entregará la bomba en el sistema.

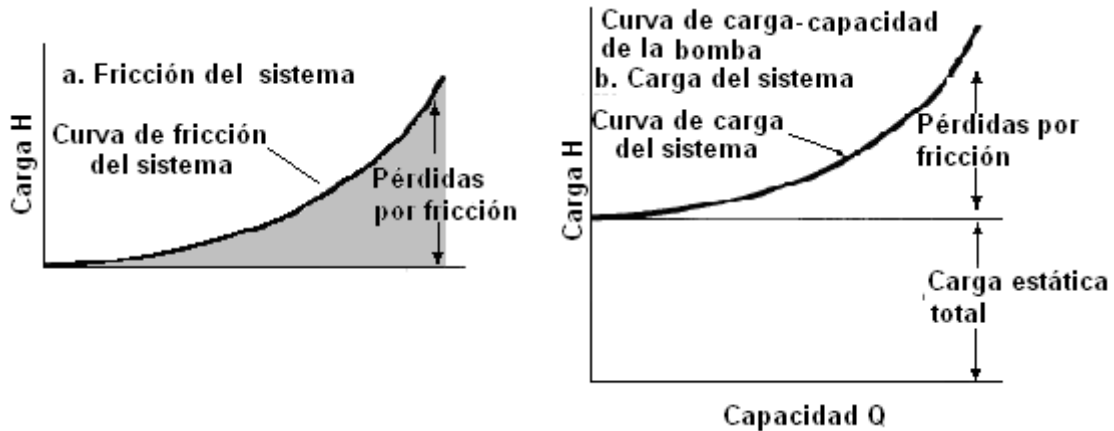


Fig. 2. Relaciones entre necesidades del sistema y capacidad de la bomba.

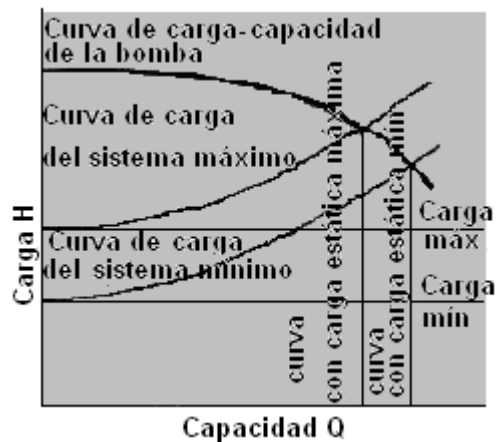


Fig. 3. Características del sistema para una carga estática variable.

1.15. Variaciones en el flujo deseado.

Es raro que un sistema deba funcionar con una sola capacidad fija. En general, el proceso en que trabaja la bomba centrífuga tiene demanda variable. Una bomba dada en un sistema dado sólo entregará la capacidad correspondiente a la intersección entre las curvas de carga contra capacidad y de carga del sistema. Para variar la capacidad es necesario cambiar la forma de una o de ambas curvas.

Para cambiar la curva de carga contra capacidad se hace funcionar la bomba a velocidad variable (Fig. 4a). O bien, la curva de carga del sistema se puede



alterar si se produce una pérdida por fricción con una válvula de estrangulación (Fig. 4b).

Por supuesto, la diferencia entre la carga total producida por la bomba y la carga requerida por la curva de carga del sistema representa desperdicio de energía durante la estrangulación. Por otra parte, la casi totalidad de las bombas centrífugas actuales tienen propulsión con motores de inducción, de jaula de ardilla, de velocidad constante y la estrangulación en la descarga de la bomba es el único medio de obtener la capacidad variable deseada. Como se verá, la adopción de motores de frecuencia variable cambiará estos métodos.

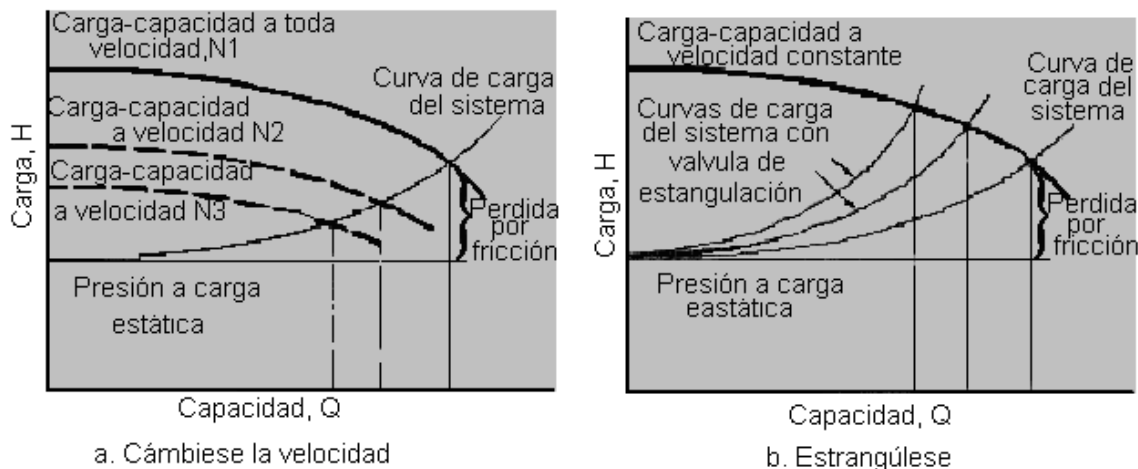


Figura.4. Métodos para variar la capacidad de una bomba centrífuga.

1.16. Leyes de afinidad y curvas de capacidades nominales

El rendimiento hidráulico de una bomba centrífuga incluye tres factores básicos: 1) la capacidad (expresada en unidad de volumen por unidad de tiempo, como gpm); 2) la carga total (expresada en pies del líquido que se bombea), y 3) la velocidad a la cual funciona la bomba (en 'Pm).

El rendimiento o "comportamiento" de la bomba se presenta en forma de curvas (Fig. 5) en que la curva de carga contra capacidad se traza a una velocidad fija. La curva también indica la potencia al freno requerido con diversos flujos y la eficiencia correspondiente de la bomba. La capacidad a la cual la bomba trabaja con más eficiencia se llama punto de máxima eficiencia (denominado a veces en



inglés con las siglas **b.e.p., best eficiencia poíno**). El trabajo útil que hace la bomba es el peso del líquido bombeado en un periodo, multiplicado por la carga producida por la bomba y se expresa en términos de potencia, llamados caballos de agua (*WHP*). Sería más correcto llamar a *WHP* caballos de líquido, que se determinan con

$$WHP = \frac{QH(sp * r)}{3960} \quad (15)$$

Donde:

WHP = caballos de agua,

Q = capacidad de la bomba, gpm

H = carga total, ft.

La potencia requerida para la propulsión de la bomba son los caballos de agua divididos entre la eficiencia η de la bomba: Por tanto, al dividir la ecuación (15) entre esta η se tiene:

$$BHP = \frac{QH(sp * gr)}{3960 * \eta} \quad (16)$$

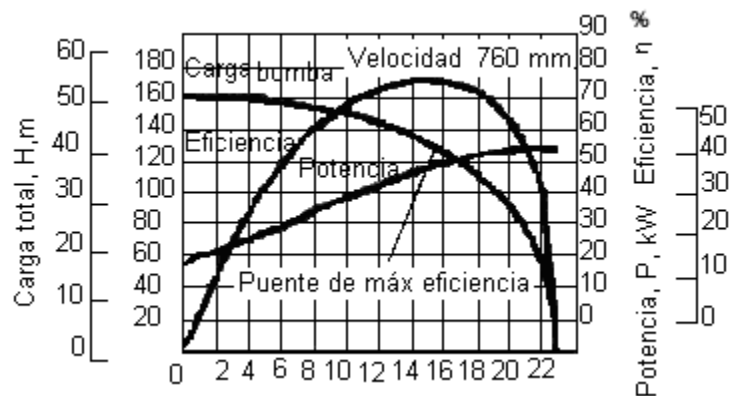


Fig.5. Característica de rendimiento de una bomba centrífuga.



1.17. Leyes de afinidad.

Las relaciones que permiten predecir el rendimiento de una bomba a una velocidad que no sea la de característica conocida de la bomba, se llaman leyes de afinidad.

Cuando se cambia la velocidad:

1. La capacidad Q en cualquier punto dado en la característica de la bomba varía directamente con la velocidad, n .

2. La carga H varía en razón directa al cuadrado de la velocidad.

3. La potencia al freno P varía en razón directa al cubo de la velocidad.

En otras palabras, si se asigna el subíndice 1 a las condiciones en las cuales se conocen las características y el subíndice 2 denota las condiciones a alguna otra velocidad, entonces:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (17)$$

Estas relaciones se pueden utilizar sin peligro para cambios moderados en la velocidad. Las ecuaciones (3) quizá no sean igual de exactas para cambios grandes en la velocidad. Hay leyes de afinidad similares para los cambios en el diámetro D del impulsor, dentro de límites razonables de reducción del impulsor.

En otras palabras:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1}; \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (18)$$

Ocurren ciertas desviaciones de estas leyes incluso con reducciones más o menos pequeñas.

1.18. Velocidad específica.

El principio de la similitud dinámica cuando se aplica a una bomba centrífuga indica que dos bombas de configuración similar tendrán características semejantes de funcionamiento.



El término “velocidad específica” es el que relaciona los tres factores principales de las características de rendimiento: capacidad, carga y velocidad de rotación, en un solo término. En su forma básica, la velocidad específica es un número índice que se expresa con:

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (19)$$

Donde:

N_s = velocidad específica;

n = velocidad de rotación, rpm;

Q = capacidad, gpm;

H = carga, ft (carga por etapa en una bomba de etapas múltiples).

La ecuación no cambia aunque el impulsor sea de succión sencilla o doble. Por tanto, cuando se cita un valor definido de velocidad específica se menciona el tipo de impulsor. Aunque se podría calcular la velocidad específica en cualquier condición dada de carga y capacidad, la definición de la velocidad específica supone que la carga y capacidad utilizadas en la ecuación son para la máxima eficiencia de la bomba. El número de velocidad específica es independiente de la velocidad de rotación a la que funciona la bomba.

1.19. Condiciones de succión.

La mayor parte de los problemas con las bombas centrífugas ocurren en el lado de succión. Por ello, es indispensable entender la forma de relacionar la capacidad de succión de la bomba con las características de succión del sistema en que funcionará.

Cuando se bombean líquidos, nunca se debe permitir que la presión en cualquier punto dentro de la bomba caiga a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Siempre se debe tener suficiente energía disponible en la succión de la bomba para hacer que el líquido llegue al impulsor y contrarreste las pérdidas entre la boquilla de succión y la entrada al impulsor

de la bomba. En este lugar, los álabes del impulsor aplican más energía al líquido.

El rendimiento de la bomba se suele presentar con curvas (Fig. 6) y la curva de carga contra capacidad se traza a una velocidad fija. Las curvas también indican el potencia al freno requerido con diversos caudales y la eficiencia correspondiente.

Una característica adicional de la bomba es la $(NPSH)_R$. Es la energía, en ft de carga de líquido que se necesita en la succión de la bomba por arriba de la presión de vapor del líquido a fin de que la bomba entregue una capacidad dada a una velocidad dada.

Los cambios en la $(NPSH)_A$ no alteran el rendimiento de la bomba siempre y cuando la $(NPSH)_A$ sea mayor que la $(NPSH)_R$. Cuando la $(NPSH)_A$ cae por debajo del valor de $(NPSH)_R$, la bomba empieza a tener cavitación y pierde eficiencia (Fig. 6). Las características con línea continua son los valores de $(NPSH)_A$, que exceden de la $(NPSH)_R$. Si la $(NPSH)_A$, cae a menos de la $(NPSH)_R$, empieza la cavitación y la bomba produce menos carga. Cuando hay una reducción adicional en la carga, hay cierto aumento en la capacidad; entonces, otra reducción en la carga no aumenta la capacidad como se indica con la curva de línea discontinua.

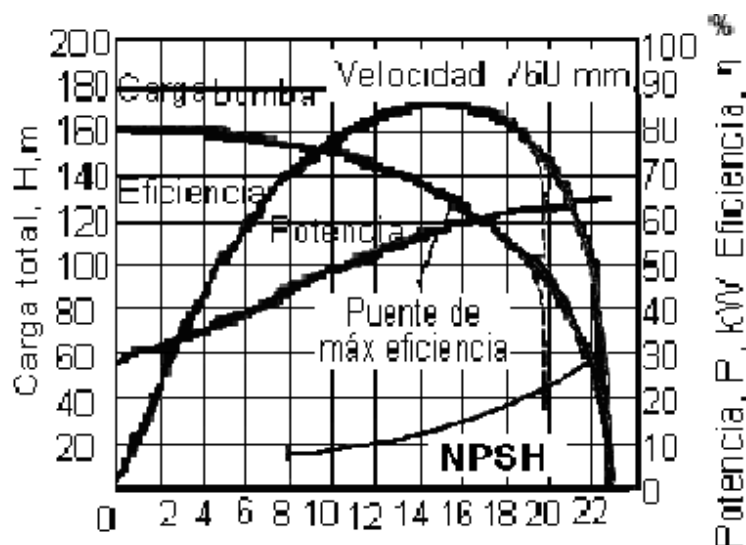


Fig.6. Característica de rendimiento de una bomba centrífuga.



1.20. Carga de succión y altura de aspiración

La carga de succión, h , es la carga estática en el tubo de succión de la bomba por encima de la línea de centros de la misma, menos todas las pérdidas por carga de fricción para la capacidad que se estudia (incluso pérdidas en la entrada en el tubo de succión), más cualquier presión (un vacío es una presión negativa) que haya en el suministro de succión.

En vez de expresar la carga de succión como valor, negativo, se suele utilizar el término “altura de aspiración” cuando la bomba tiene la succión en un tanque abierto a la presión atmosférica. Dado que la altura de aspiración es una carga negativa de succión medida por debajo de la presión atmosférica, la altura total de aspiración (que también tiene el símbolo h ,) es la suma de la altura estática de aspiración medida hasta la línea de centros de la bomba y las pérdidas por carga de fricción antes definidas. (En ocasiones resulta ventajoso expresar las cargas de succión y de descarga como presión absoluta, pero suele ser más conveniente medirlas por arriba o por abajo de la presión atmosférica.)

1.21. Carga neta positiva de succión.

El empleo de los términos “altura de aspiración permisible” o “carga de succión requerida”. Sólo se pueden aplicar para agua, porque indican la energía de la presión barométrica expresada en ft de agua. Los cambios en la presión barométrica, sean por la diferencia en altitud o por el clima, modifican los valores de estos términos. Los cambios en la temperatura de bombeo también influyen porque alteran la presión de vapor del líquido.

Por esta razón, todas las referencias a las condiciones de succión se hacen con la carga neta positiva de succión **NPSH**, por arriba de la presión de vapor del líquido. La carga de succión y la presión de vapor se deben expresar en ft del líquido que se maneja y ambas en unidades de presión manométrica o absoluta. Una bomba que funcione con altura de aspiración manejará cierta capacidad máxima de agua fría sin que haya cavitación. La **(NPSH)_A** o cantidad de energía disponible en la boquilla de succión es la presión atmosférica menos la suma de la altura de aspiración y la presión de vapor del agua. Para manejar la misma



capacidad con otro líquido, se debe tener disponible la misma cantidad de energía en la boquilla de succión. Por tanto, para un líquido en ebullición o sea una presión equivalente a la presión de vapor correspondiente a su temperatura, esta energía debe ser siempre carga positiva. Si el líquido está a menos de su punto de ebullición, se reduce la carga de succión requerida en razón de la diferencia entre la presión que hay en el líquido y la presión de vapor correspondiente a la temperatura.

Es necesario distinguir entre la carga neta positiva de succión disponible $(NPSH)_A$ y la requerida, $(NPSH)_R$. La primera, que es una característica del sistema en que se emplea la bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existente y la presión de vapor a la temperatura prevaleciente. La $(NPSH)_R$, que es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor.

1.22. Cavitación y rendimiento de la bomba.

La cavitación ocurre cuando la presión absoluta dentro de un impulsor cae por abajo de la presión de vapor del líquido y se forman burbujas de vapor. Éstas se contraen más adelante en los álabes del impulsor cuando llegan a una región de presión más alta. La $(NPSH)_R$ mínima para una capacidad y velocidad dadas de la bomba se define como la diferencia entre la carga absoluta de succión y la presión de vapor del líquido bombeado' a la temperatura de bombeo y que es necesaria para evitar la cavitación.

La cavitación de la bomba se nota cuando hay una o más de las siguientes señales: ruido, vibración, caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia y, con el paso del tiempo, por los daños en el impulsor por picadura y erosión. Como todas estas señales son inexactas, se hizo necesario aplicar ciertas reglas básicas para establecer cierta uniformidad en la detección de la cavitación.

La ***NPSH*** mínima se determina con una prueba en la que se miden tanto la carga total como la eficiencia a velocidad y capacidad dada en condiciones de ***NPSH*** variable. Con los valores altos de ***NPSH***, la carga y la eficiencia permanecen constantes. Cuando se reduce la ***NPSH*** se llega a un punto en el



cual se rompen las curvas e indican el menoscabo en el rendimiento de la bomba ocasionado por la cavitación.

Es difícil señalar con precisión el valor exacto de **NPSH** al cual se inicia la cavitación. Para la velocidad y capacidad particulares que se prueban, la **NPSH** que produzca una caída de 3% en la carga se determina como la **(NPSH)_R**, mínima.

Las pruebas de **NPSH** en las bombas centrífugas se suelen efectuar con agua fría. Es decir, se podría suponer que la **(NPSH)_R**, en una bomba centrífuga para un funcionamiento satisfactorio es independiente de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo; esto no ocurre en la realidad.

Las pruebas de laboratorio y de campo con bombas que manejan una gran variedad de líquidos y en muchas gamas de temperaturas, siempre han indicado que la **(NPSH)_R**, para una capacidad dada y con una bomba dada, al parecer tiene variaciones apreciables. Por ejemplo,

la **(NPSH)_R**, cuando se manejan hidrocarburos suele ser mucho menor que cuando se maneja agua fría. Incluso cuando se bombea agua, hay pruebas de que la **(NPSH)_R**, disminuye cuando se sube la temperatura del agua.

Se ha determinado que la reducción en la **(NPSH)**, debe ser función de la presión de vapor y de las características del líquido que maneja la bomba. Se consideró que se podrían establecer reglas para predecir el efecto de las características del líquido sobre la **(NPSH)_R**.

1.23. Funcionamiento con flujos reducidos.

La causa más frecuente de que una bomba funcione con flujos reducidos es cuando disminuye la demanda en el proceso en que se encuentra. Pero, también puede ocurrir que dos bombas en paralelo sean inadecuadas para este servicio con flujo reducido y en una de las bombas quizá se cierre la válvula de retención por la presión más alta producida por la bomba que tiene mayor caudal. El funcionamiento de las bombas centrífugas con capacidades reducidas



puede ocasionar inconvenientes, que ocurren por separado o en forma simultánea y hay que preverlos o evitarlos. Algunos son:

- ❖ Fusionar a menos de la eficiencia máxima. Cuando las características del proceso requieren flujos reducidos, se pueden manejar con un propulsor de velocidad variable o con varias bombas para la capacidad total requerida y, luego, se hace un paro secuencial de las bombas conforme se reduce la demanda total. Este procedimiento ahorrará energía, como se comentará más adelante.

Mayor carga en los cojinetes. Si la bomba es de diseño de voluta sencilla estará sometida a mayor empuje radial, que aumentará la carga en los cojinetes radiales. Si se espera que una bomba trabajará con esos flujos debe resistir esta carga alta en los cojinetes.

- ❖ Aumento de temperatura. Cuando se reduce la capacidad, aumenta la temperatura del líquido bombeado. Para no exceder de los límites, se debe proveer una derivación (bypass) para flujo mínimo; puede ser automática y también protegerá contra el cierre accidental de la válvula de retención cuando está en marcha la bomba.
- ❖ Recirculación interna. Con ciertos flujos menores a los de máxima eficiencia, todas las bombas centrífugas tienen recirculación interna, en las zonas de succión y descarga del impulsor. Esto puede ocasionar borboteos hidráulicos y daños al impulsor, similares a los que produce la cavitación pero en un lugar diferente en el impulsor

1.24. Funcionamiento con velocidad variable.

Aunque la mayor parte de las bombas con motor eléctrico (motobombas) tienen propulsión de velocidad constante, en otras se aprovechan los posibles ahorros en consumo de energía cuando la propulsión es de velocidad variable. Los motores con rotor devanado se utilizaron mucho en una época; pero, en la actualidad, se acostumbra utilizar una propulsión con velocidad variable, como una transmisión magnética o un acoplamiento hidráulico entre el motor y la



bomba. Como opción, se puede utilizar un control de frecuencia y voltaje variables para el motor que ofrece la gran ventaja de mantener una eficiencia casi constante en el motor sin que importe su velocidad de funcionamiento. Pero una propulsión de velocidad variable como el acoplamiento hidráulico tiene pérdidas por deslizamiento, por lo cual su eficiencia se reduce directamente por la relación entre la velocidad de salida y la velocidad de entrada. El funcionamiento con velocidad variable tiene otra ventaja: permite que el motor funcione por arriba o por abajo de la velocidad sincrónica. El funcionamiento con velocidad variable permite lograr las condiciones requeridas en el servicio sin estrangulación, porque reduce la velocidad de funcionamiento de la bomba. Los propulsores de velocidad variable, en especial los de entrada de frecuencia variable se utilizan cada vez más. No es muy tarde para obtener ahorros de energía en algunas instalaciones si se las convierte para funcionamiento de velocidad variable. Para decidir si se hace o no esa modificación, es necesario trazar la curva real de carga del sistema, a fin de calcular la velocidad requerida con diversas capacidades entre los límites de funcionamiento y determinar la potencia de salida del motor entre esos límites e incluir las pérdidas sufridas, en el propulsor de velocidad variable. La diferencia entre esta potencia y la potencia al freno de la bomba a velocidad constante, representa ahorros potenciales de energía con estas capacidades. Después, es necesario asignar un número predicho de horas de funcionamiento con diversas capacidades y calcular los ahorros potenciales anuales en hp-h o en kWh. Estos ahorros son en los costos y se pueden utilizar para determinar si se justifica o no el costo del cambio a la propulsión con velocidad variable.



CAPITULO 2: FLUJO TECNOLOGICO.

2.1. Descripción de la Base de Almacenamiento de Combustible de Puerto

Moa. Ver anexo 1.

El Campo de Boyas está compuesto por tres boyas de amarre para Buques Tanqueros con peso muerto hasta 65000 tons. Cada una de estas boyas está anclada en su posición con un ancla de 13.8 tons de peso mediante un tramo de cadena de 177m y de 76mm de diámetro.

La transferencia de combustible desde el Buque hasta los tanques de almacenaje se realiza mediante una línea submarina compuesta por dos mangueras de 10" de diámetro nominal y de 62m de largo. Cada manguera consta de seis tramos acoplados entre sí por platillos. En su extremo libre cada manguera lleva instalada una válvula de mariposa, un coupling de levas (camlock coupling) y un platillo ciego de aleación ligera, fija a este platillo una cadena de 20m de longitud une el extremo de la manguera a la boya de recuperación. A través de esta cadena la manguera es izada hasta la cubierta del Tanquero para su conexión al manifold de descarga.

En el extremo sumergido adyacente al Campo de Boyas se encuentra instalado un manifold de extremo de tubería (PLEM), este consiste en una estructura de Acero sobre la cual descansa un tramo de tubería de DN 24" similar a la de la línea submarina, a ambos lados de esta tubería salen sendas ramas de tuberías de DN 10" a las cuales van conectadas las mangueras de descarga. En cada ramal de DN 10", entre el manifold y la manguera se encuentra instalada una válvula de cheque.

Para mantenerse el PLEM fijo en su posición, lleva colocado sobre él tres bloques de Hormigón de 5 tons, cada uno y durante el montaje se añadieron cuatro pilotes de tubería de DN 8"x 6m de longitud para ayudar a soportar el PLEM sobre el suave lodo del fondo submarino.

El oleoducto submarino está compuesto por una línea de diámetro 600mm y 12mm de pared y una longitud aproximada de 1000m hasta la costa donde se



une con el oleoducto de tierra que está formado por dos líneas paralelas de DN 20" (500mm) con un largo aproximado de 2700m y posee las válvulas siguientes VM 23, EV22, 24, 30,31, 16, 18,18 A y 18 B).

A lo largo de su trayectoria cada línea de DN 20" contiene 5 expansiones para la compensación de la dilatación térmica, de tipo fuelle multicapas, de 4 capas de Acero Inoxidable 316.

Antes de entrar a la Base de Combustible ambas líneas paralelas se funden en una sola línea de DN20" que se extiende hasta un punto entre los tanques de almacenaje 2 y 3, donde interconecta con la red de tuberías de DN 16" que entra a los tanques.

Por las características del producto que se recibe por esta instalación la línea submarina y el oleoducto de tierra no pueden quedar llenos de petróleo porque el descenso de la temperatura del fluido hasta la temperatura ambiente incrementa la viscosidad del mismo al grado que pudiera dificultar la descarga siguiente. El sistema está concebido por tanto para dejar las tuberías llenas de agua de mar que es bombeada del propio barco después de finalizada la descarga.

Como el volumen de agua en las tuberías es de aprox.1200m³, fue necesario proveer la instalación con un tanque auxiliar (TK 6-A) con una capacidad de 2500m³ donde descargar dicha agua para no introducirla en los tanques de almacenaje.

La línea de entrada a la intersección con la red de 16" quedará siempre llena de petróleo por lo que la tubería está recubierta con aislamiento térmico y entre este y la tubería lleva una resistencia eléctrica de calentamiento para el precalentamiento del petróleo contenido antes de iniciar la descarga.

Existen en la Base de Combustible 5 tanques de 20 000 m³ cada uno (TK1, TK2, TK3 TK4 y TK6) y uno de 15 000 m³ (TK 5). Este sistema está preparado con sensores agua-petróleo y válvulas inteligentes para operar de forma automático y/o manual logrando definir hacia que tanque iría el combustible y hacia que



tanque el agua de mar durante los correspondientes desplazamientos realizados al inicio y culminación de las operaciones de recepción del combustible.

La planta posee dos secciones de alimentación por Campo de Boyas sección 1 y sección 2 ,por la primera para alimentar el combustible a los tanques del 1 al 6 hay que abrir las siguientes electroválvulas (EV 13,12,11,7,8,10) por la segunda para alimentar el combustible a los tanques del 1 al 6 hay que abrir las siguientes electroválvulas(EV 6, 4,2, 17,15,14), existen un grupo de 7 válvulas manuales intermedias en el esquema de recepción y manipulación que permiten independizar en un momento determinado un grupo de tanques ó las secciones mencionadas ellas son: VM 9,3,9 A, 10 A, 24,23 y 25(da paso al Muelle1), para mejor entendimiento de la red de la planta se anexa esquema tecnológico:

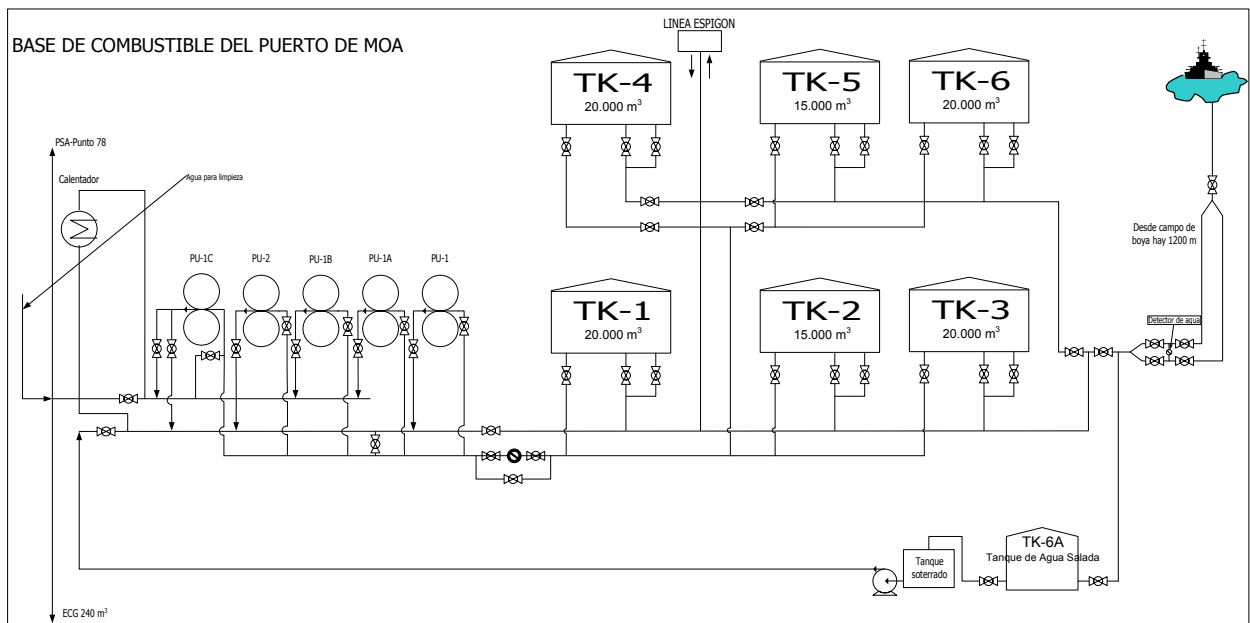


Figura 7. Base de Combustible del Puerto de Moa

2.1.1. Bombeo de Combustible a las Productoras.

Una vez coordinada esta operación entre las fábricas consumidoras y la Base de Combustible se intercambian un grupo de información como son: **Ver anexo 2.**

- Número del Tanque y Nivel correspondiente
- Temperatura y Densidad del Producto a Bombear.



- Volumen antes y después del bombeo

La planta posee 3 Bombas Centrífugas para el suministro a las plantas consumidoras: BO1A y BO1B con capacidad de 120 m³ c/u y BO1C con capacidad de 140 m³. Para realizar los trasiegos entre tanques y Llenado de Buques de Cabotajes por Muelle 1, posee, 1 Bomba de Desplazamiento Positivo (BO1) con capacidad de 250 m³ y una Bomba Centrifuga (BO2) con capacidad de 250 m³. **Ver anexo 3.Y 4.**

Posee 3 Intercambiadores de Calor (IC1, IC2, IC3) empleados para aumentar la temperatura y a su vez la fluidez del producto en el bombeo, el elemento intercambiante es el Vapor de Agua suministrado por la Fábrica E. Che Guevara.

Para ejecutar el bombeo el operador de la Base de Combustible prepara los equipos tecnológicos que participarán en dicha operación, se drenan los intercambiadores de calor evitando golpeteos al inyectar el vapor para el calentamiento del producto, se revisan los accesorios recogidos en los puntos de inspección del proceso, bombas, manómetros, amperímetros, niveles, drenajes de los tanques , etc.

El petróleo que se encuentra almacenado en los tanques de recepción debe estar tratado y drenado con su correspondiente análisis para ser enviado a las fábricas.

Para bombear el petróleo del tanque seleccionado se abre la válvula de salida del tanque, que da paso a la línea de diámetro 400 mm, hasta el colector principal de la Casa de Bombas pasando por la válvula manual VA-27, por el Filtro (F-1) donde se recogen las impurezas tanto físicas como mecánicas del producto, y luego por la válvula manual VA-29. De este mismo colector succionan el producto las bombas seleccionadas para el bombeo pasando este por la Válvula de succión de la(s) bomba(s) de donde es enviado a los intercambiadores de calor IC1, IC2, IC3 que le dan paso a una tubería de diámetro 273 x 7 mm hasta la VA-42 de cuña que a su vez da paso hacia las fábricas PSA y E. CH Guevara.



2.1. 2. Comprobación arrancada del bombeo de crudo.

Para realizar el trasiego de crudo desde el TK seleccionado de la base de petróleo a los TK de almacenaje de la fábrica es necesario tener preparado previamente el esquema de operación, realizando las siguientes comprobaciones.

1. Comprobar que todo el sistema que se va a poner en operación este hermetizado.
2. Cerrar la válvula de salida de todos los TK y solo mantener abierta la válvula del tanque seleccionado para el bombeo.
3. Comprobar el buen funcionamiento de todos los equipos y válvulas a utilizar.
4. Comprobar el buen estado de la señalización lumínica y sonora de la instrumentación y automatización a utilizar.
5. Comprobar la existencia del agua de enfriamiento.
6. Comprobar que la válvula de succión y descarga estén abierta.
7. Tener el personal en cada puesto de trabajo con las instrucciones necesarias.
8. Comprobar que las bombas a utilizar estén en buen estado técnico.
9. Comprobar que las trampas de vapor funcionen correctamente.
10. Abrir la válvula de entrada y salida a los calentadores.

2.1.3. Arrancada normal de bombeo de Fuel Oil a las fábricas.

1. Conectar el esquema eléctrico.
2. Coordinar con los consumidores.
3. Energizar el panel.
4. Abrir la válvula de agua de enfriamiento.



5. Abrir válvula de salida del tanque.
6. Abrir la válvula de succión y descarga de la bomba seleccionada para el bombeo.
7. Abrir el venteo de la bomba y cerrarlo cuando aparezca petróleo.
8. Abrir la válvula del colector principal para las fábricas VA-42.
9. Abrir válvula de salida y entrada de los calentadores.
10. Arrancar bomba 1A, 1B ó 1C.
11. Abrir válvula de descarga de la bomba seleccionada.
12. Abrir la válvula de entrada de vapor a los calentadores.
13. Regular la válvula de salida del condensado de los calentadores.
14. Controlar los parámetros de funcionamiento del equipo y los tanques.
15. Informar a los consumidores de la arrancada.

2.2. Valoración de los sistemas de bombeo a velocidad constante (método clásico y con arrancadores suaves).

Los motores eléctricos son los mayores consumidores de electricidad en la industria y en el comercio. Casi la mitad de la energía eléctrica usada y cerca de las dos terceras partes de la utilizada en la industria es consumida por motores eléctricos. El ahorro de energía en máquinas eléctricas emerge como un factor clave a la hora de incrementar la rentabilidad y reducir el impacto medioambiental. Hoy en día, el costo de la energía eléctrica está en alza, y es prudente adoptar diversos planes para disminuir el consumo energético de nuestros equipos, instalaciones e industrias. En la actualidad, resulta interesante buscar oportunidades de ahorro energético cuando los motores trabajan con bombas. Las bombas son aplicaciones usadas en el ambiente industrial y los métodos comúnmente usados para el control de flujo son: El estrangulamiento de válvula de salida, usando un by-pass; que conecte la salida con la entrada, usando un control ON-OFF, o usando variadores de frecuencia.

2.2.1. Control de válvulas.

En el sistema de control por válvulas, las bombas permanecen a velocidad constante, el caudal es reducido al cerrar una válvula de control situada en la línea, de este modo, reducimos la sección transversal de la tubería o conducto. Cuando cerramos la válvula aumentamos la presión al reducir el diámetro de paso, y la energía es disipada en forma de calor en la válvula de control. El estrangulamiento de la válvula no produce una pequeña disminución del caudal hasta que esta no se ha cerrado considerablemente, de ahí que la relación entre el caudal y el nivel de cierre de la válvula no sea lineal.

Este método es ineficiente en cuanto al uso de potencia, además de introducir otros problemas como calentamiento del fluido, cavitación y turbulencias, los que añaden ineficiencia al sistema.

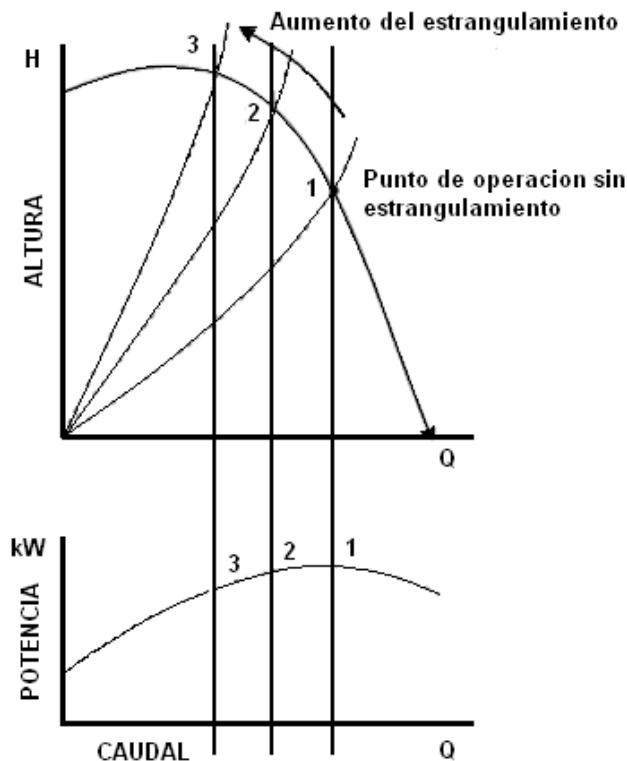


Figura 7: Ejemplo de estrangulamiento de válvula

2.2.2. Marcha y paro (ON-OFF).

Este tipo de control se suele utilizar en sistemas donde se necesita una determinada cantidad de flujo constante durante cierto período de tiempo. Las



bombas son controladas normalmente con dispositivos electromecánicos convencionales, que introducen esfuerzos en el suministro de energía y en los motores eléctricos. Además producen problemas en el sistema hidráulico por las sobrepresiones en el arranque y los golpes de ariete en la parada.

2.2.3. Control con BY-PASS .

Este método emplea un by-pass alrededor de la bomba para regular el caudal. Es en cierta medida, el menos eficiente de los métodos, ya que la bomba siempre trabaja a su máxima potencia sin tener en cuenta el nivel de flujo requerido en todo momento.

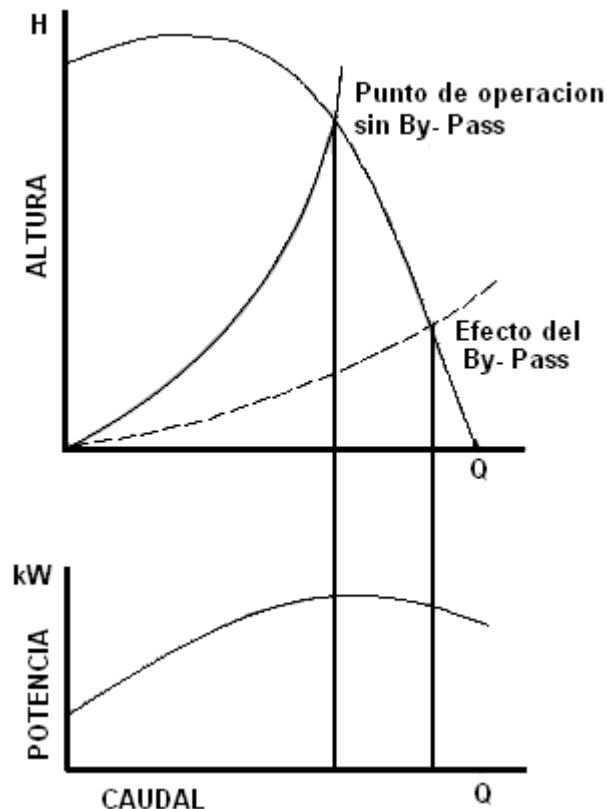


Figura 8: Ejemplo de control de By-Pass

2.2.4. Método de variación de velocidad.

Este método se lleva a cabo mediante la instalación de un convertidor de frecuencia en el motor de la bomba. Con este sistema, la reducción de presión es proporcional al cuadrado de la velocidad, lo que implica un control más lineal

que en los sistemas citados anteriormente, obteniéndose un efecto favorable sobre la eficiencia. El consumo de energía desciende drásticamente ya que la potencia es proporcional al cubo de la velocidad en el eje de la bomba, y a su vez, el flujo es proporcional a la velocidad en el eje.

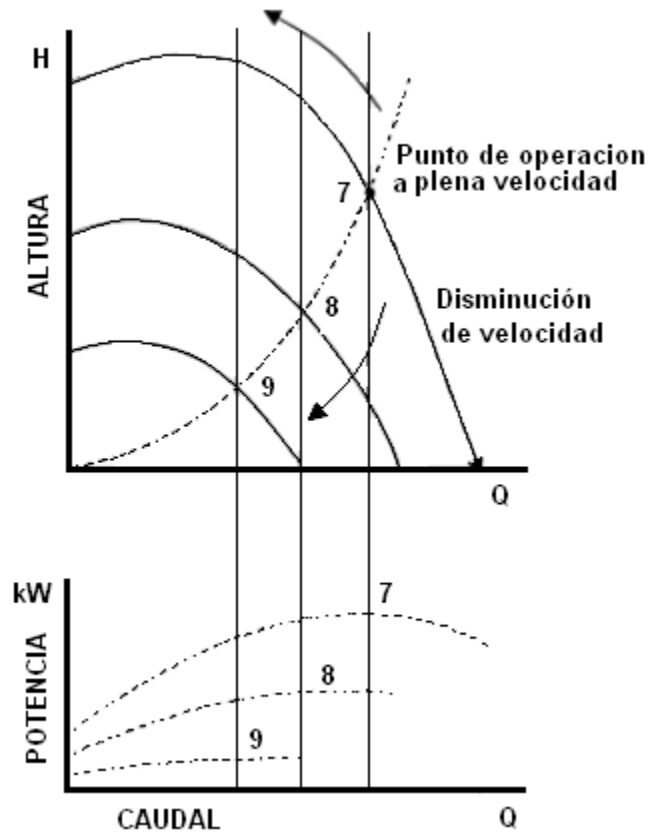


Figura 9: Ejemplo de control de velocidad

2.3. Representación gráfica del despilfarro de energía.

El producto de la altura y el flujo da el consumo de energía de una bomba, esto puede representarse sobre las curvas de altura/flujo como el rectángulo formado por el punto operacional y los ejes. De esta forma se puede realizar una comparación del consumo de energía entre un sistema de válvulas y otro de variación de velocidad que emplee un convertidor de frecuencia. El rectángulo sombreado refleja la energía desperdiciada en el sistema de válvulas.

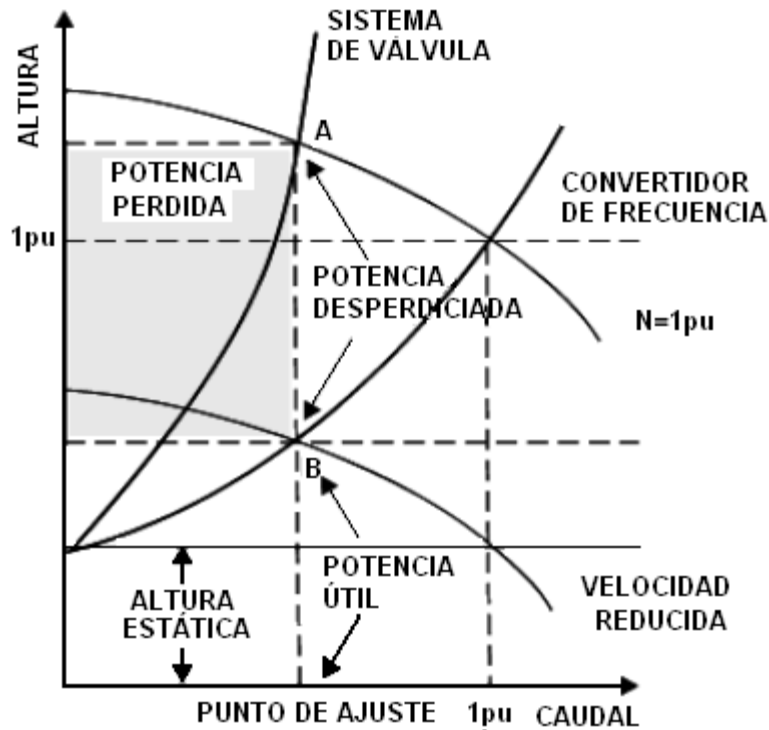


Figura 10: Pérdida de potencia en un sistema de válvulas.

Los convertidores de frecuencia o variadores de velocidad amplían el campo de regulación allí donde las condiciones de caudal fluctúan o donde hay necesidad de controlar la presión, temperatura, nivel etc.

2.4. Ventajas de la regulación mediante convertidor de frecuencia

Las principales ventajas de la regulación mediante convertidor de frecuencia son:

- Mantener siempre constante el parámetro a controlar, control continuo.
- Reducción de la potencia absorbida por el motor en función de la disminución de la velocidad de la bomba.
- Compensación de la potencia reactiva del motor.
- Disminución de las averías mecánicas y eléctricas.
- Reducción del coste de la obra civil en los sistemas de bombeo

Mecanismos de variación de velocidad.



2.5. Método para variar la velocidad en motores asincrónicos.

La velocidad de un motor asíncrono se determina mediante el número de pares de polos p del motor, la frecuencia de red f_1 y el deslizamiento del motor s . De aquí se derivan las diversas posibilidades de control de la velocidad de un motor.

$$n = \left(1 - s \right) \frac{f_1}{p} \quad (20)$$

En la formula (20) se puede ver las diferentes variables que se pueden manipular para hacer que la velocidad varié.

Existen diversos métodos para variar la velocidad de un motor asíncrono, como es variando la tensión en el cual bajo condiciones de arranque y de marcha el par del motor de inducción varía con el cuadrado el voltaje aplicado al primario del estator. También existen dos métodos importantes para cambiar el número de polos en un motor de inducción: El método de polos consecuentes y el de Devanados de estator múltiples, los cuales tienen como inconveniente la complejidad y volumen del motor. Otro de los métodos consiste en variar la resistencia del secundario el cual permite la inserción de una resistencia rotórica suplementaria que produce un incremento en el deslizamiento del rotor.

2.5.1. VARIANDO LA FRECUENCIA.

Es uno de los métodos de control de velocidad de mejores características, se encarga de generar una tensión de frecuencia y amplitud variables a partir de la red de alimentación.

En el método de control de velocidad por variación de frecuencia, las propiedades del motor como el par de inversión y la velocidad de deslizamiento deben ser independientes de la frecuencia de alimentación con el motor bajo carga, la curva característica del par del motor debe tener siempre la misma forma. Dado que el par generado por el motor es proporcional al flujo magnético.

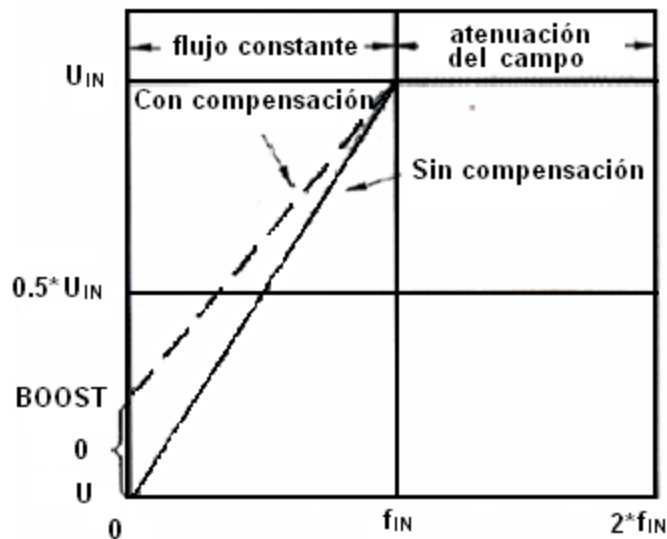


Figura 11. Curva Característica U/F.

En la gráfica se muestra la relación existente entre la frecuencia y el voltaje de alimentación, existen básicamente dos zonas, la primera es la zona de flujo constante donde existe una relación directa entre el voltaje y la frecuencia. La segunda zona gama de atenuación de campo inicia cuando se alcanza la frecuencia nominal f_{1n} del motor, donde también alcanza la tensión nominal U_{1n} . Si se incrementa aun mas la frecuencia de alimentación no se puede seguir aumentando la tensión de alimentación ya que normalmente cuando alcanza la tensión nominal del motor, el convertidor de frecuencia esta suministrando la tensión máxima.

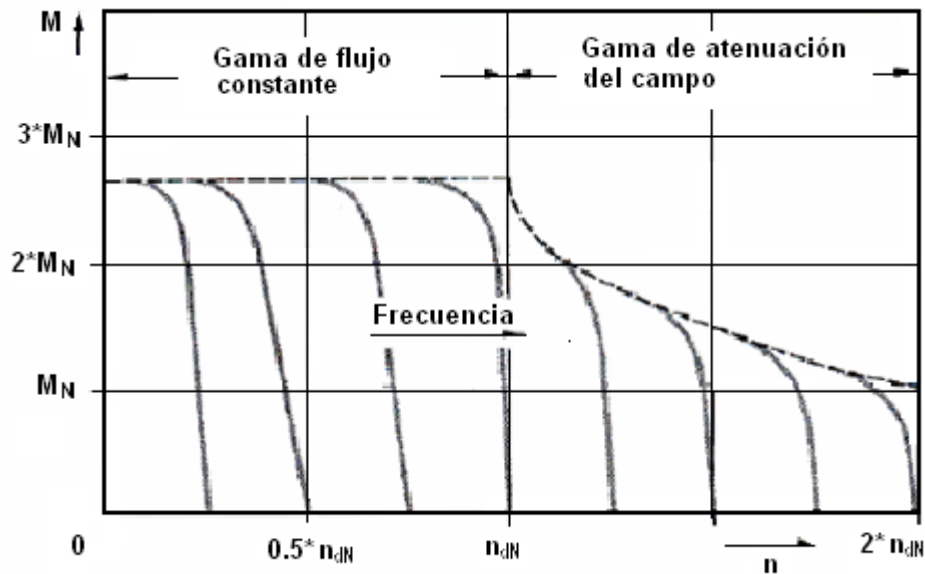


Figura 12. Curva característica por variación de frecuencia.

En la figura 12 se puede ver las zonas de flujo constante y atenuación de campo, en esta última se ve que el flujo es el mismo aunque la frecuencia aumente la corriente del inducido I_2 debe aumentar.

En consecuencia en la gama de atenuación de campo se obtiene un haz de curvas características cada vez más inclinadas debido al aumento de la frecuencia. Mientras que el par de inversión se mantiene constante en la gama de flujo constante, en la gama de atenuación de campo se reduce el cuadrado del aumento de la frecuencia.

Se puede ver que al modificar la frecuencia de alimentación f_1 y reajustar correspondientemente la tensión de alimentación se puede controlar la velocidad.

De lo expuesto en los párrafos anteriores se puede llegar a la conclusión que el método más eficiente para variar la velocidad es variar la frecuencia.

La preferencia actual por la regulación a frecuencia variable se debe a la posibilidad de utilizar el sencillo y robusto motor de jaula de ardilla; cuyo mantenimiento es mucho más fácil que el de un motor de contactos deslizantes, lo que resulta muy importante en máquinas que operan bajo condiciones



ambientales difíciles. Además este tipo de motor eléctrico resulta más económico y compacto que los restantes. Asimismo, este método permite transformar fácilmente un equipo de velocidad fija en un accionamiento de velocidad variable, sin realizar grandes modificaciones.

Con este tipo de regulación se puede obtener un amplio control de velocidades, con el máximo par disponible en todas las frecuencias con un elevado rendimiento. Si se prolonga la característica al cuadrante generador se puede obtener un frenado muy eficiente por reducción de frecuencia, con una recuperación de energía hacia la red de alimentación.

Si bien pueden utilizarse distintos tipos de convertidores de frecuencia rotativos (semejantes al sistema Ward-Leonard), en la actualidad la modificación de la frecuencia se realiza fundamentalmente por medio de variadores estáticos electrónicos que ofrecen una regulación suave, permitiendo un aumento en la vida útil de todas las partes involucradas y originando un ahorro en el mantenimiento por ausencia de partes en movimiento que sufran desgastes.

Los mismos se construyen generalmente con IGBT's gobernados por un microprocesador que utiliza un algoritmo de control vectorial del flujo, y consisten básicamente en un convertidor estático alterna-alterna (ciclo convertidor) alterna-continua-alterna (convertidor de enlace), que permiten la modificación progresiva de la frecuencia aplicada, con la consiguiente modificación de la corriente y el par motor. En algunos casos se agregan filtros de armónicas.

En el ciclo convertidor se sintetiza una onda de menor frecuencia a partir de una alimentación polifásica de mayor frecuencia, conectando sucesivamente los terminales del motor a las distintas fases de la alimentación. La onda sintetizada generada es rica en armónicos y en algunos casos el circuito puede generar subarmónicos que podrán llegar a producir problemas si excitasen alguna resonancia mecánica del sistema.

Por otro lado, el ciclo convertidor ofrece una transformación simple de energía de buen rendimiento, permite la inversión del flujo de potencia para la regeneración y la transmisión de la corriente reactiva; proporcionando una gama



de frecuencias de trabajo que va desde valores cercanos a cero hasta casi la mitad de la frecuencia de alimentación, con fácil inversión de fase para invertir el sentido de rotación.

En ciertos casos este tipo de convertidor se emplea en motores asincrónicos de rotor bobinado con alimentación doble, estando el estator conectado a la red y el rotor al convertidor.

En el convertidor de enlace la alimentación de la red de corriente alterna se rectifica en forma controlada y luego alternativamente se conmutan las fases del motor al positivo y al negativo de la onda rectificada, de manera de crear una onda de alterna de otra frecuencia.

La tensión y frecuencia de salida se controlan por la duración relativa de las conexiones con las distintas polaridades (MAP o PWM Modulación del Ancho de Pulso) de manera de conservar constante el cociente (tensión / frecuencia $(V/F)=Cte.$), para mantener el valor del flujo magnético en el motor.

Aunque la onda de tensión obtenida no es sinusoidal, la onda de corriente tiende a serlo por efecto de las inductancias presentes. Además, de este modo se obtiene una amplia gama de frecuencias por encima y por debajo de la correspondiente al suministro, pero exige dispositivos adicionales c.c. /c.a. para asegurar el flujo de potencia recuperada.

Hay que considerar que las corrientes poli armónicas generan un calentamiento adicional que disminuye el rendimiento y puede llegar a reducir el par (por ejemplo, el 5to armónico produce un campo giratorio inverso).

También cabe acotar que la vibración de los motores aumenta cuando se los alimentan con convertidores electrónicos de frecuencia y que la componente de alta frecuencia de la tensión de modo común de los convertidores de frecuencia puede causar un acoplamiento con la tierra a través de la capacidad que se forma en los rodamientos, donde las pistas actúan como armaduras y la capa de grasa como dieléctrico.

Asimismo digamos que los variadores de velocidad generalmente también sirven para arrancar o detener progresivamente el motor, evitando los dañinos golpes de ariete que pueden aparecer durante la parada de las bombas.

Estos convertidores poseen protecciones contra asimetría, falla de IGBT's, sobre temperatura y sobrecarga; además de vigilancia del tiempo de arranque con limitación de la corriente, control de servicio con inversión de marcha, optimización del factor de potencia a carga parcial, maximización del ahorro de energía durante el proceso

2.6. Arranque directo.

Las características del arranque directo de un motor de inducción pueden ser mejor asimiladas a partir del estudio del circuito equivalente completo del motor (figura 13).

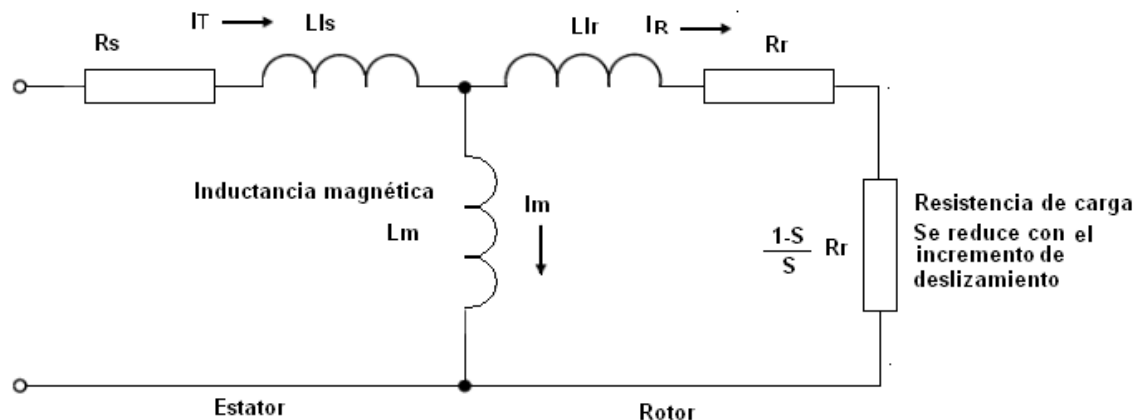


Figura .13: Esquema equivalente completo de una fase del motor de inducción

En el arranque, el deslizamiento es máximo (1) y el término R/s es muy pequeño, por lo que prácticamente es un cortocircuito. La mayor parte de la corriente del estator circula por el rotor, estando limitada por las impedancias de los bobinados estático y rotórico. El efecto de divisor de tensión entre el rotor y el estator, provoca que la inductancia magnetizante L_m no recibe toda la tensión de alimentación. Así pues, en el arranque el campo del motor es más débil y el par del motor se reduce aproximadamente al 50% del pico.

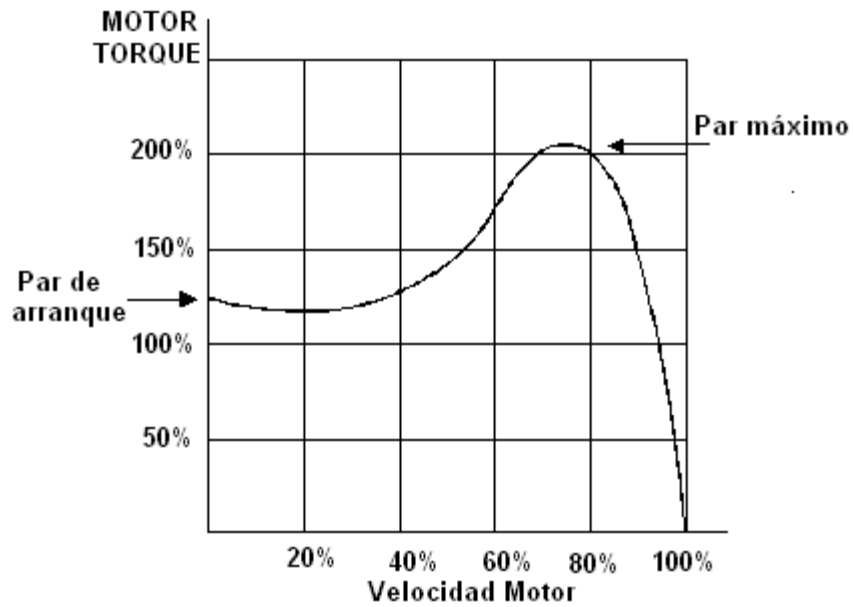


Figura 14: Curva par-velocidad.

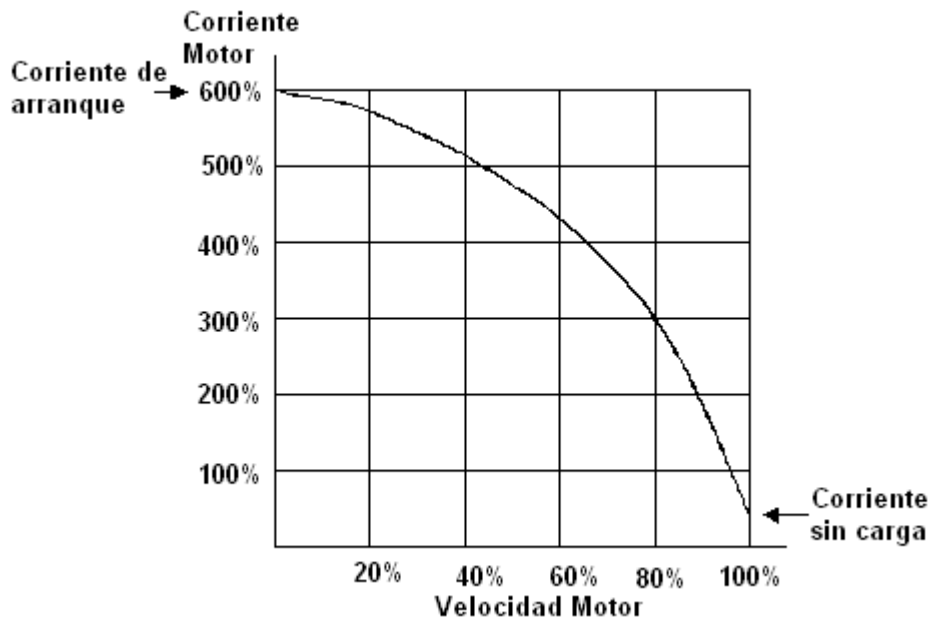


Figura 15: Curva corriente velocidad.

2.6.1. Problemas del arranque directo.

En el arranque directo de un motor de inducción, podemos destacar fundamentalmente tres efectos.



El primero es el exceso de par aplicado. Incluso si el par resistente inicial de la carga es bajo, durante el arranque directo se producen una serie de oscilaciones bruscas del par (que alcanzan valores muy elevados) a medida que la velocidad aumenta. Este exceso de par está representado por el área comprendida entre la curva del par de carga y la correspondiente al par del motor. Cuando comienza el arranque directo, este exceso de par puede ocasionar shocks mecánicos, deslizamiento en las correas y stress en las transmisiones. También puede producir golpes de ariete en las canalizaciones conectadas a bombas. El arranque directo es, básicamente, un arranque incontrolado.

El segundo efecto es la enorme sobrecorriente que circula por el motor. La corriente de arranque típica, en el momento del arranque, es de unas seis veces la corriente nominal. Ello es debido a que, en el arranque, el deslizamiento es máximo y el motor se comporta como un transformador con el secundario en cortocircuito. Esta sobrecorriente puede ocasionar caídas bruscas de la tensión en líneas de poca capacidad, y obliga a dimensionar los contactores y fusibles adecuados para evitar daños.

El tercer efecto es el calentamiento adicional del motor. El calentamiento del rotor es mayor durante el arranque dado que su resistencia efectiva se incrementa en relación al funcionamiento normal. Ello es debido a que el denominado "efecto piel" concentra la corriente en la superficie de las barras del rotor (en el instante inicial del arranque, la frecuencia de las corrientes rotóricas es 50 Hz, comparados con los 2 ó 3 Hz correspondientes al funcionamiento normal). El sobrecalentamiento del rotor puede ser importante tras varios arranques consecutivos, o con cargas de elevada inercia, y puede llegar a fundir las barras o los bobinados del rotor.

2.7. Efectos de la tensión reducida en el arranque.

Si la tensión de alimentación de un motor de inducción es reducida durante el arranque, el par disponible disminuye con el cuadrado de la tensión (figura 16). Si la tensión aplicada al motor se reduce al 71%, el par disponible se queda

reducido al 50% del valor total. La corriente de arranque también se reduce, pero no tanto como el par.

Cualquier técnica de arranque basada en la reducción de la tensión de alimentación ocasionará que el motor funcione con un elevado deslizamiento durante periodos de tiempo prolongados. Cuando el deslizamiento es elevado, el par es moderado, el factor de potencia empeora y el calentamiento del motor (especialmente del rotor) se incrementa.

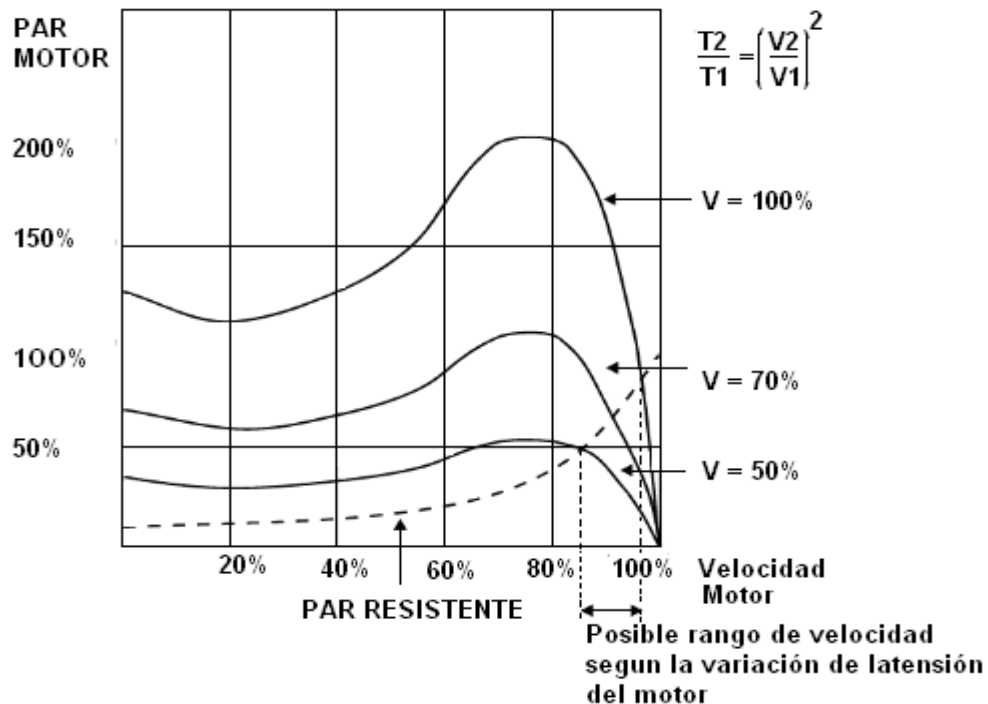


Figura 16: Curvas par-velocidad en función de la tensión.

Un variador de frecuencia es un método más efectivo de arranque para un motor de inducción. Dado que el variador incrementa la frecuencia de acuerdo con una rampa prefijada, el motor puede ser acelerado sin que el deslizamiento sea elevado, de forma que la corriente de arranque puede ser minimizada y obtener un par de arranque controlado. Este sistema presenta la ventaja de poder variar la velocidad de forma continua. El principal inconveniente es el mayor coste inicial del variador.



2.8. Métodos de arranque por reducción de tensión.

Existen diversos métodos de arranque que reducen la tensión de alimentación pero no modifican la frecuencia. Como consecuencia, el cociente entre el par y la corriente es reducido. Estos son:

- 1) Arranque estrella-triángulo
- 2) Arranque por autotransformador
- 3) Arranque por resistencias estatóricas
- 4.) Arrancadores electrónicos

2 9. Principio de los arrancadores electrónicos.

Los arrancadores tienen tres pares de tiristores en antiparalelo intercalados entre la línea y el motor, un par por cada fase de la línea de alimentación. Mediante el control del disparo de los tiristores puede ser reducida la tensión aplicada al motor.

Estos tiristores son controlados mediante pulsos generados por la tarjeta de control. Los pulsos de disparo son aplicados a los tiristores a través de un transformador de pulsos o un optoacoplador, que proporciona aislamiento galvánico entre los circuitos de control y los de potencia. Así, el arrancador puede ser puesto en marcha o parado, y la tensión aplicada al motor controlada automáticamente, a partir de la tarjeta de control.

Los arrancadores incorporan funciones adicionales tales como la medida de la corriente que circula por el motor, proporcionando una protección contra sobrecargas térmicas. Con todo, se requieren fusibles de entrada a fin de proteger los tiristores y el motor contra sobrecargas y cortocircuitos.

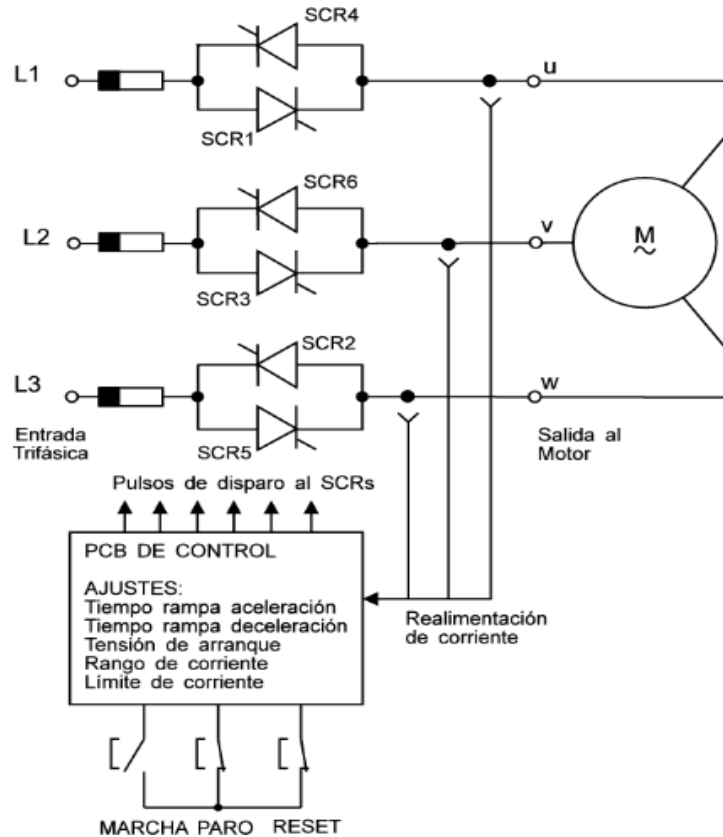


Figura 17: Estructura de un arrancador.

2.9.1. Rampa de tensión, límite de corriente en el arranque.

La rampa de tensión es un método de arranque en el que se aumenta progresivamente la tensión aplicada al motor.

En la figura 18.a la tensión de salida del arrancador efectúa una rampa desde 0 al 100% en cuatro segundos. Sin embargo es conveniente señalar que existe un retardo entre el comienzo de la rampa y el momento en que el motor comienza a girar. El tiempo de rampa es ajustable por el usuario.

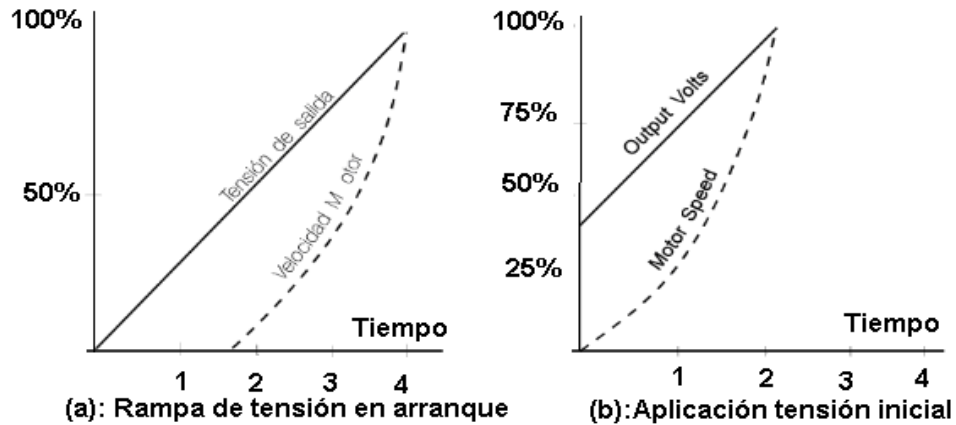


Figura 18: Rampa de tensión

Normalmente, un nivel de tensión inicial es ajustable por el usuario, lo que permite fijar el comienzo de la rampa. En la figura. 18 b, el nivel de tensión inicial ha sido fijado al 40%, lo que permite que el motor comience inmediatamente a girar cuando se da la orden de arranque.

El arranque con corriente limitada es un método que sólo es utilizable cuando el arrancador mide permanentemente la corriente de salida. La corriente máxima de arranque es preseleccionada por el usuario. Al principio del arranque, se mantiene la rampa de tensión prefijada en tanto la corriente permanece por debajo del valor máximo prefijado. Llegados a este punto, la rampa de tensión se ajusta para mantener la corriente en este valor o por debajo de él.

Este método es utilizable si se desea limitar la corriente máxima en el arranque debido, por ejemplo, a la insuficiente capacidad de la alimentación. Así mismo, es también un buen método para arrancar cargas de elevada inercia que son aplicadas al motor únicamente cuando este gira a la velocidad nominal.

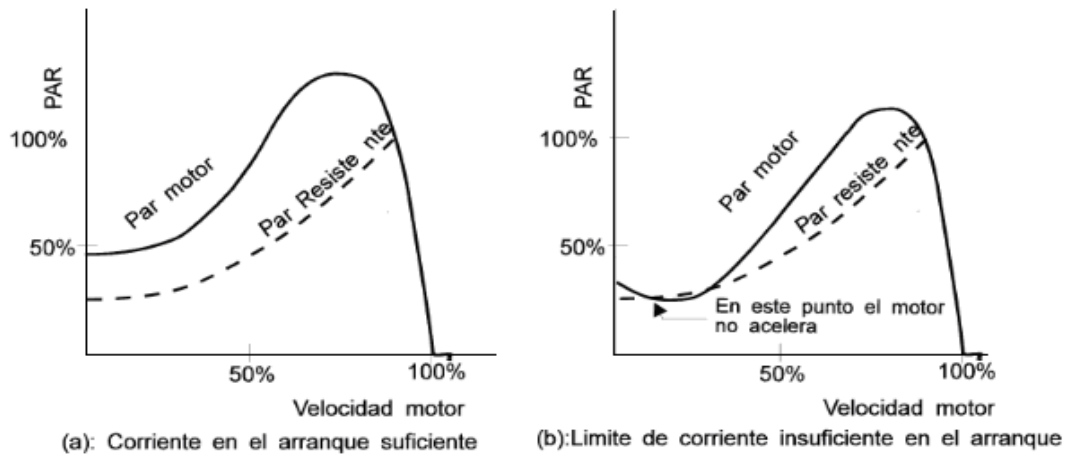


Figura 19: Límite de corriente en el arranque.

En la figura 19.a se ha seleccionado una corriente límite del 400%, y el proceso de aceleración de la carga se realiza sin problemas. Sin embargo, en la figura 19.b, la corriente límite se ha seleccionado al 200%, y en un punto del ciclo de aceleración, el par resistente ofrecido por la carga se hace superior al disponible en el eje del motor. Llegados a este punto, el motor es incapaz de accionar la carga y termina parándose.

2. 9. 2. Arrancadores estáticos o suaves.

El principio de los arrancadores estáticos es el denominado: Control de Fase. Controlando el instante de disparo de los tiristores se controla el valor de la tensión eficaz aplicada a la carga.

Con la conexión antiparalelo de los tiristores se puede controlar tensiones alternas y controlar semiciclos positivos y negativos.

La rampa de tensión es un método de arranque en el que se aumenta progresivamente la tensión aplicada al motor.

- No existe desconexión de alimentación.
- El nivel de tensión inicial es ajustable.
- Se puede ajustar el tiempo.
- También se puede controlar la parada del motor.



A continuación se muestra una comparación del comportamiento entre los distintos métodos de arranque teniendo en cuenta los parámetros de corriente, momento y tiempo de arranque. Tabla .1, y fig.20.

Motores con rotor en cortocircuito				
	Arranque directo	Arranque Estrella-Triangulo	Arrancador Estático	Variador de Velocidad
I(a) Corriente de arranque	3-7 In	2.6-5In	2-5In	No sobrepasa la corriente nominal. Es el arrancador perfecto.
M(a) Par de arranque	0.6-1.5Mn	0.2-0.5Mn	1.5Mn	2.5Mn
Tiempo medio de arranque	2-3 En función de la inercia	3-7 En función de la inercia	1-60s Seleccionable	Seleccionable 0.01 a 650 % velocidad/s

Tabla.1. Comparación de los distintos métodos de arranque.

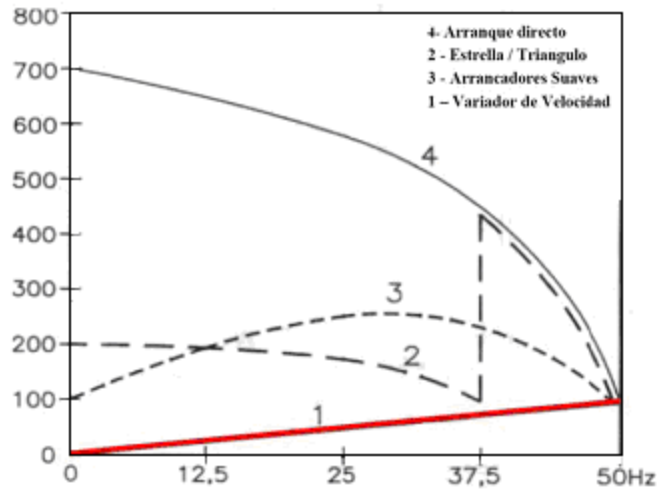


Fig.20. Comparación entre los distintos metodos de arranque.

2. 10. Valoración de los sistemas de bombes a velocidad variable.

Los convertidores de frecuencia también llamados variadores de frecuencia (VDF) o Variadores de Velocidad han venido a resolver el problema de poder usar los motores a velocidades variables sin disminuir la eficiencia.

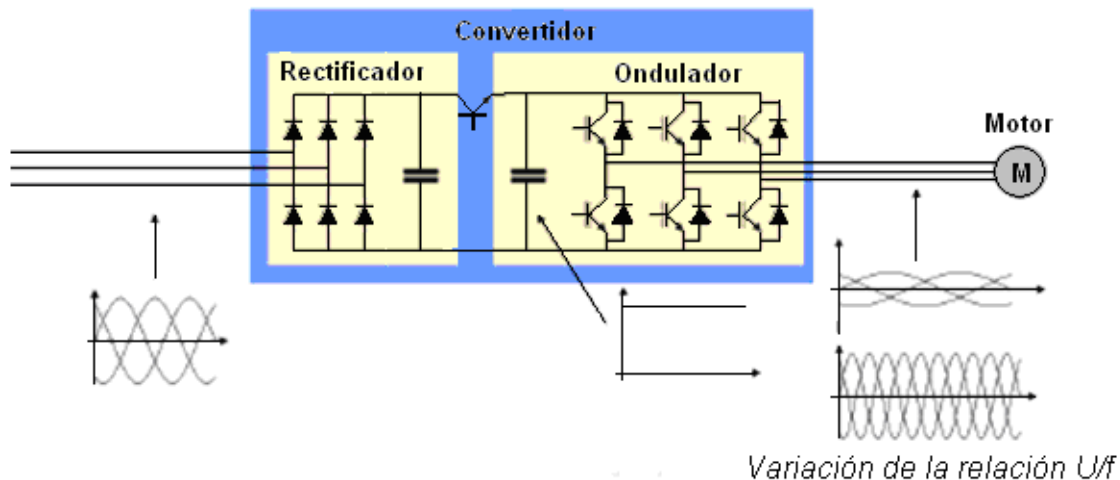


Figura. 21. Esquema de un convertidor de frecuencia.



Estos dispositivos entregan voltaje y frecuencia variable conforme a la necesidad del motor y la carga a él conectada. Para tal efecto toma la alimentación eléctrica de la red la cual tiene voltaje y frecuencia fija la transforma en un voltaje continuo y luego lo transforma en un voltaje alterno trifásico de magnitud y frecuencia variable por medio de un inversor.

La forma de onda del voltaje de salida no es una senoide perfecta, toda vez que se entrega una señal de pulso modulada a partir de la frecuencia de conmutación de los dispositivos electrónicos de potencia. Los equipos actuales trabajan a frecuencias de conmutación del orden de los 50 kHz, donde los contenidos de armónicos son bastante bajos por lo que se agregan filtros pasivos.

La relación voltaje frecuencia es configurada por el usuario según la aplicación, siendo las mas usuales una relación lineal, la cual produce un torque constante en todo el rango de velocidades, o una relación cuadrática en donde el torque disminuye a medida que baja la velocidad.

2.11. Secciones de un convertidor de frecuencia.

2.11.1. Rectificador:

La función del rectificador es convertir la señal de voltaje de alimentación de CA a CD y controlar el voltaje al chopper.

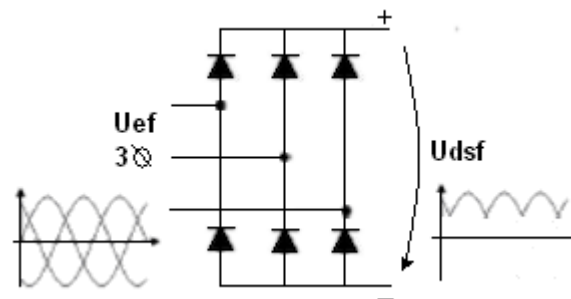


Figura 22. Rectificador de CA A CC.

El rectificador convierte la tensión eficaz de entrada a un valor de corriente continua constante por medio de filtros. De esta forma se elimina la frecuencia,



se debe de tratar el mejor filtrado posible y el menor factor de rizado en la medida que aumenta el numero de fases o de pulsos a rectificar, el valor de la tensión de salida es mayor y la componente ondulatoria superpuesta es menor.

El valor medio rectificado es:

$$V_{dsf} = 1,34 * V_{ef} \quad (21)$$

Donde:

V_{ef} : Tensión eficaz de fase

V_{dsf} : Tensión de directa

La selección de los diodos se realiza teniendo en cuenta el valor máximo de corriente (I_{mT}) y el valor de la tensión inversa de tensión (V_{inv}).

$$I_{mT} = \frac{1}{3} I_{car} \quad (22)$$

$$V_{inv} = \sqrt{6} * V_{ef} \quad (23)$$

2.11.2. Chopper:

El regulador de corriente continúa en corriente continua, troceador o chopper toma la señal de corriente continua plana proveniente del rectificador y la convierte en trozos a la salida donde el valor es el medio de las barras dependiendo de la frecuencia de conmutación y del tiempo de conducción del transistor. Esta tensión es nuevamente filtrada para ser entregada ala inversor de forma constante. Variando la frecuencia o el tiempo de conducción de la válvula se puede variar la tensión de salida, es decir la entrada del inversor por medio de la expresión siguiente:

$$V_s = \gamma_d * \frac{t_{on}}{T} \quad (24)$$



La figura 23 muestra el esquema de un convertidor directo o (forward converter), con sus respectivos filtros de entrada y salida. Para mantener constante la relación U/f el cicloconvertidor regula ambas magnitudes por el chopper y por el inversor respectivamente, de esta manera el flujo y por tanto el momento permanece constante.

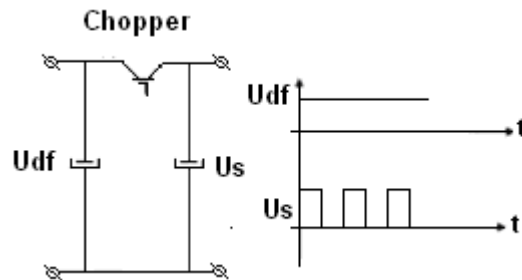


Figura. 23. CHOPPER.

Para el caso de factor de rizado cero, suponiendo la capacidad óptima el valor máximo filtrado coincide con el valor máximo de pico, es decir

$$V_{df} = \sqrt{d_{\max}} = \sqrt{2} * V_{ef} \quad (25)$$

Donde:

Vdf: Tensión de directa con filtro.

Vd_{max}: tensión de directa máximo

2.11.3. Inversor:

El inversor utiliza dispositivos de potencia de estado sólido que son controlados por microprocesador para conmutar el voltaje de CD y producir una señal de CA de frecuencia ajustable que alimenta al motor. El mando en este tipo de convertidor se realiza por técnicas de modulación por ancho de pulso (PWM). Esto permite obtener a la salida una tensión de salida conformada por un ruido sobreponente a un senoide casi perfecto como muestra la figura 24. Actualmente la conformación de esta onda tan mejorada es obtenida a una frecuencia a 11 7 kHz por los principales fabricantes, a tal excelencia que se manipula el término ondulator en vez de inversor.

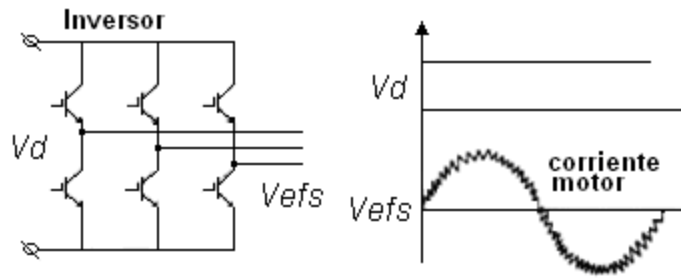


Fig.24. Esquema electrónico del inversor.

$$V_{efs} = \frac{U_d}{3\sqrt{2} * \cos\varphi} \quad (26)$$

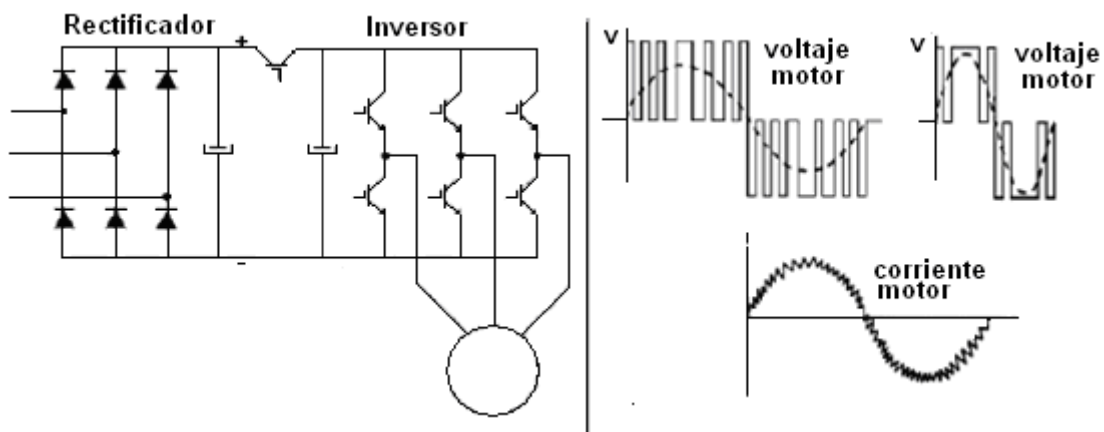


Figura 25. Convertidor para la regulación de velocidad por frecuencia.

El inversor consiste de seis IGBT's que se encienden y apagan en una secuencia tal que producen un voltaje en forma de pulsos cuadrados que alimentan al motor. Para variar la frecuencia del motor, el número de pulsos y su ancho se ajustan resultando en un tiempo de ciclo mayor para bajar la velocidad o tiempo de ciclo menor para subir la velocidad. Para cada frecuencia específica hay un número óptimo de pulsos y anchos que producen la menor distorsión armónica en la corriente que se aproxime a la señal sinusoidal.

El cambio de voltaje requerido para mantener la relación U/f constante conforme varía la frecuencia, se realiza por medio del microprocesador de propósito



dedicado que controla el ancho de los pulsos y los demás parámetros para conseguir un adecuado funcionamiento.

$$E \approx 1,44 * \phi \cdot f * n * k_{dev} \quad (27)$$

Si se despaja el flujo en la ecuación 27

$$\phi = \frac{E}{4,44 * f * n * k_{dev}} \quad (28)$$

Las ecuaciones anteriores expresan claramente como debe variar la relación U/f de forma constante para que el flujo permanezca constante, como muestra la ecuación 28.

La distorsión armónica afecta los aislamientos del motor, incrementa su ruido audible y eleva el calentamiento entre un 5% y un 15% dependiendo del diseño del fabricante y velocidad de operación.

En conclusión conforme a la consigna de frecuencia que se otorgue al equipo, se entregara un voltaje de magnitud según la relación V/f configurada y de frecuencia conforme a la consigna, esto hará que el motor gire a una velocidad proporcional a la frecuencia.

2.12. Cálculo del convertidor.

El procedimiento mas sencillo para elegir un convertidor, consiste simplemente en conocida la potencia del motor, buscar en el catalogo y de acuerdo con esa

$$I_N = \frac{P_N}{\sqrt{3} * U_N * \cos \varphi * \eta} \text{ potencia, elegir el convertidor que la admita. De esta}$$

forma no ahí seguridad de que esta selección se halla realizado correctamente y de que el convertidor permita moverse al motor. Por tanto para una correcta selección del convertidor se debe seguir los siguientes pasos.

Intensidad nominal del motor:

$$(29)$$



Intensidad del variador:

$$I_V \geq 1,05 * I_N \quad (30)$$

El factor 1,05 se debe a que la corriente de salida del convertidor no es perfectamente senoidal sino que presenta unos armónicos que no producen par útil, sino calor en los arrollamientos del estator.

Si se tratara de accionar varios motores y estos pudieran entrar estando otros en funcionamiento el cálculo sería el siguiente:

$$I_V \geq \left(1,05 * \sum I_{\max} + \sum I_{arr} \right) * \frac{1}{1,5} \quad (31)$$

$\sum I_{arr}$: Sumatoria de las corrientes de los motores que arrancan.

$\sum I_{\max}$: Sumatoria de las corrientes de los motores que están funcionando.

El factor de seguridad se debe a que el motor que arranca estando el sistema funcionando 60Hz demanda 5-6 la corriente nominal creando una situación de picos de corriente cuyas consecuencias son difíciles de prever.

El convertidor admite una sobrecarga de 110%, pero abra que tener en cuenta que esta sobrecarga afecta la vida del convertidor

Arranque:

Durante el arranque el motor proporciona el par necesario para mover la carga, llevando el momento de inercia del motor y de la maquina accionada desde la velocidad inicial cero hasta la de sincronismo:

$$M_{motor} = M_{carga} + M_{aceleración} \quad (32)$$

$$M_a = \sum \frac{D^2 * n}{375 * ta} \quad (33)$$



$$M_a = \sum g \cdot m.$$

$$GD^2 = \sum g \cdot m^2.$$

$$n = \text{rpm}.$$

$$t_a = \text{seg}.$$

El término $\sum GD^2$ es la suma de los momentos de impulsión de las masas que se mueven al eje del motor, y se calculan de la siguiente forma:

$$\sum GD^2 = G_1 \cdot D^{21} + G_2 \cdot D^{22} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (34)$$

Habrá que tener en cuenta que esta sobrecarga afecta la vida del convertidor

2.12.1. Proceso de arranque.

El arranque con carga: A menudo el par de aceleración nos lo dan referido al par nominal del motor. Lo habitual es que:

$$0,1M \leq T_a \leq T_N$$

$$M_a = 1,7M_n \quad (35)$$

2.12.2. Calculo del convertidor para el proceso del arranque.

Intensidad que debe circular por el convertidor durante el proceso de arranque.

$$I_{arr} = T_N + T_a = T_n + 1,7I_N = 1,7 * I_N \quad (36)$$

$$I_{arr} * V \geq 1,05I_{arr} \quad (37)$$



Para elegir convenientemente el convertidor, desde el punto de vista del arranque es importante tener en cuenta la frecuencia de los arranques (Debe dar tiempo a enfriarse el motor). También tener en cuenta la velocidad a que debemos arrancar.

Los c.f. a frecuencias muy bajas no mantienen el par debido a la influencia excesiva a estas frecuencias de la componente resistiva de la impedancia que no genera par.

El límite de frecuencia inferior a que esto ocurre es variable en función de la carga pero se mueve alrededor de los 5 a 7Hz o incluso más. Por tanto siempre que se deba arrancar a velocidad baja abra que tener mucho cuidado y probablemente sobredimensionar el convertidor

2 12.3. Problema del frenado.

El problema del frenado existe desde el momento en que la carga en movimiento dispone de una energía cinética de la que debe desprenderse para quedar parada.

Esta energía solo puede ser evacuada por el camino del motor hacia la red a través del convertidor.

Sino existe este ultimo el motor podría funcionar en sentido contrario y conducir dicha energía hacia la red, pero el puente de diodos de la etapa rectificadora del convertidor no permite tal circulación. La energía devuelta se acumula en el condensador de la etapa de continua y cuando la tensión en los bornes del condensador alcanza un determinado valor peligroso para el convertidor, este pone en acción su circuito de protección y a partir de ese momento la carga se frena libremente, pues se desconecta el motor.



CAPITULO 3: Análisis de resultados.

3.1. Valoración técnica.

La implementación de los arrancadores suaves a permitido en gran medida disminuir los valores de corriente del motor de la bomba en los momentos del arranque comparados con los métodos tradicionales de arranque de maquinas sobretodo el arranque directo, bien conocido el rango de corriente de 3 a 7 beses la corriente nominal durante el arranque. El anexo 5 muestra la base de datos de la corriente del motor obtenida en el arrancador.

$$I_{arr_{min}} = 3 * I_N \quad (38)$$

$$I_{arr_{max}} = 7 * I_N \quad (39)$$

Durante el arranque directo las corrientes oscilan entre 1365A y 3185A para un valor de corriente nominal igual a 455A y 440V las que fueron reducidas con la implementación del arrancador suave a un valor máximo de 288A como muestra la base de datos 5.

Los arrancadores suaves facilitan solo el arranque del motor, una vez arrancado son cortocircuitados por interruptores magnéticos. por su naturaleza propia no pueden intervenir en otra cosa que no sea el arranque por lo que el accionamiento seria solo a velocidad constante imposibilitando opciones de regulación a flujo variable y por lo tanto la necesaria utilización de válvulas mecánicas de estrangulación como una manera de regulación de flujo.

El uso de variadores de velocidad en sustitución de los arrancadores permitiría no solo arrancar suave sino también parar suave, además de eso la regulación de velocidad permitiría la regulación de flujo en dependencia de necesidades y circunstancias del cliente pudiendo prescindir de las válvulas de estrangulación o manteniéndolas solo como seguridad.



3.2. Valoración económica.

La sustitución del arrancador suave por el variador de velocidad es una inversión económica mucho mas grande si se analiza sobretodo que el costo del arrancador suave es 6 097, 00 euros y el del variador de velocidad es 26 500,00 euros.

A pesar de ser mucho más caro las prestaciones técnicas como el número de aplicaciones justifican la inversión de forma directa atendiendo a factores como el ahorro de energía, la factibilidad de un proceso como el trasiego de combustible y el impacto social que trae consigo.

Análisis del comportamiento energético del sistema

Las bombas de desplazamiento positivo o alternativas presentan la característica de flujo constante a cambios de presión por variación de la hidráulica y por esta forma de funcionamiento, se requiere, para variar el caudal el uso de válvulas desviadoras para la recirculación. En análisis del consumo de energía se valora a partir del porciento de utilización que se le da.

Para la evaluación de la utilización de la energía nos apoyaremos en la expresión de cálculo de potencia hidráulica.

$$N = \frac{QH\rho}{362070*\eta} \quad (40)$$

Donde

N Pontencia absorbida por la bomba, en kW

H Carga hidráulica, en mcw

Q Caudal a la descarga de la bomba, en m³/h

ρ Densidad de fluido, en kg/m³

η Rendimiento de la bomba, en %

HOJA DE DATOS DE LA BOMBA

Tipo de bomba utilizada: Bomba alternativa

Caudal nominal del Sistema de bombeo: 150 m³/h

Presión máxima del sistema: 35 bar

Velocidad máxima: 1780 rpm

HOJA DE DATOS DEL MOTOR

Potencia: 280 kW
 Frecuencia: 60 Hz
 Velocidad: 1780 RPM
 Tensión nominal: 440 V AC
 Corriente nominal: 455 A
 Rendimiento = 94,8%
 Cos ϕ : 0,85

VARIADOR DE VELOCIDAD

Potencia: 315 kW
 Frecuencia nominal: 60 Hz
 Tensión nominal: 440 V AC
 Corriente nominal: 575 Amper
 Velocidad: 0 a 250%
 Rendimiento >97%

Descripción del ejemplo

Tabla: 3.1 Tiempo de utilización del bombeo.

Caudal % nominal	Horas al año
90	500
80	90
70	1900
60	600
50	400

A continuación se analizarán en forma separada los consumos de energía anuales para el sistema de bombeo con recirculación y con variador de velocidad:

Tabla: 3.2 Con recirculación.

VARIABLES	Caudal máximo de la bomba				
	90%	80%	70%	60%	50%
Cudales	135	120	105	90	75
Potencia consumida por la bomba (kW)	102	102	102	102	102
Rendimiento del motor %	0,947	0,947	0,947	0,947	0,947
Potencia absorbida por el motor %	107,71	107,71	107,71	107,71	107,71
Tiempo de funcionamiento (Horas)	500	900	1500	600	400
Energía consumida (kWh)	53854,28	96937,70	161562,83	64625,13	43083,42
Total de energía consumida en un año (kWh)	420.063,36				



Tabla: 3.3 Con variador de velocidad.

VARIABLES	Caudal máximo de la bomba				
	90%	80%	70%	60%	50%
Cudales	135	120	105	90	75
Potencia consumida por la bomba (kW)	92	82	71	61	51
Rendimiento del motor %	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946
Potencia absorbida por el motor %	97,25	86,68	75,05	64,48	53,91
Potencia absorbida por el variador (kW)	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
Tiempo de funcionamiento (Horas)	100,26	89,36	77,37	66,48	55,58
Energía consumida (kWh)	500	900	1500	600	400
Total de energía consumida en un año (kWh)	111.329,90				

NOTA-1: Los datos volcados en las tablas fueron obtenidos de las hojas de datos de la bomba, motor y reducción, en algunos casos se debió interpolar para la obtención de los valores.

NOTA-2: Para el caso del variador de velocidad se tomo como valor promedio del rendimiento un 97%, ya que para el rango de potencias del ejemplo la variación es mínima.

NOTA-3: En todos los casos se tomaron potencias máximas pudiendo estas variar en función de las condiciones operativas, durante el bombeo.

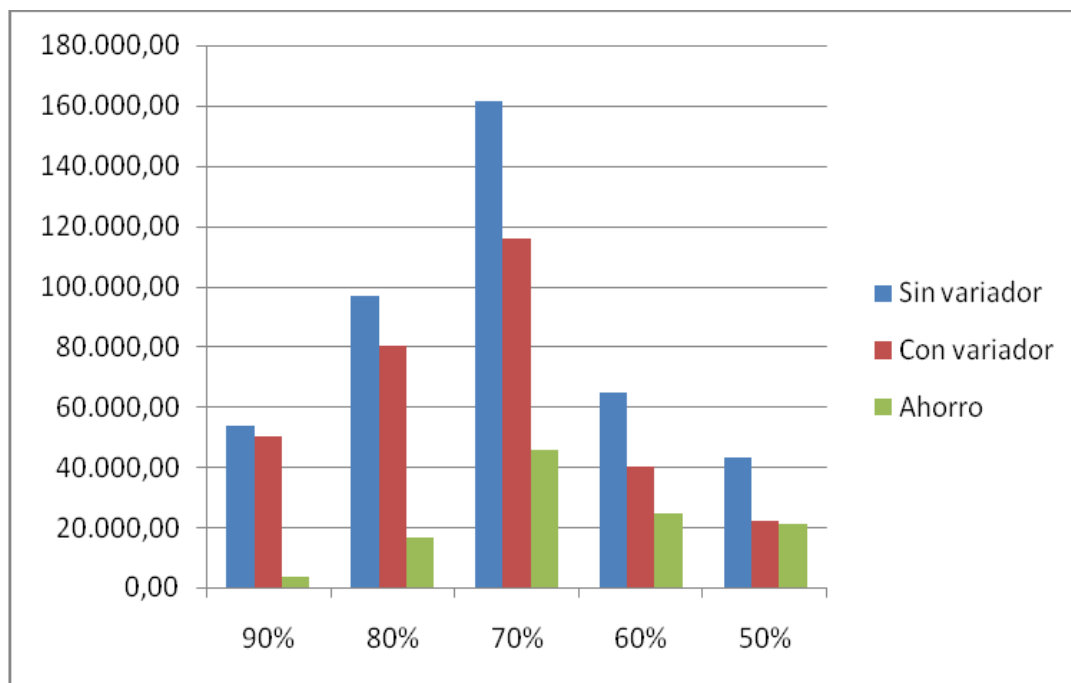


Figura: 26 Gráficos comparativos totales anuales por caudal.

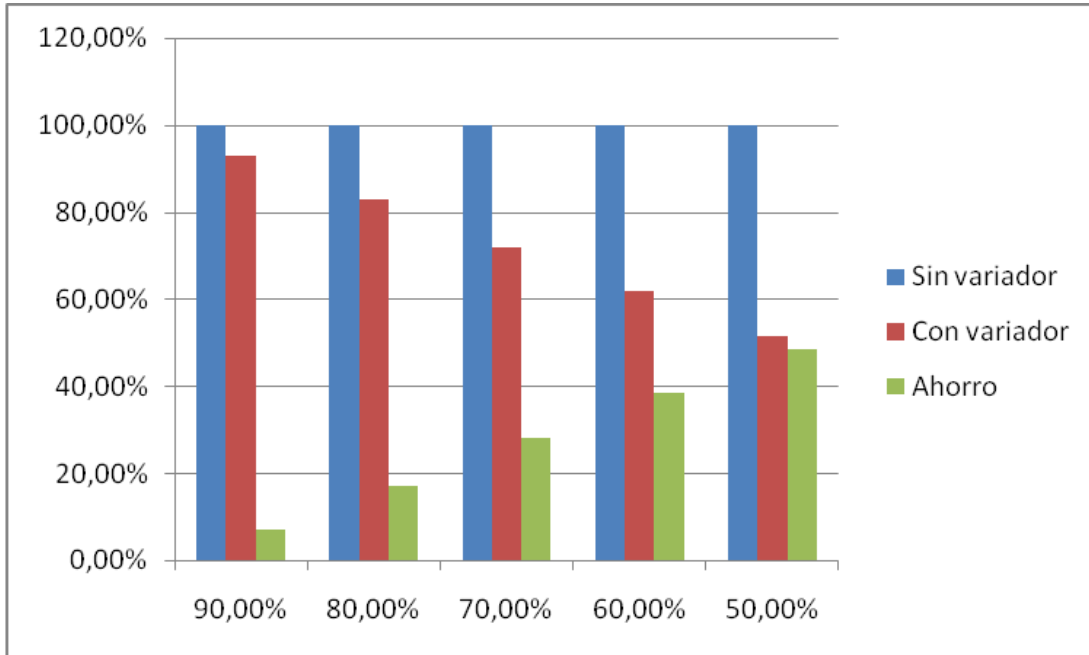


Figura: 27 Gráficos comparativos totales anuales por porciento.

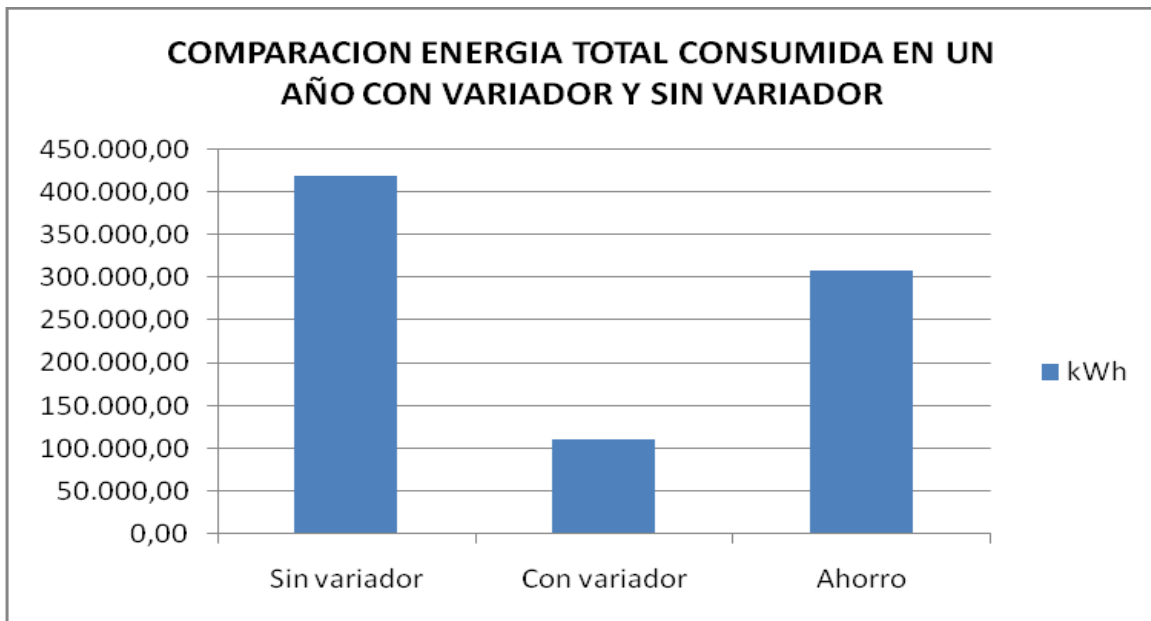


Figura: 28 Gráficos comparativos totales anuales.

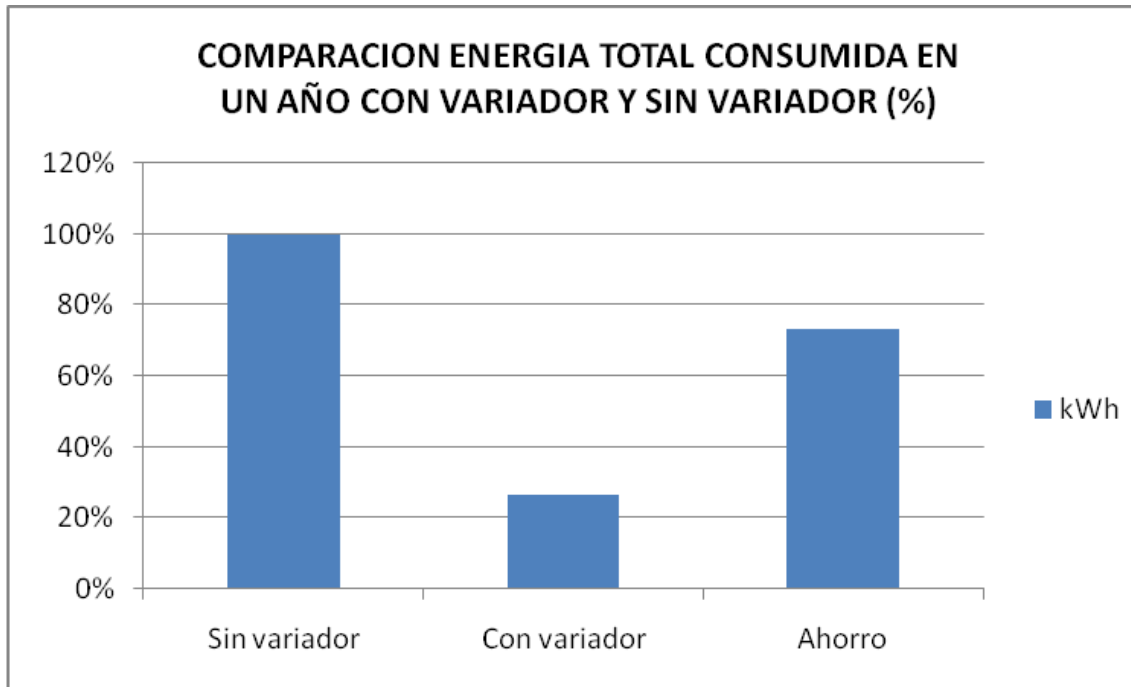


Figura: 28 Gráficos comparativos totales anuales en porciento..

La sustitución del arrancador por el variador entre el montaje y el ajuste y puesta en marcha se requieren dos jornadas laborales de ocho horas cada una y la presencia de dos obreros especializados y un técnico superior si se conoce que la tasa salarial de un técnico superior es de 2,05 pesos/horras y un obrero 1,67pesos/horas se puede calcular entonces el gasto por salario que se requiere para montarlo.

C_S : Costo por salario.

N_J : Numero de jornada.

t_J : Tiempo de la jornada.

t_S : Tasa salarior.

$$C_S = V_J * t_J * t_S + V_J * t_J * t_S \quad (40)$$

$$C_S = 2 * 8 * 2,05 + 2 * 8 * 1,67 * 8$$

$$C_S = 36,24 \text{ pesos}$$



3.3. Valoración social.

Desde el punto de vista social el montaje del variador técnicamente humaniza el trabajo del hombre pues al poder variar la velocidad y con ella el caudal del combustible bombeado, todo el sistema se comportaría como una electroválvula permitiendo un trabajo automático en lazo cerrado y sustituye al hombre y su trabajo manual en la regulación manual de la válvula.

3.4. Valoración ambiental.

La operación del variador de velocidad esta abalada por las normas internacionales de seguridad y higiene del trabajo, un comportamiento integralmente ecológico pues en su funcionamiento no vierte al medio sustancias químicas ni toxicas con peligro para la vida ni tampoco desechos sólidos.

Desde el punto de vista ecológico la influencia que puede tener el variador es la contaminación sónica porque al trabajar en conmutación genera oscilaciones, vibraciones, ruido e inyección armónica, sin embargo el principio de trabajo estático le proporciona un trabajo silencioso prácticamente nulo no audible, independientemente de que el valor de la frecuencia de modulación esta en a el ancho de banda humano.

El nivel de vibración mecánica es admisible si se garantiza adecuado ajuste de las partes y componentes que componen el sistema sobretodo después de la primera reparación.

El problema serio del variador aunque no se vea es la inyección armónica que causa a la red en que está conectado, independientemente de los filtros que tiene al respecto estos armónicos son causa de sobrecalentamiento y ruido en las líneas provocando también la deformación del valor eficaz de la tensión a frecuencia fundamental

El impacto visual que causa la implementación del variador aunque negativo no es mucho mayor al efecto que causa el arrancador ni mucho menos capaz de transformar el entorna industrial propio de una base de tanques donde la forma



el tamaño y el color de estos variadores son despreciables con respecto al tamaño de los tanques.

Conclusiones generales

1. El uso de variadores de velocidad por frecuencia en el control de las bombas de combustible es económicamente viable y así lo demuestran los resultados económicos derivados del análisis realizado a partir del comportamiento energético de la regulación del caudal por estrangulación de la válvula de regulación y la regulación de caudal a partir de la variación de velocidad de rotación de las bombas. Existen además otras ventajas que aunque no se evaluaron en términos de costos sí reportan una cuantía en valores aunque se valoraron en cuanto a funcionalidad, menos mantenimiento y más fiabilidad.
2. El comportamiento del sistema está muy dependiente de las características del fluido, fundamentalmente en función de la relación de la viscosidad y la temperatura. En la medida que el combustible es más viscoso se requiere aumentar la temperatura para que baje la potencia necesaria para transportar el fluido y este fenómeno disminuye el NPSH y las bombas tienden a cavitarse.
3. El uso de arrancadores suaves proporcionan ventajas de funcionamiento en el momento del arranque disminuyendo la corriente de arranque, los golpes de ariete y la fatiga por impactos mecánicos producidos en los arranques violentos pero no reportan los beneficios que se requieren que es sólo atributo de los variadores de velocidad por frecuencia.



4. Se elige un de accionamiento de velocidad variable para ser usado en el control de la velocidad de rotación de las bombas de variación de la frecuencia del tipo PWM por reunir los requisitos suficiente para cumplir la expectativa esperada.

Recomendaciones

1. Aplicar los variadores de velocidad por frecuencia a los grupos de bombeo y fundamentalmente a los encargados del trasiego de combustible a las Empresas Cmte. Ernesto Che Guevara y Cmte. Pedro Soto Alba que es en donde mayor consumo de energía hay en el bombeo y donde mayores ahorros se van a lograr.
2. Incluir los variadores de velocidad dentro del bus de campo como red esclava del controlador del sistema de control de proceso para que se pueda acesar de forma remota para toda la parametrización y configuración desde el SCADA y pueda realizarse toda la supervisión de los parámetros fundamentales.
3. Incluir un medidor de caudal en línea para que puedan vigilar con seguridad la cantidad de combustible que bombean y corregir por seguridad a partir de la presión del sensor de presión y así mantener estabilidad en el sistema que las características del fluido es muy difícil si no se cuenta con esos parámetros para el control.



Bibliografía

1. TRABAJO DE DIPLOMA

Título: análisis del sistema de bombeo del hospital Isidoro Ayora.

Diplomante: José Germán Quizhpe Conde

Tutores: Dr. C. Raúl Izquierdo Pupo

Dr. C. Alberto Turro Breff. Curso: 2002-2003

2. Accionamientos eléctricos a velocidad variable. Volumen 1.

Editorial TEC and DOC (Technique and Documentation) 1999.

Londres Paris, New York.

3. Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema.

Igor J. Karassik, Worthington Div., McGraw-Edison Co.

4. Ing. Karassik. Bombas centrífugas. Tomo1. Selección, uso y mantenimiento

Primera edición cubana; 1995

5. Ing. Karassik. Bombas centrífugas. Tomo2. Primera edición cubana; 1995

6. Trabajo de diploma.

Título: Metodología para la selección de bombas a partir de las propiedades de los fluidos que se transportan en la industria del níquel.

Autor: Alexander Machado Noa.



Tutor: Dr. Alberto Turro Breff.

Ing: Adolfo Gómez González. Moa-2003

7. Manual de hidráulica aplicada.

Ing. Armando Díaz García.

Ing. David García Abreu.

Edición ISPJAM. Santiago de Cuba.

8. B. Nekrosov.

Hidráulica.

Editorial Pueblo y Educación tomado de la edición de 1968 de la editorial MIR.

Primera reimpresión 1977.

Segunda reimpresión 1983.

9. Selección de una bomba centrífuga

G. J. De Santis, Union Pump Co.

10. Manera de lograr un funcionamiento sin problemas de las bombas

centrífugas. *W. Stanley Tinney, United Engineers & Contractors, Inc.*

Inversiones de flujo en bombas centrífugas.

11. Selección y aplicación de bombas rotatorias de desplazamiento positivo

Richard F. Neerken, The Ralph W. Parsons Co.

Tipos, terminología y definiciones.

12. G. Kasatkin.

Operaciones Básicas y aparatos en la tecnología química. Tomo1. Editorial pueblo y educación.

Primera reimpresión 1985.

Segunda reimpresión 1987.

13. Operaciones básicas de la ingeniería química. Tomo1



Sistema de bombeo de combustible de la empresa puerto de Moa.

George Granger Brown.

Tercera reimpresión 1990

Edición revolucionaria instituto del libro.



Anexo

Anexo 1

Descripción	Unidad	Cantidad
Capacidad de la base:	m ³	115000
Tanques de almacenaje de combustible	u	6
Calentadores de línea	u	3
Bombas de tornillo para petróleo	u	2

Anexo 2

Característica del Crudo Mejorado 650

Días de operación al año	Días	365
Consumo de HFO (tecnológico)	t/a	300,000
Consumo de HFO (650)	t/a	310,250
Viscosidad a 50°C	cST	650
Viscosidad a 55°C	cST	462
Viscosidad a 58°C	cST	350
Viscosidad a 60°C	cST	334
Densidad a 50°C	Kg/m ³	974,2
Densidad a 55°C	Kg/m ³	974,0
Densidad a 58°C	Kg/m ³	971,4
Densidad a 60°C	Kg/m ³	971,4
Cp del petróleo a 50°C	Kcal/Kg°C	0.459
Cp del petróleo a 55 °C	Kcal/Kg°C	0.458
Cp del petróleo a 58°C	Kcal/Kg°C	0.453
Cp del petróleo a 60°C	Kcal/Kg°C	0.453
Temperatura de operación	°C	60
Temperatura de inflamación del petróleo	°C	62

Anexo 3

Características fisicoquímica del petróleo (650)

Azufre total del petróleo	% máximo	4.0
Agua destilación del petróleo	%	1.9
Vanadio	ppm	180
Asfáltenos	% m/m	13.0
Cenizas	% m/m	0.10
Carbón coradson	% m/m	15.0



Anexo 4

Características técnicas de las bombas para trasiego del CM 650 (Oferta de bombas que se montaron en el Puerto para esta función.

Descripción	Unidad	Cantidad
Presión de servicio	atm	30
Presión de prueba	atm	44
Caudal a 60 °C	m ³ /h	160

Anexo5

Mediciones de corriente en las bombas del puerto.

Tiempo	lb_BO1a.	lb_BO2.
06:00:00	0,01	-0,25
06:01:00	0,02	-0,24
06:02:00	0,01	-0,24
06:03:00	0,02	-0,25
06:04:00	0,01	-0,24
06:05:00	0,01	-0,24
06:06:00	0,02	-0,24
06:07:00	0,02	-0,24
06:08:00	0,03	-0,24
06:09:00	77,18	80,52
06:10:00	73,25	75,63
06:11:00	236,85	234,91
06:12:00	222,74	218,76
06:13:00	223,25	219,64
06:14:00	224,29	220,54
06:15:00	223,69	220,8
06:16:00	221,93	218,92
06:17:00	221,63	218,43
06:18:00	222,69	218,52
06:19:00	222,51	219,01
06:20:00	220,21	216,76
06:21:00	219,71	217,38
06:22:00	220,68	217,89
06:23:00	219,95	216,83
06:24:00	218,47	215,72
06:25:00	216,3	214,31
06:26:00	214,7	213
06:27:00	212,47	210,73
06:28:00	210,82	209,53



06:29:00	209,64	208,3
06:30:00	209,23	207,21
06:31:00	210,19	207,4
06:32:00	209,03	206,53
06:33:00	207,92	205,76
06:34:00	208,36	205,77
06:35:00	207,77	205,33
06:36:00	207,65	204,94
06:37:00	206,85	204,52
06:38:00	206,65	203,78
06:39:00	206,82	204,43
06:40:00	207,44	204,12
06:41:00	206,79	204,11
06:42:00	206,82	203,33
06:43:00	205,77	203,33
06:44:00	206,11	203,31
06:45:00	204,85	202,6
06:46:00	204,3	201,78
06:47:00	203,57	201,24
06:48:00	202,37	200,56
06:49:00	202,61	200,51
06:50:00	202,09	199,44
06:51:00	201,04	198,52
06:52:00	200,41	197,59
06:53:00	200,01	198,22
06:54:00	199,9	197,99
06:55:00	199,14	197,01
06:56:00	198,62	196,16
06:57:00	197,81	195,96
06:58:00	197,76	195,11
06:59:00	197,36	195,72
07:00:00	196,97	194,83
07:01:00	196,35	194,85
07:02:00	197,47	194,69