

REPÚBLICA DE CUBA

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS

FACULTAD DE INGENIERÍA



TRABAJO DE DIPLOMA

Título: Propuesta de regulación del caudal a carga constante con variadores de velocidad en la bomba de agua de alimentar de la UEB Central Azucarero “Ciudad Caracas”.

Autor: Mario Sergio Quintana Valladares.

Tutores: Dr. Julio R. Gómez Sarduy.

M.Sc. Royd Reyes Calvo

Cienfuegos

Curso 2016-2017

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Vice Decano.

Firma del Tutor.

Nombre y Apellidos.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento:

“Nunca consideres el estudio como una obligación, sino como una oportunidad para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber.”

Albert Einstein

Nuestra recompensa se encuentra en el esfuerzo y no en el resultado. Un esfuerzo total es una victoria completa.

Mahatma Gandhi.

Dedicatoria:

Este triunfo es el resultado del esfuerzo no solo mío sino de mi familia, amigos y profesores. Por eso quiero dedicarles la tesis a todos ellos. Pero en especial a la persona más importante de mi vida: mi abuela por todo el amor, apoyo, comprensión y dedicación que me han brindado en el transcurso de mi carrera.

Agradecimientos:

A Dios por haberme permitido lograr esta parte tan importante en mi vida.

A la universidad “Carlos Rafael Rodríguez” y al claustro de profesores por formarme como profesional.

A mi tutor: Dr. Julio R. Gómez Sarduy, por brindarme su ayuda y apoyo incondicional durante todo el desarrollo de este trabajo. Quien paso de ser una persona desconocida a convertirse en mi amigo, guía, soporte, disposición y motivación.

A mi tía que siempre ha sido mi paño de lágrimas en los momentos difíciles.

A mi mamá y padrastro por toda su dedicación y desvelo para que yo triunfe en cada etapa de mi vida.

A mi papá y hermana por apoyarme y comprenderme en cada una de mis decisiones.

A mi novia por comprenderme en este momento tan importante de mi vida.

A mis padrinos por su esfuerzo en convertirme en una persona de bien.

A todos mis compañeros de estudio que siempre me apoyaron de una forma u otra y que supieron darme el aliento en los momentos que más lo necesitaba.

A los amigos y demás familiares por preocuparse y acompañarme en esta travesía.

Resumen

RESUMEN

El presente trabajo está relacionado con el empleo de variadores de velocidad en la industria azucarera. El objetivo es determinar la factibilidad técnica económica de emplear variadores de velocidad en las bombas de agua de alimentar calderas de la UEB Central Azucarero Ciudad Caracas del grupo empresarial AZCUBA Cienfuegos, tomada como caso de estudio, para implementar una estrategia de control de caudal variable a presión constante. En este trabajo se presenta el estado del arte sobre la regulación de caudal en sistemas de bombeo, y el desarrollo teórico y metodológico para la selección del variador de velocidad. Se comprueba la correcta selección de la bomba MULTITEC modelo C125/7-10.1 que trabaja actualmente. La propuesta es el empleo de un variador MICROMASTER 440 de la SIEMENS cuya explotación representa una oportunidad de ahorro energético y económico. El ahorro potencial es de 34.23 MWh/año con un impacto favorable sobre el medio ambiente al representar un potencial de disminución de emisiones de 27.17 toneladas de CO₂ al año. Se incluye en los análisis un estudio de sensibilidad de la rentabilidad de la inversión ante variaciones del margen de riesgo y de la tasa de inflación de la energía. Se calcularon para cada caso el Valor Presente Neto y el Periodo de Recuperación de la Inversión, y aunque la inversión no es atractiva desde un enfoque empresarial, sí es factible a nivel de país.

SUMMARY

The present work is related to the use of variable speed drives in the sugar industry. The objective is to determine the economic feasibility of using speed variators in the water pumps to feed boilers of Central Ciudad Caracas of the AZCUBA Cienfuegos business group, taken as case study, to implement a strategy of control of variable flow at constant pressure. This paper presents the state of the art on the flow regulation in pumping systems, and the theoretical and methodological development for the selection of the speed variator. Check the correct selection of the MULTITEC model C125/7-10.1 pump currently working. The proposal is the use of a variator MICROMASTER 440 of the SIEMENS whose exploitation represents an opportunity of energy and economic saving. The potential savings are 34.23 MWh / year with a favorable impact on the environment as it represents a potential emission reduction of 27.17 tons of CO₂ / year. A sensitivity study of the return on investment to changes in the risk margin and the rate of energy inflation is included in the analyzes. The Net Present Value and the Investment Recovery Period were calculated for each case, and although the investment is not attractive from a business approach, it is feasible at the country level.

Índice

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1. GENERALIDADES SOBRE VARIACIÓN DE CAUDAL EN BOMBAS CENTRÍFUGAS.	5
1.1-Bombas centrífugas	5
1.2-Curvas características de las bombas	6
1.3-Metodología para determinar la característica hidráulica del sistema de tuberías.....	8
1.4-Curva de operación del sistema.....	9
1.4.1-Carga estática.....	9
1.4.2-Carga Dinámica.	11
1.4.2.1-Medición de pérdida de presión global mediante el uso de manómetros.....	11
1.4.2.2-Pérdidas en tuberías o pérdidas de energía primarias (tramos rectos).	12
1.4.2.3-Pérdidas de carga en accesorios o pérdidas de energía secundarias.	12
1.5-Construcción de la curva del sistema.....	12
1.6-Puntos de operación de la bomba	13
1.6.1-Caudal constante	13
1.6.2-Caudal variable.....	14
1.7-Métodos de regulación del caudal.....	15
1.7.1-Regulación de caudal mediante estrangulación	17
1.7.2-Arranque o paro de la bomba (on-off).....	17
1.7.3-Regulación de Caudal Mediante Recirculación.....	18
1.7.4-Regulación de la capacidad por variación de la velocidad.....	18
1.8-Leyes de afinidad	20
1.9-Pasos generales a seguir para el dimensionado del motor y convertidor de frecuencia.	21
1.10-Estudios sobre el empleo de variadores de velocidad para instalaciones de bombeo.	23
1.11-Conclusiones parciales	26
CAPÍTULO 2. SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTAR CALDERAS DEL CENTRAL CIUDAD CARACAS.	27
2.1- Breve descripción del bloque energético del central	27
2.2-Sistema de agua de alimentar calderas del central Ciudad Caracas.....	28
2.3-Desarrollo del método actual de regulación de caudal. Curvas características y parámetros técnicos reales de funcionamiento.	33
2.3.1-Recopilación de datos (mediciones) para determinar pérdidas en tramos rectos y accesorios.....	35
2.4-Caudal por tramos.....	37

2.5-Cálculo de velocidades reales	38
2.6-Cálculo del número de Reynolds.	39
2.7-Factor de fricción (λ) por tramos	40
2.8-Cálculo de pérdidas a través del sistema de tuberías.....	41
2.8.1-Para tramos rectos:.....	41
2.8.2-Para accesorios:	42
2.8.3-Caída de presión en el economizador.....	42
2.8.4-Pérdidas totales	43
2.9-Característica hidráulica del sistema de tuberías.	44
2.10-Ecuación final de la característica hidráulica del sistema de tuberías.....	45
2.10-Cálculo de la potencia útil que entrega la bomba al fluido.	47
2.11-Cálculo de la eficiencia de la bomba.....	47
2.12-Cálculo de la eficiencia del motor.....	47
2.13-Cálculo de la eficiencia del conjunto motor – bomba	49
2.14-Estimado del consumo de energía para una zafra.....	49
2.15-Conclusiones parciales.....	49
CAPÍTULO 3. PROPUESTA DE SOLUCIÓN PARA LA REGULACIÓN DE CAUDAL A CARGA CONSTANTE USANDO VARIADOR DE VELOCIDAD.	50
3.1-Determinación de la carga de trabajo	50
3.2-Selección del rango de velocidades.	50
3.3-Selección del variador de velocidad.....	52
3.4-Cálculo económico.....	54
3.4.1-Inversión inicial	57
3.4.2-Tarifa eléctrica de venta.	58
3.4.3-Análisis económico.....	58
3.5-Análisis de sensibilidad.	61
3.6-Beneficio ambiental.	64
3.7-Conclusiones parciales.....	64
CONCLUSIONES	65
RECOMENDACIONES	66
BIBLIOGRAFÍA.....	67
ANEXOS	72

Introducción

INTRODUCCIÓN

La industria azucarera se está transformando en un complejo agroindustrial de producción diversificada integrando tecnologías de conversión de biomasa para producir combustibles, energía, o productos químicos. El desarrollo acelerado de estas fábricas tiene un objetivo multipropósito, con el fin de lograr de forma sostenible varios productos de interés comercial (Ramos, Gómez, González, & López, 2014). Este desarrollo ha sido impulsado, entre otros factores, por la crisis energética global y la búsqueda de competitividad, dirigiendo los esfuerzos a un mejor aprovechamiento de la biomasa.

La producción de azúcar a nivel mundial, según la International Sugar Organization, es de 1189.8 millones de toneladas. De esta producción, el 70 % se produce a partir de la caña de azúcar y el 30 % restante de la remolacha, siendo los principales productores: Brasil, India y China (IEDAR, 2017).

En Cuba existen un total de 54 centrales azucareros los cuales emplean como materia prima la caña, en la pasada zafra 2015-2016 la producción de azúcar decreció un 19 % quedando por debajo de las metas planteadas debidos principalmente a la influencia del clima en la molienda y a la calidad de la caña, el tiempo perdido en la industria y la cosecha y sobre todo a la tecnología obsoleta empleada en el país.

La UEB Central Azucarero Ciudad Caracas, en lo adelante Central Ciudad Caracas, situado en el municipio de Lajas, provincia de Cienfuegos, fue uno de los que incumplió en cerca de 3 000 toneladas su plan de producción de 34 000 toneladas de azúcar durante la zafra anterior, como resultado de una trayectoria caracterizada por la inestabilidad productiva. En la presente zafra ha dejado de ser una de las últimas fábricas del país para convertirse en una de puntera garantizando la estabilidad de los porcentajes de molienda y las 3 781 toneladas por encima del plan hasta el momento. El compromiso de la industria radica en obtener 36 000 toneladas del crudo (Martínez, 2017).

Al igual que en toda Cuba este central consta con una tecnología poco desarrollada en comparación con el resto del mundo, aunque se han ido realizando mejoras tecnológicas e inversiones para actualizar su tecnología. Entre las mejoras fundamentales se pueden mencionar un mayor nivel de automatización en todas las áreas con sistemas de Supervisión, Control y Adquisición de Datos (SCADA), modificaciones al sistema de alimentación de caña al tándem y a cada unidad de molida, adecuación de todo el sistema de aislamiento térmico de las redes de transporte y equipos que usan vapor, montaje de sobrecalentador semiradiante en los generadores de vapor, lo que ha incrementado notablemente los parámetros del vapor directo, y otras mejoras tecnológicas en el proceso. Desde el punto de vista energético, ya desde hace varios años que se han estado implementando medidas para incrementar la eficiencia y elevar los índices de generación y entrega de energía (Alejo, 2012).

Una de las mejoras que puede implementarse, con incidencia en la eficiencia energética y productiva de la fábrica, es el empleo de variadores de velocidad en cargas tipo bombas donde se requiera variación de caudal o presión. A nivel mundial es una tendencia el uso de variadores de frecuencia en los sectores industriales que demandan regular la capacidad en sus procesos productivos. Esto se ve incentivado por la disminución del precio de los variadores de frecuencia en el mercado internacional, la reducción del consumo energético que estos generan y el incremento de la eficiencia energética en las líneas de producción. El empleo de variadores de frecuencia aumenta el período entre mantenimientos del sistema mecánico producto de la suavidad de las cargas de arranque y el cambio de velocidad con que hace trabajar al sistema.

En el caso del sistema de alimentación de agua a las calderas, cuyo objetivo es mantener el nivel en los domos de los generadores de vapor mediante una válvula que regula el paso de agua de acuerdo a la necesidad de generación de vapor para la industria, el Grupo Empresarial AZCUBA Cienfuegos propone el montaje de variadores de velocidad para regular el trabajo de la bomba.

En estos sistemas de bombeo, donde se tiene que garantizar el caudal necesario para cada generador de vapor, a pesar de que independientemente cada uno de estos generadores haya cambiado su régimen de demanda, el control lo encontramos en la variación de la curva de la bomba, simultáneamente con la variación de la curva del sistema, de manera tal que se mantenga la carga del sistema en cualquier condición de operación.

Para realizar una propuesta de empleo de variador de velocidad en el sistema de bombeo de agua de alimentar calderas es necesario comprobar la correcta selección del conjunto motor bomba y ver en qué zona de operación del motor se obtienen las mayores ventajas desde el punto de vista de ahorro energético, de manera que el **problema identificado** es el siguiente:

No se conoce si es factible técnica y económicamente la utilización de variadores de velocidad para regular presión en la descarga de las bombas del sistema de agua de alimentar calderas del Central Ciudad Caracas.

Hipótesis:

Si se emplea variación de velocidad en las bombas del sistema de agua de alimentar calderas del Central Ciudad Caracas, se garantiza el funcionamiento adecuado del mismo a la vez que disminuye el consumo de energía requerido para su operación demostrando su viabilidad técnica y económica.

Objetivo general:

Determinar la factibilidad técnica económica de emplear variadores de velocidad en las bombas de agua de alimentar calderas del Central Ciudad Caracas para implementar una estrategia de control de caudal variable a presión constante.

Objetivos específicos:

1. Estudio del estado del arte sobre el empleo de variadores de velocidad en sistemas de bombeo.
2. Determinar la curva de carga del sistema en estudio.

3. Verificar la correcta selección del conjunto motor bomba para satisfacer los requerimientos del sistema actual.
4. Seleccionar el variador de velocidad adecuado para esta aplicación.
5. Realizar el estudio de factibilidad económica de la propuesta.

Estructura de la tesis

La tesis se concibe organizada en tres capítulos, en el siguiente orden:

Capítulo 1. Generalidades sobre variación de caudal en bombas centrífugas. En este capítulo se describe de manera resumida los aspectos generales de los métodos de control de caudal en sistemas de bombeo. Se definen los parámetros que determinan la característica hidráulica del sistema y los pasos para seleccionar el variador de velocidad.

Capítulo 2. Sistema de agua de alimentar calderas del Central Ciudad Caracas. Se trata de la descripción técnica del sistema actual, donde la única regulación es mediante las válvulas de control de nivel de agua en los domos. Se describe la metodología para la determinación de la característica hidráulica del sistema y se muestran los resultados del cálculo de las cargas estática y dinámica del mismo. En este capítulo se determina también el punto de operación actual de la bomba, la demanda de energía en una zafra y la eficiencia operacional del conjunto motor bomba.

Capítulo 3. Propuesta de solución para la regulación de caudal a carga constante usando variador de velocidad. En este capítulo se determina el rango de variación de velocidad requerido por la bomba para mantener una presión de descarga constante. Se selecciona el variador de velocidad, se hace un análisis económico donde se determina si es factible económicamente la inversión y se calculan los ahorros potenciales de energía con el uso del variador. Además se determina el impacto ambiental que implica esta nueva propuesta.

Capítulo 1

CAPÍTULO 1. GENERALIDADES SOBRE VARIACIÓN DE CAUDAL EN BOMBAS CENTRÍFUGAS.

1.1-Bombas centrífugas

Una bomba hidráulica es una máquina que transforma la energía mecánica que procede de un motor primario y la convierte en energía de presión, posición o velocidad de un fluido. Un ejemplo de bombas que se utilizan para cambiar la posición de un fluido son las bombas de pozo profundo, que suministra energía para que el agua del subsuelo salga a la superficie. Las bombas que adicionan energía de presión, se emplean por ejemplo en oleoductos, donde la presión se incrementa para vencer las pérdidas de fricción que se presentan en el transporte del fluido, mientras que otras bombas trabajan con presiones y alturas iguales que únicamente adicionan energía de velocidad (Solano, Reyes, & Ortega, 2012).

En la Figura 1.1 se muestra la clasificación de las bombas según la forma en como el fluido se desplaza dentro de sus elementos. Si el fluido se desplaza a presión dentro de la carcasa por efecto del movimiento de un pistón o émbolo, reciben el nombre de bombas de desplazamiento positivo. Por otro lado, si el fluido es desplazado por el movimiento circular de uno o varios impulsores provistos de álabes, se les conoce como bombas centrífugas (Solano, Reyes, & Ortega, 2012).

La bomba centrífuga es una máquina hidráulica que transforma la energía mecánica del impulsor en energía cinética y potencial que es transmitida a un fluido. La fuerza centrífuga producida depende de la velocidad en la punta de los álabes o periferia del impulsor y de la densidad del líquido.

Las bombas centrífugas constituyen no menos del 80% de la producción mundial de bombas, porque son más adecuadas para manejar una cantidad mayor de líquido que las bombas de desplazamiento positivo y están presentes prácticamente en todas las industrias.

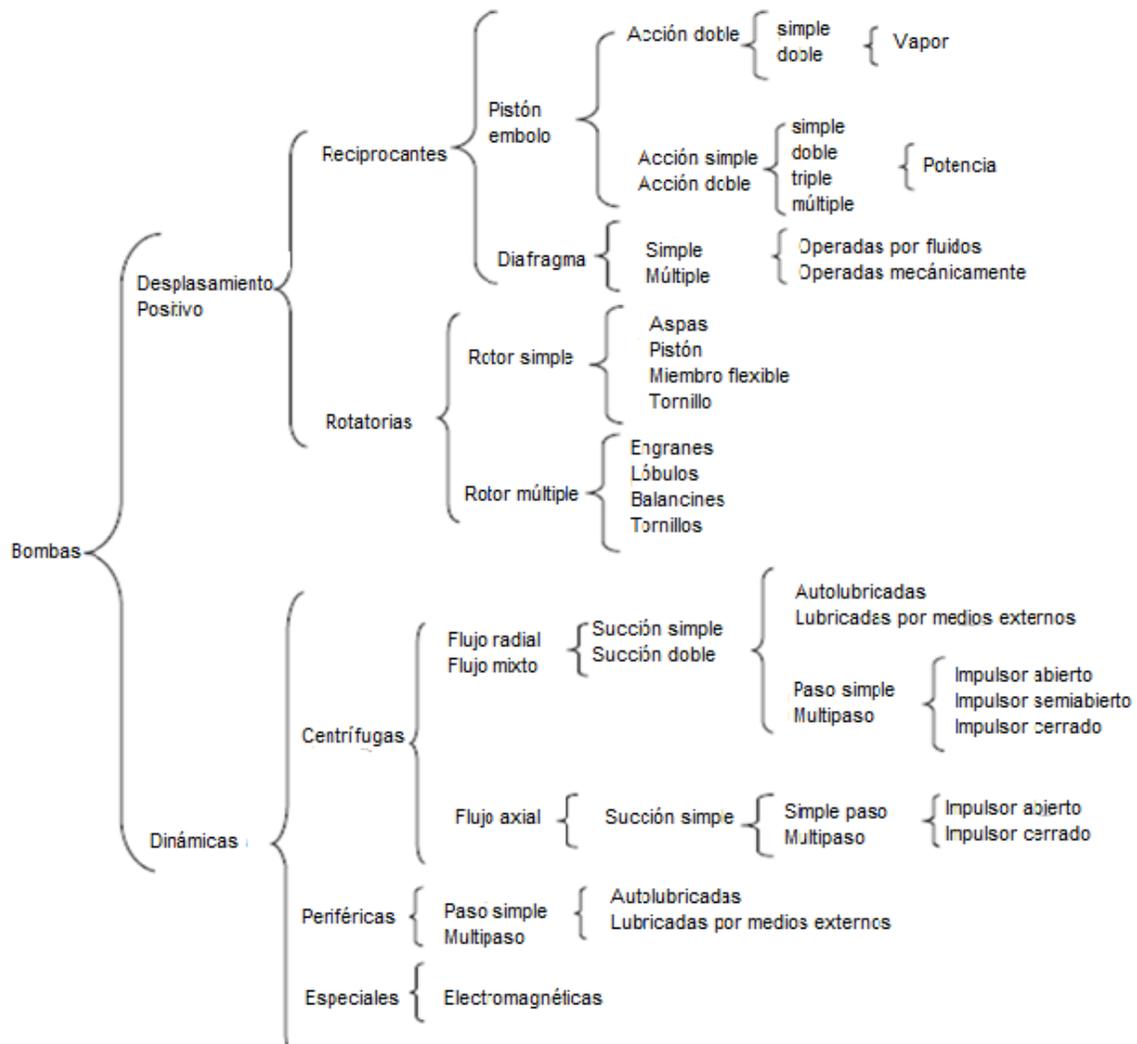


Figura 1.1. Clasificación de las bombas. Fuente: (Solano, Reyes, & Ortega, 2012)

Las bombas centrífugas son las estudiadas en este trabajo, por lo que, en lo adelante, a menos que se especifique otra cosa, se refiere a ellas como bombas

1.2-Curvas características de las bombas

Teniendo la información de los datos de placa de la bomba, se deben consultar los catálogos o información técnica del fabricante para obtener las curvas características de la bomba. Estas curvas son las que relacionan las variables que intervienen en el funcionamiento de la bomba como se muestra en la Figura 1.2.

Las curvas características de las bombas presentan datos similares independientemente del fabricante y en general incluyen:

- La curva de carga vs. caudal (trazada para diferentes diámetros de impulsor y a velocidad constante).
- La curva de NPSH vs. caudal.
- La curva de eficiencia vs. caudal (o curvas de isoeficiencia).
- La curva de potencia vs. caudal.

NPSH: por sus siglas en inglés significa Net Positive Suction Head (Carga neta de succión positiva). Es la carga disponible medida en la abertura de succión de la bomba. Es necesario distinguir entre el NPSH disponible y el requerido. El primero es una característica del sistema en el que trabaja una bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga de succión absoluta existente y la presión de vapor a la temperatura dominante. El NPSH requerido, que es una función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor a una cantidad determinada (Karassik & Carter, 1995).

En caso de no contar con la información técnica del fabricante de la bomba que se desea evaluar, se podrán utilizar curvas de referencia que contengan características similares de la bomba, es decir: diámetro y tipo de impulsor, velocidad, tamaño, etc. Para ello deberá solicitarse la información técnica a fabricantes o distribuidores de bombas (CySte, 2014).

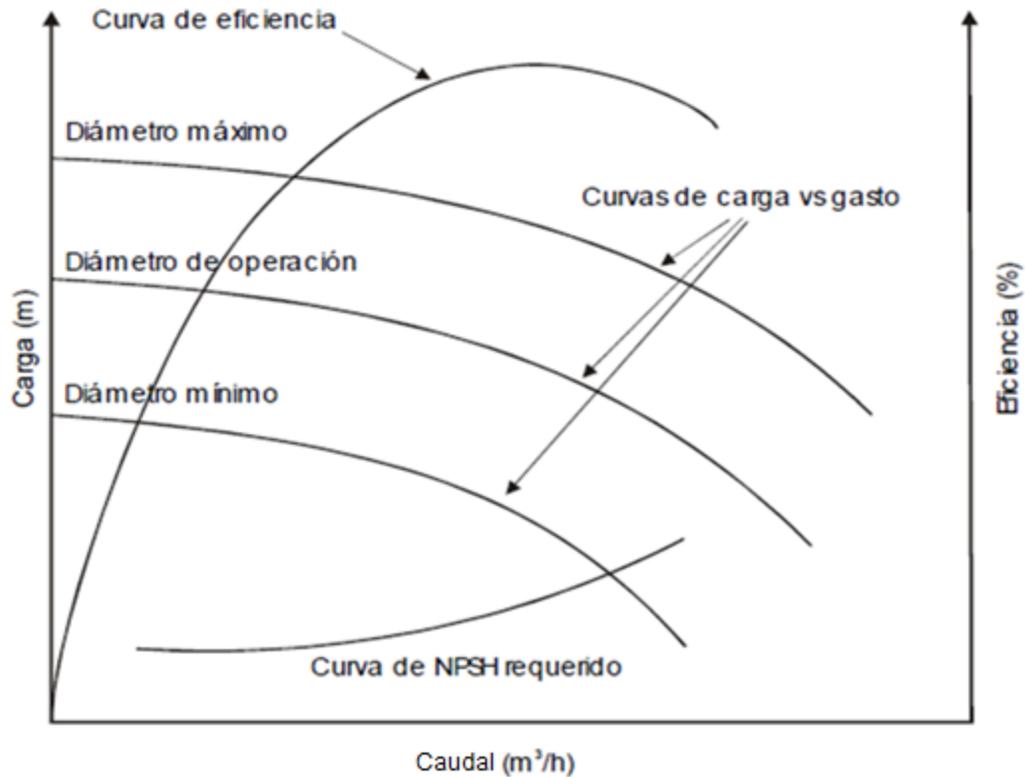


Figura 1.2. Curvas características de las bombas. Fuentes: (CySte, 2014)

1.3-Metodología para determinar la característica hidráulica del sistema de tuberías.

La metodología para determinar la característica del sistema se describe en (Delgado, 2014). La característica hidráulica del sistema de tuberías brinda el comportamiento del sistema producto a los tramos de tubería recta que presenta el sistema en conjunto con los accesorios que la componen. La intercepción de la característica hidráulica del sistema de tuberías con la curva característica de la bomba muestra el punto de operación como se aprecia en la Figura 1.3. Este punto de operación brinda información sobre el caudal, carga, potencia y eficiencia con que trabaja la bomba durante la operación.

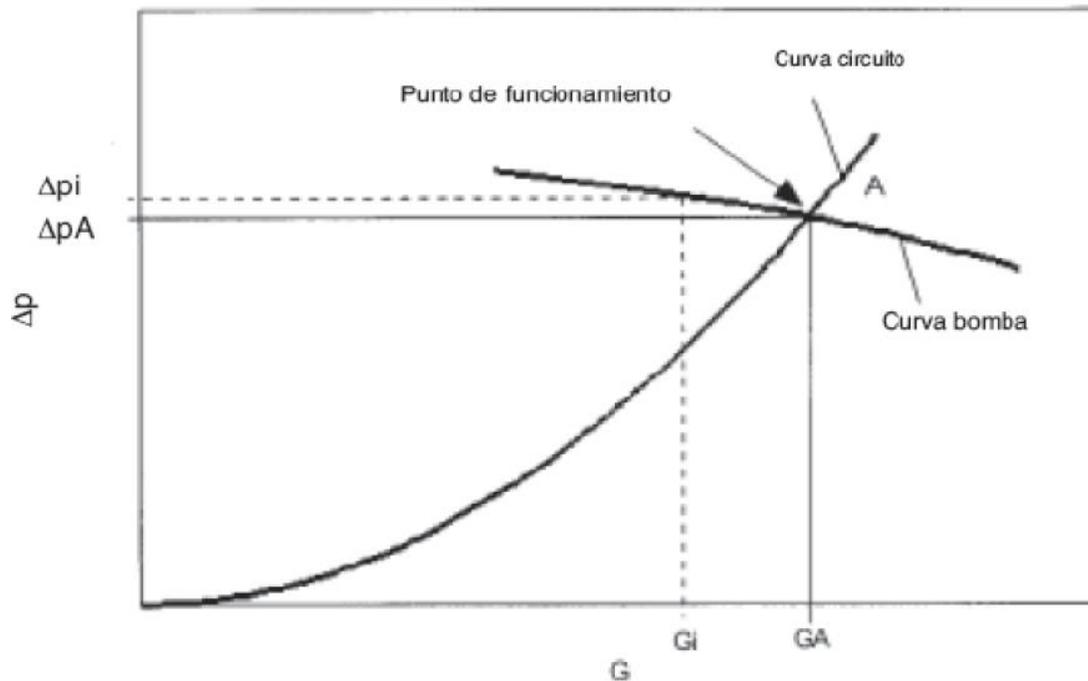


Figura 1.3. Determinación del punto de funcionamiento. Fuente: (Delgado, 2014)

1.4-Curva de operación del sistema

La curva del sistema queda definida por la carga estática total y las pérdidas de presión en el sistema de bombeo (carga dinámica). A continuación, se definen cada una de estas.

1.4.1-Carga estática.

La carga estática total se determina conociendo la altura geométrica del nivel del líquido entre los recipientes de succión y descarga y la línea de centros de la bomba, así como las presiones en esos mismos puntos (Karassik & Carter, 1995). Cuando la descarga es libre, como la mostrada en el depósito intermedio de la Figura 1.4, la altura a considerar será la de la tubería.

Cuando el nivel del líquido en el recipiente de succión se encuentra arriba de la línea de centros de la bomba, como se muestra en la Figura 1.4, se dice que la bomba es de succión positiva o ahogada. Para el caso en que el nivel del líquido en la succión se encuentra por debajo de la línea de centros de la bomba, como se representa en la Figura 1.5, entonces la bomba es de succión negativa.

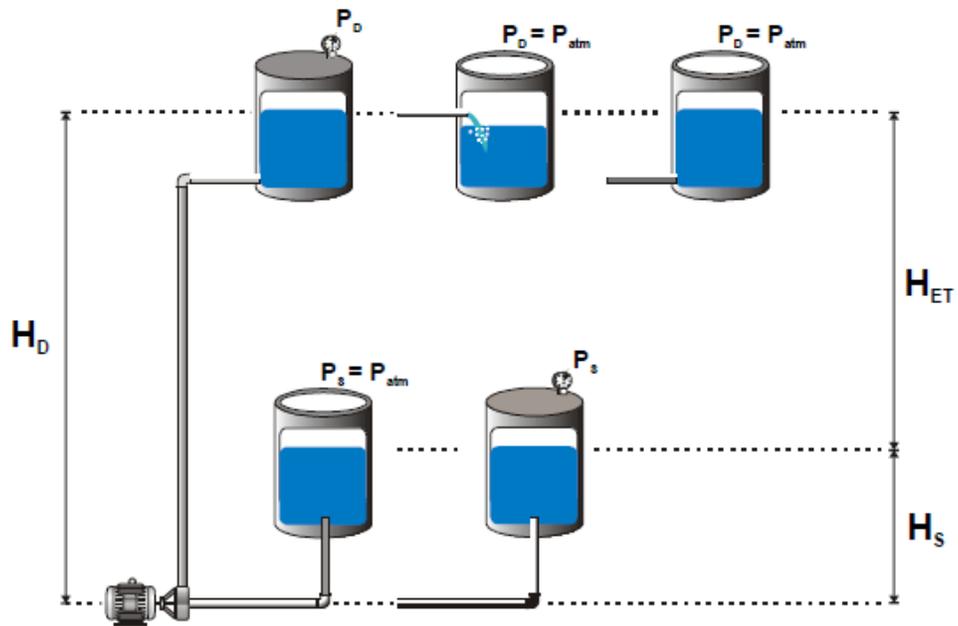


Figura 1.4. Sistemas de bombeo con succión positiva. Fuente: (CySte, 2014)

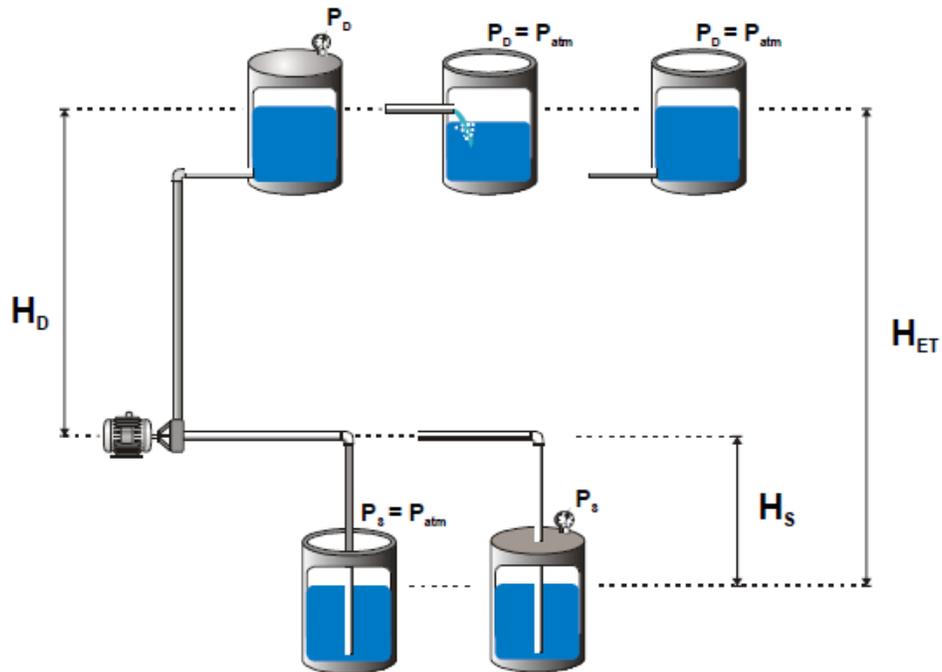


Figura 1.5. Sistemas de bombeo con succión negativa. Fuente: (CySte, 2014)

1.4.2-Carga Dinámica.

La carga dinámica total representa las pérdidas de presión, las cuales se originan por la fricción del fluido en las tuberías, válvulas, accesorios y otros componentes como pueden ser intercambiadores de calor u otros. Estas pérdidas varían proporcionalmente con el cuadrado de la velocidad del caudal. También varían de acuerdo con el tamaño, tipo y condiciones de las superficies de tubos y accesorios y las características del líquido bombeado (Karassik & Carter, 1995).

1.4.2.1-Medición de pérdida de presión global mediante el uso de manómetros.

Una forma práctica de medir la caída de presión en un sistema de bombeo es a través de mediciones en campo, por ejemplo, instalando manómetros en la descarga de la bomba (inmediatamente después de la brida) y al final de la línea de suministro, o sea, medir la presión en los puntos 1 y 2 como se muestra en la Figura 1.6. La caída de presión se calcula como:

$$\text{Pérdidas de Presión} = \text{Presión en Punto}_1 - \text{Presión en Punto}_2 \quad (1.1)$$

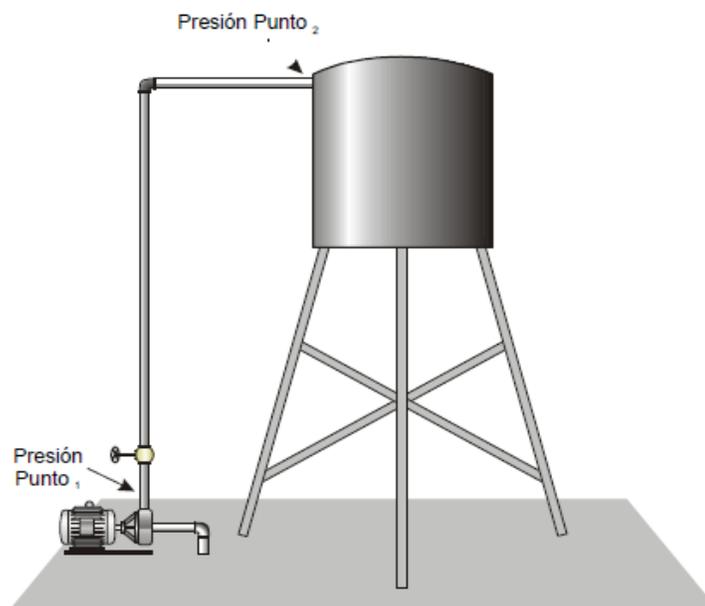


Figura 1.6. Determinación de pérdida de presión mediante puntos de medición.

Fuente: (CySte, 2014)

1.4.2.2-Pérdidas en tuberías o pérdidas de energía primarias (tramos rectos).

Las pérdidas de energía primarias, son el producto de la resistencia al fluido que le impone la rugosidad interna del tubo, la cuantía de la pérdida, depende principalmente del diámetro de la tubería, así como del material por el cual esté compuesto.

En el cálculo de las pérdidas en tuberías se consideran todas las características del sistema de bombeo:

- Caudal de operación.
- Características del fluido.
- Características de tuberías y accesorios.

1.4.2.3-Pérdidas de carga en accesorios o pérdidas de energía secundarias.

Las pérdidas de energía secundaria son generadas producto del paso del fluido por los accesorios que conforman el sistema de tuberías cuando se le induce a cambiar de dirección o se cambia la sección de la misma, influenciada por los parámetros de la forma física del accesorio.

1.5-Construcción de la curva del sistema

Una vez determinadas las pérdidas de fricción en tuberías se suman las pérdidas por accesorios y se construye la curva de pérdidas por fricción (carga dinámica) en función del caudal.

$$H_f \text{ (pérdida total por fricción)} = H_L \text{ (pérdida por fricción en tuberías)} + H_A \text{ (pérdida por fricción en accesorios)} \quad (1.2)$$

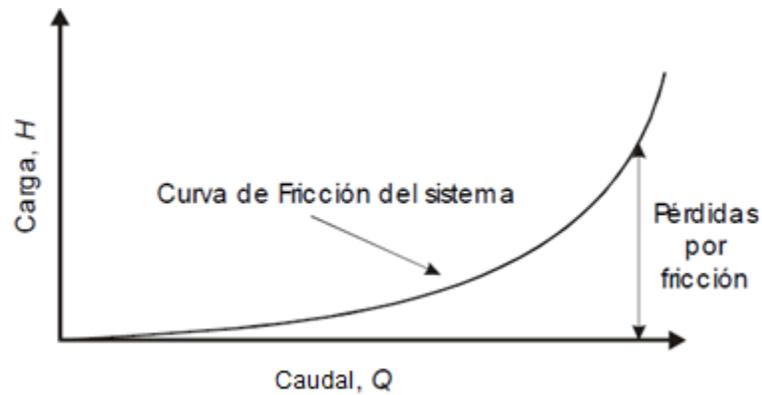


Figura 1.7. Curva de pérdidas de fricción del sistema. Fuente: (CySte, 2014)

La curva del sistema es la suma de la carga estática total más la carga dinámica total (Figura 1.8).

$$\text{Carga total del sistema} = H_{\text{(estática)}} + H_{\text{(Dinámica)}} \quad (1.3)$$

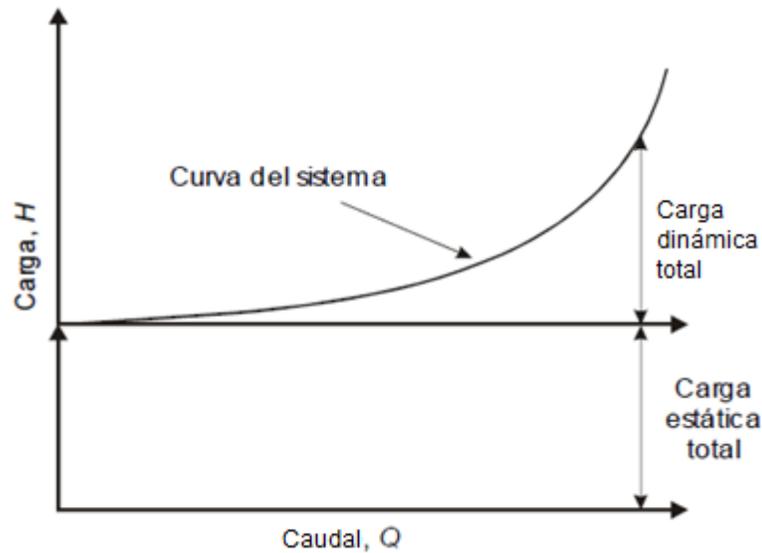


Figura 1.8. Curva de operación del sistema de bombeo. Fuente: (CySte, 2014)

1.6-Puntos de operación de la bomba

1.6.1-Caudal constante

El punto de operación de una bomba se obtiene cuando la carga generada por la misma coincide con la que precisa el sistema de bombeo.

El punto de operación se encuentra en la intersección de la curva de carga vs. caudal de la bomba, correspondiente al diámetro de operación, y la curva del sistema. Al trazar una línea horizontal y otra vertical que pase por este punto pueden obtenerse los valores de carga, caudal, eficiencia y NPSH requeridos.

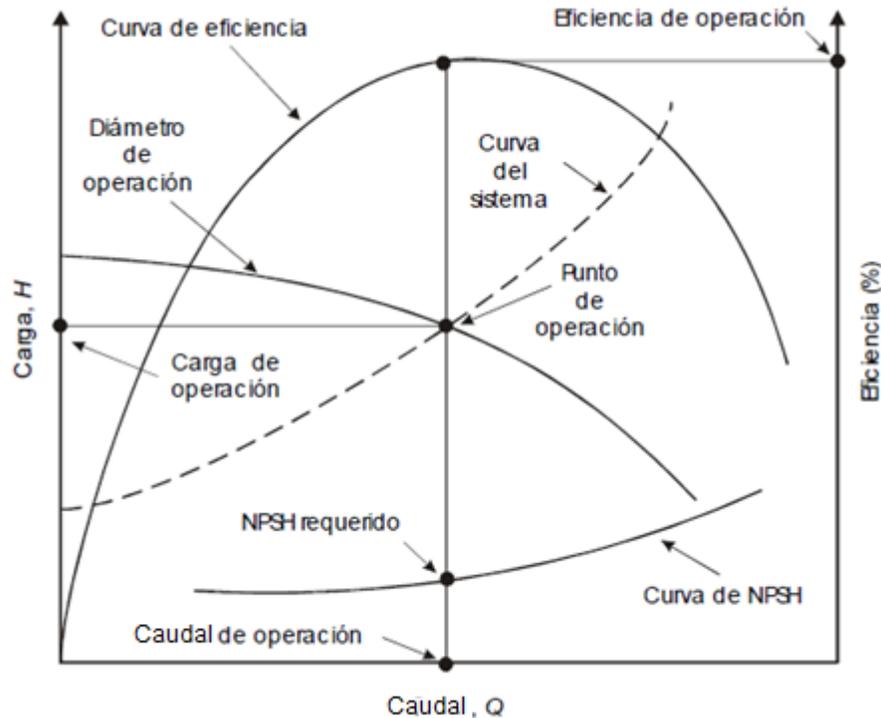


Figura 1.9 Punto de operación para caudal constante. Fuente: (CySte, 2014)

1.6.2-Caudal variable

En general los sistemas de bombeo requieren un caudal variable, lo cual significa que una bomba trabaja con diferentes puntos de operación (carga, caudal).

Como ya se mencionó, el punto de operación se establece en la intersección de la curva característica de la bomba (carga vs. caudal) y la curva del sistema. Por lo tanto, si el sistema requiere un caudal igual a Q_1 le corresponde una carga H_1 ; para un caudal Q_2 corresponde una carga H_2 , etc. Un ejemplo gráfico se muestra en la Figura 1.10.

Adicionalmente, en cada punto de operación se puede determinar el NPSH requerido y la eficiencia de la bomba.

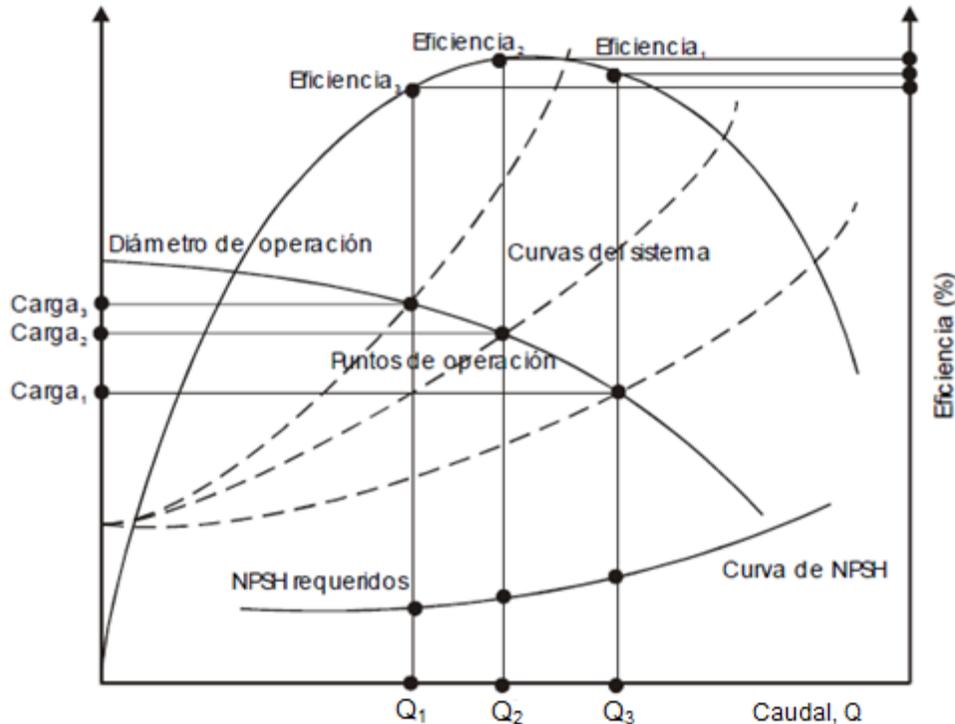


Figura 1.10 Punto de operación para caudal variable. Fuente: (CySte, 2014)

1.7-Métodos de regulación del caudal.

Los procesos productivos de las empresas requieren condiciones de bombeo diferentes a las del caudal nominal, por lo tanto, es necesario aplicar algún método para su control o regulación.

Los métodos de regulación de caudal se representan en la Figura 1.11 y se obtienen mediante:

- Regulación del caudal por estrangulación de la tubería que conduce el fluido (modificación de la curva del sistema sobre la que trabaja la bomba).
- Regulación del caudal mediante recirculación o bypass.
- Regulación del caudal por variación de velocidad de la bomba (modificación de la curva característica carga vs. caudal de la bomba).
- Arranque o paro de la bomba, conocido también como: on-off.

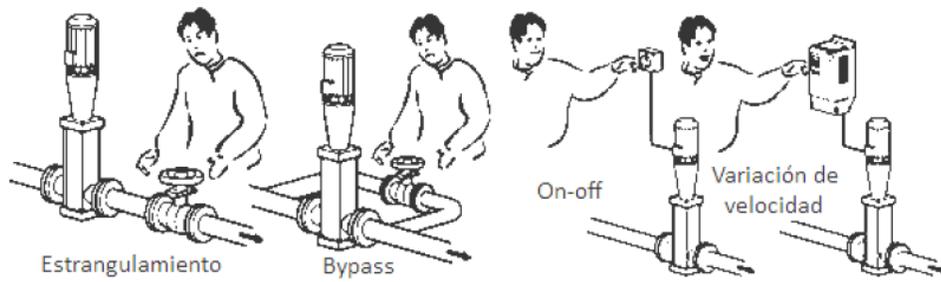


Figura 1.11. Métodos de regulación. Fuente: (Solano, Reyes, & Ortega, 2012)

Cada uno de los métodos anteriores tiene asociada una determinada variación de potencia suministrada al fluido y que es proporcional al producto del caudal por la carga. En la Figura 1.12 muestran las gráficas hipotéticas de la potencia requerida para generar un 70% de caudal en cada uno de los métodos de control.

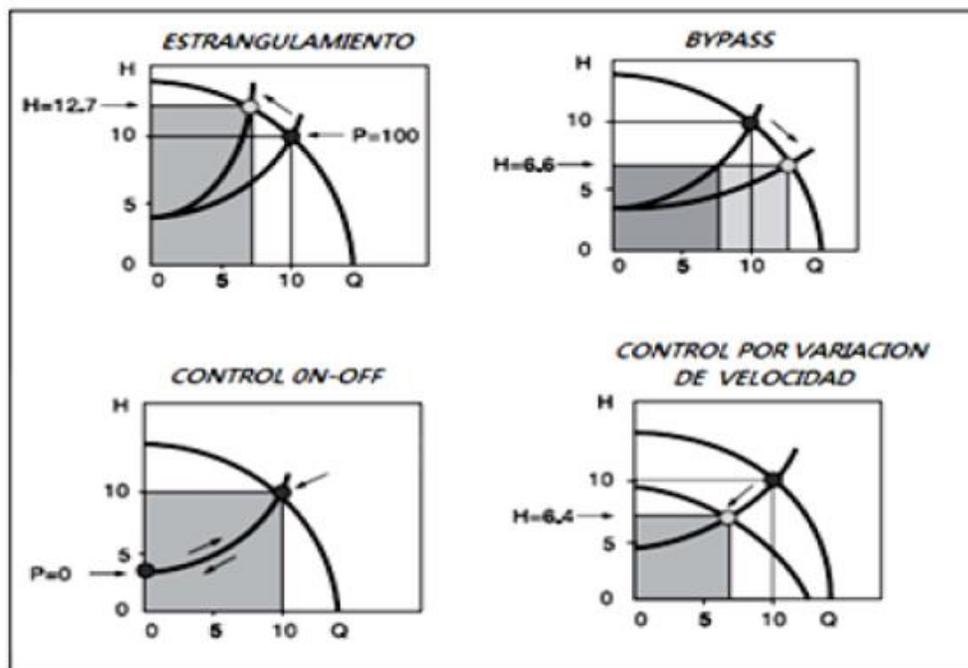


Figura 1.12. Energía consumida por los métodos. Fuente: (Solano, Reyes, & Ortega, 2012)

1.7.1-Regulación de caudal mediante estrangulación

Se obtiene mediante una válvula que va montada en la tubería en la zona de descarga de la bomba. Cerrando esa válvula se produce una pérdida de carga adicional, la cual cambia la carga total del sistema.

Al disminuir la capacidad o caudal por medio de estrangulación se altera la curva del sistema al producirse una pérdida de fricción debido a la válvula de estrangulación, tal como se muestra en la Figura 1.13.

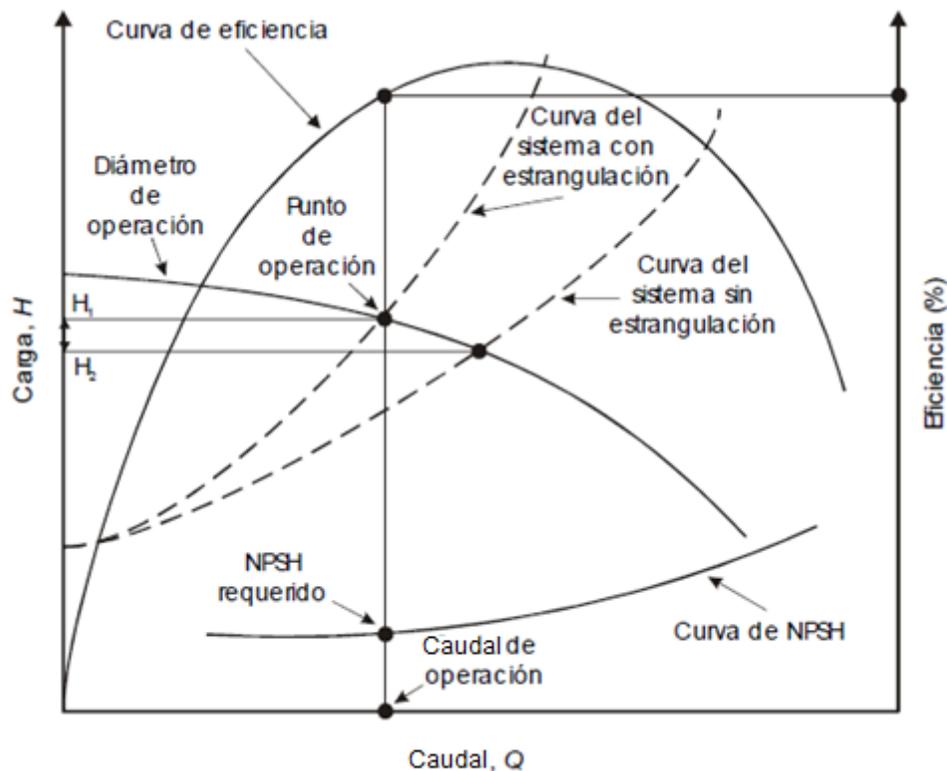


Figura 1.13. Regulación de caudal por estrangulación. Fuente: (CySte, 2014)

1.7.2-Arranque o paro de la bomba (on-off)

Este es el método de regulación de caudal más sencillo, ya que sólo consiste en el apagado o encendido del motor de la bomba de acuerdo a la cantidad de caudal que se requiera, por ejemplo, una bomba que lleva agua a un tanque elevado mediante un control por nivel.

1.7.3-Regulación de Caudal Mediante Recirculación

Esta regulación se logra mediante una válvula auxiliar instalada en un tubo en derivación con la bomba (by-pass). De este modo, parte del fluido que pasa a través de la bomba se regresa al tanque de succión o al tubo que va de éste a la bomba.

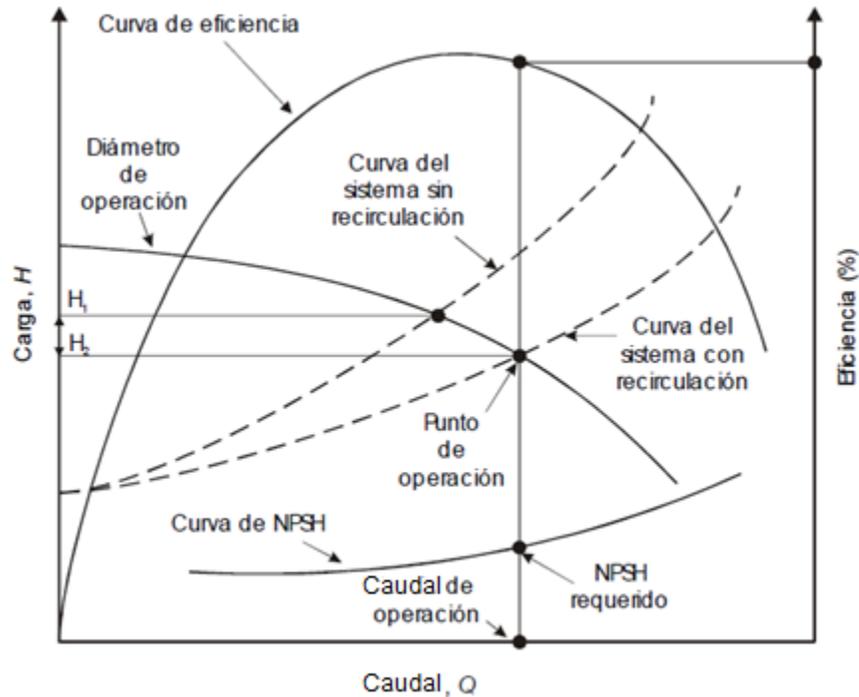


Figura 1.14 Regulación de caudal por recirculación. Fuente: (CySte, 2014)

1.7.4-Regulación de la capacidad por variación de la velocidad

Ante la necesidad de regular el caudal dado a un proceso o en presencia de un sobredimensionamiento de la máquina, una opción es la regulación por variación de la velocidad de rotación de la máquina. Este tipo de regulación se puede emplear en todas las máquinas de flujo. Este se realiza mediante dispositivos mecánicos, hidráulicos y eléctricos que a su vez varían la velocidad de giro de la máquina con el objetivo de disminuir el caudal y la carga que brinda la máquina de flujo ajustado a las condiciones de trabajo que se necesiten. Con este método se desplaza la curva de la bomba sobre la curva del sistema (Delgado, 2014).

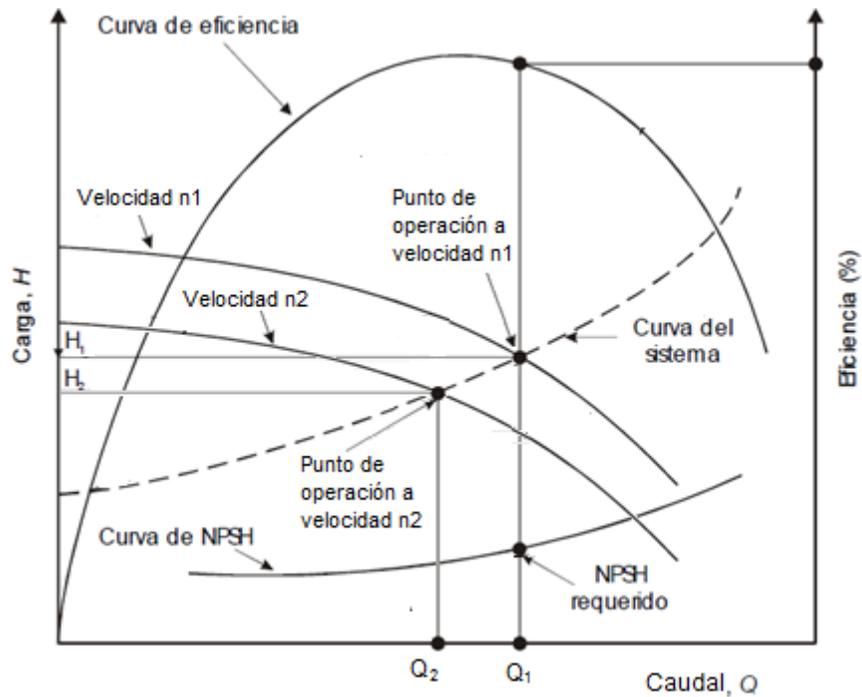


Figura 1.15 Comportamiento de la característica de una bomba centrífuga al variar la velocidad de giro de la máquina. Fuente: Elaboración propia

Dentro de los métodos de variación de velocidad, el más empleado actualmente por ser el método más eficaz y eficiente es aquel que controla la velocidad de un motor de jaula de ardilla por frecuencia (Viego, de Armas, Padrón, Gómez, Pérez, & Casas, 2007). El método se fundamenta en que la velocidad sincrónica del campo magnético rotatorio de un motor asíncrono puede ser controlada por medio de la variación de la frecuencia de línea, ya que:

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{P} \quad (1.4)$$

Donde n_s : velocidad sincrónica (rpm); f : frecuencia de la línea (Hz); y P : número de polos.

Actualmente se emplean variadores de frecuencia electrónicos que controlan la tensión y la frecuencia, utilizando técnicas de modulación por ancho de pulso (PWM, por sus siglas en inglés).

Las ventajas desde el punto de vista energético que se logran con este método de regulación de caudal se explican fácilmente a partir de las leyes de afinidad que se exponen a continuación.

1.8-Leyes de afinidad

Las leyes de la afinidad proveen la base para el análisis económico del control de velocidad variable aplicado a las bombas centrífugas. Estas leyes se pueden expresar según las ecuaciones siguientes:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.5)$$

Donde n_1 , n_2 ; y Q_1 , Q_2 son las velocidades y los caudales en dos condiciones distintas (1 y 2) de operación, respectivamente como se muestra en la Figura 1.15.

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad (1.6)$$

Donde H_1 y H_2 son las cargas dinámicas totales en las condiciones 1 y 2 de operación, respectivamente.

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad (1.7)$$

Donde N_1 y N_2 son las potencias al freno de la bomba (potencias de salida del motor) en las condiciones 1 y 2 de operación, respectivamente.

Es decir, que si la velocidad se reduce ($n_2 < n_1$), el caudal se reduce en la misma proporción, mientras que las pérdidas debidas a la fricción se reducen con el cuadrado de la proporción; y, lo que es más importante, la potencia disminuye con el cubo de dicha proporción (Viego, de Armas, Padrón, Gómez, Pérez, & Casas, 2007).

La expresión general para determinar la potencia de una bomba está dada por:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_b} \quad (1.8)$$

Donde ρ es la densidad del fluido (kg/m^3), g aceleración de la gravedad igual a 9.8 m/s^2 , Q es el caudal volumétrico (m^3/s), H es la carga (m) y η_b es la eficiencia de la bomba.

1.9-Pasos generales a seguir para el dimensionado del motor y convertidor de frecuencia.

De manera general, los pasos para la selección del variador de frecuencia para una aplicación de velocidad variable según (ABB, 2000) se describen a continuación:

- 1) En primer lugar, comprobar las condiciones iniciales. Para seleccionar el convertidor de frecuencia y el motor correctos, comprobar el nivel de red (380 V... 690 V) y la frecuencia (50 Hz... 60 Hz). La frecuencia de red no limita el rango de velocidad de la aplicación.
- 2) Comprobar los requisitos del proceso. ¿Es preciso disponer de par de arranque? ¿Cuál es el rango de velocidad utilizado? ¿Qué tipo de carga habrá?
- 3) Seleccionar el motor. Un motor eléctrico debe considerarse como una fuente del par. El motor deberá admitir sobrecargas del proceso y ser capaz de producir una cantidad de par concreta. No deberá superarse la capacidad de sobrecarga térmica del motor. Asimismo, en el momento de considerar el par máximo disponible en la fase de dimensionado, es necesario dejar un margen de alrededor del 30% para el par máximo del motor.
- 4) Seleccionar el convertidor de frecuencia. El convertidor de frecuencia se selecciona según las condiciones iniciales y el motor elegido. Será necesario comprobar la capacidad del convertidor de frecuencia de producir la intensidad y potencia precisas. Debería sacarse el máximo partido de la capacidad de sobrecarga potencial del convertidor de frecuencia en caso de carga cíclica a corto plazo.

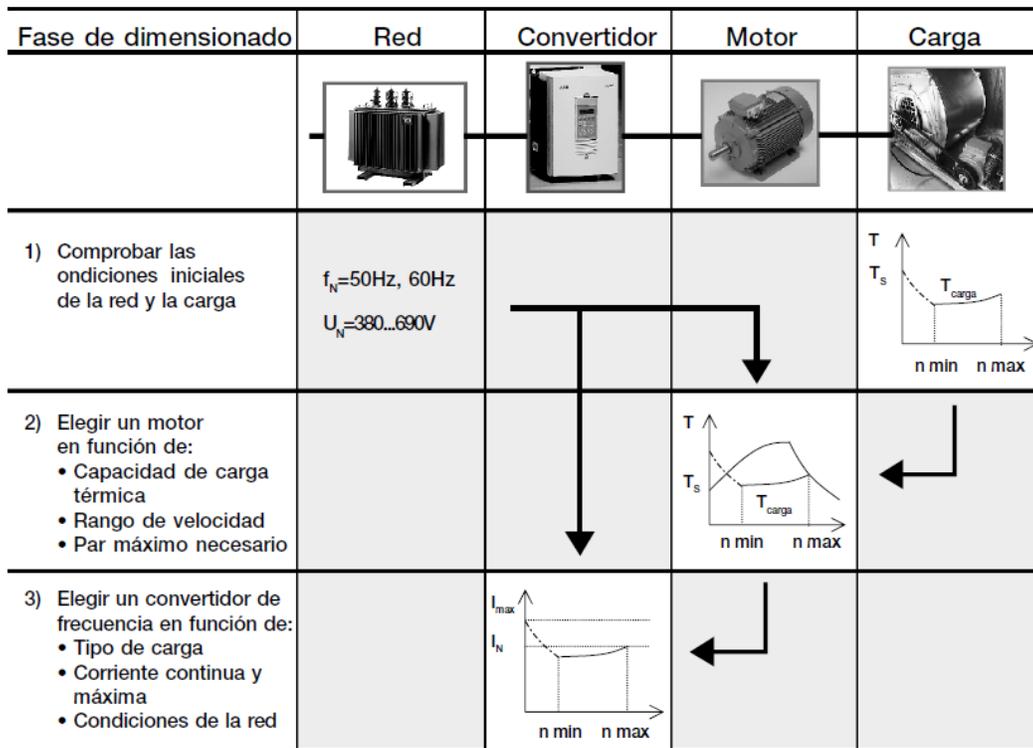


Figura 1.16 Descripción general de un procedimiento de dimensionado. Fuente: (ABB, 2000)

El motor se selecciona según la información básica relativa al proceso. El rango de velocidad, las curvas del par, el método de ventilación y la capacidad de carga del motor suministran unas pautas para la selección del motor. A menudo vale la pena comparar distintos motores, dado que el que se elija afectará al tamaño del convertidor de frecuencia.

Al seleccionar un convertidor de frecuencia adecuado, deberán tenerse en cuenta varios puntos. Los fabricantes de convertidores de frecuencias normalmente disponen de ciertas tablas de selección, donde se facilitan las potencias típicas de los motores correspondientes a cada tamaño de convertidor.

La intensidad de dimensionado también puede calcularse cuando se conocen las características del par. Los correspondientes valores de la intensidad pueden calcularse a partir del perfil del par y compararse con los límites de intensidad del convertidor. La intensidad nominal del motor ofrece cierta orientación al respecto, pero no siempre se configura como uno de los mejores criterios de dimensionado

posibles, ya que los motores pueden, por ejemplo, desclasificarse para trabajar con intensidades de corriente inferiores a la nominal debido a varios factores (temperatura ambiente, zona peligrosa, etc.).

La tensión de alimentación disponible deberá comprobarse antes de seleccionar el convertidor de frecuencia. Posibles variaciones en la tensión de alimentación afectarán a la potencia disponible en el eje del motor. Si la tensión de alimentación es inferior a la nominal, el punto de debilitamiento del campo pasa a una frecuencia inferior y el par máximo disponible del motor se reduce en el rango de debilitamiento del campo.

El par máximo disponible suele estar limitado por el convertidor de frecuencia. Ello debe ser tenido en cuenta ya en la fase de selección del motor. El convertidor de frecuencia puede limitar el par del motor con anterioridad a lo que se declara en la hoja de datos del fabricante de motores.

El par máximo disponible también se ve afectado por los transformadores, reactores, cables, etc. del sistema, ya que producen una caída de tensión y, de este modo, el par máximo disponible también puede caer. Los fallos momentáneos del sistema deberán compensarse también con el régimen nominal del convertidor de frecuencia.

1.10-Estudios sobre el empleo de variadores de velocidad para instalaciones de bombeo.

En la actualidad es una tendencia el uso de variadores de frecuencia para controlar el caudal en equipos de bombeo. Algunos investigadores se han enfocado en la operación óptima de múltiples bombas operando en paralelo para alimentar un caudal determinado a una salida común. Los resultados se basan en la distribución de caudal de cada bomba de manera que se tengan mínimas pérdidas en el sistema (Zerquera & Sánchez, 2010). Aunque la metodología propuesta por estos autores considera tanto los aspectos económicos como los técnicos en el diseño y operación de sistemas de bombeo, se enfocan en sistemas específicos con bombas en paralelo lo que no se ajusta al problema de un sistema como el de agua de alimentar calderas

de un central azucarero, sino a plantas de bombeo en regiones con tarifa eléctrica diferenciadas.

Muchos estudios están enfocados al diseño del sistema de control propiamente dicho para implementar determinada estrategia y mantener presión constante (Solano, Reyes, & Ortega, 2012), (Saavedra, 2007), (Castillo, 2009). También se ha investigado en estrategias de control más sofisticadas, basadas en diferencial de presión para sistemas de climatización centralizados con caudal variable, en edificaciones (Ma & Wang, 2009), (Wang, 2010).

Los reportes que se encuentran en la literatura científica sobre el tema, indican que con las estrategias de control de caudal con presión constante, se obtiene una mejor distribución de agua, ahorro de energía y mayor tiempo de vida de los equipos; lo que se traduce en incrementos de los beneficios económicos (Díaz, Trujillo, & Román-Gonzalez, 2015). Por otro lado, una gran cantidad de investigaciones se han dirigido al desarrollo de modelos y herramientas de simulación y optimización. Estas herramientas han sido ampliamente utilizadas para el análisis de los sistemas de bombeo con motores primarios operando a diferentes velocidades. Por ejemplo, en (García, Bermúdez, & Barbosa, 2013) se desarrolla un modelo del comportamiento de una bomba centrífuga accionada por motor monofásico de diferentes velocidades. El modelo desarrollado se implementó en Matlab-Simulink y se utiliza para visualizar las funciones de las variables más importantes, como lo son: par eléctrico y de carga, velocidad angular, presión entregada y corriente consumida. Otras herramientas desarrolladas se enfocan a simular el funcionamiento de estaciones de bombeo con el fin de ayudar en la toma de decisiones respecto a la estrategia de regulación y control de las mismas (Gómez, García-Serra, Soriano, & Giner, 2015).

En el caso específico de la industria azucarera cubana, también se han implementado estos métodos de regulación de caudal en sistemas de bombeo de diferentes fluidos del proceso. Un ejemplo de ello fue un estudio realizado en los centrales azucareros de la región de Camagüey y Ciego de Ávila con el objetivo de evaluar la eficiencia de los sistemas de accionamiento eléctrico implementados en los ingenios azucareros a partir de su nivel de automatización y el uso de variadores

de frecuencia. En este estudio se reporta que con la instalación de los variadores mejora la eficiencia en un 11% logrando que el consumo de portadores energéticos disminuya aproximadamente un 25% (Diez, Libera, & Santana, 2015). Otras experiencias se reportan para el caso de bombas de jugo a calentadores con resultados satisfactorios desde el punto de vista de ahorro energético (Gómez, Melián, Martínez, & Ramos, 2002).

Otro estudio realizado demostró la factibilidad técnico económica de regulación de la capacidad con variadores de frecuencia de las bombas de agua de alimentar de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes” dando como resultado que el método de regulación por variación de frecuencia significa un ahorro USD \$ 483 317 al año (Delgado, 2014). En la CTE “Carlos Manuel de Céspedes” el control del caudal es diferente a como se efectúa en un central azucarero, ya que en estos sistemas una bomba es la encargada de abastecer a un generador de vapor, resultando una relación directa de caudal de agua contra producción de vapor. A diferencia de esto, en los centrales azucareros, normalmente se cuenta con una bomba que abastece varios generadores de vapor conectados en paralelo, cada uno trabajando en regímenes diferentes, dificultando el control del caudal de agua ya que el mismo depende de los lazos de control de nivel de agua en los domos.

Las particularidades de los sistemas de agua de alimentar calderas de los centrales azucareros, pueden conllevar a que el personal técnico de la planta o de las empresas encargadas de la implementación de estrategias de control y automatización se vean obligados a realizar suposiciones generales y limitar el número de variantes a evaluar si no se cuenta con un estudio con suficiente base técnica acerca del comportamiento del sistema. Al actuar de esta forma es posible que, en muchos casos, se desestimen soluciones atractivas desde el punto de vista energético y económico o no se valore adecuadamente las potencialidades de ahorro que implica generalizar soluciones similares a otros centrales. Por esta razón se propone llevar a cabo el presente estudio y dotar a los especialistas y decisores del Grupo Empresarial AZCUBA Cienfuegos del análisis de factibilidad de la propuesta de solución.

1.11-Conclusiones parciales

1-Dentro de los métodos de regulación de caudal en sistemas de bombeo, el más eficaz y eficiente es el que se basa en variar la velocidad de la bomba mediante variadores de frecuencia en motores asíncronos.

2-Las leyes de la afinidad proveen la base para el análisis económico del control de velocidad variable aplicado a las bombas centrífugas, siendo la relación entre potencias proporcional al cubo de las relaciones entre velocidades de rotación para dos caudales diferentes.

3-El sistema de control de caudal en los sistemas de agua de alimentar calderas de los centrales azucareros se diferencian de otros sistemas de agua de alimentar calderas en los cuales la bomba alimenta un solo generador de vapor (como es el caso de pequeñas unidades aisladas en instalaciones de servicios o grandes generadores de vapor en Centrales Eléctricas), mientras que en los centrales azucareros, normalmente se cuenta con una bomba que abastece varios generadores de vapor conectados en paralelo, cada uno trabajando en regímenes diferentes, dificultando el control del caudal de agua ya que el mismo depende de los lazos de control de nivel de agua en los domos.

4-A partir de la bibliografía consultada se puede constatar que los estudios para emplear variadores de frecuencia en sistemas de bombeo se han dirigido fundamentalmente a la modelación y simulación, así como a la evaluación de estrategias de control propiamente dichos y no se conoce ningún estudio relacionado con el diseño de un sistema de caudal variable a presión constante para los sistemas de agua alimentar calderas en la industria azucarera.

Capítulo 2

CAPÍTULO 2. SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTAR CALDERAS DEL CENTRAL CIUDAD CARACAS.

2.1- Breve descripción del bloque energético del central

El central Ciudad Caracas, es uno de los cinco centrales de la provincia de Cienfuegos. En esta zafra ha alcanzado un desempeño eficiente a nivel nacional, cumpliendo su plan de producción de 36 mil toneladas (Morales & Mariely, 2017). Está ubicado en el municipio de Lajas y su norma potencial de molida es de 4025 toneladas de caña por día. Es un central con un tandem de molinos totalmente accionado por motores eléctricos, un proceso de fabricación totalmente compactado y una base energética remodelada con una Planta Eléctrica que posee 8 MW como capacidad instalada.

El esquema térmico simplificado de esta empresa tomada como caso de estudio se muestra en la Figura 2.1.

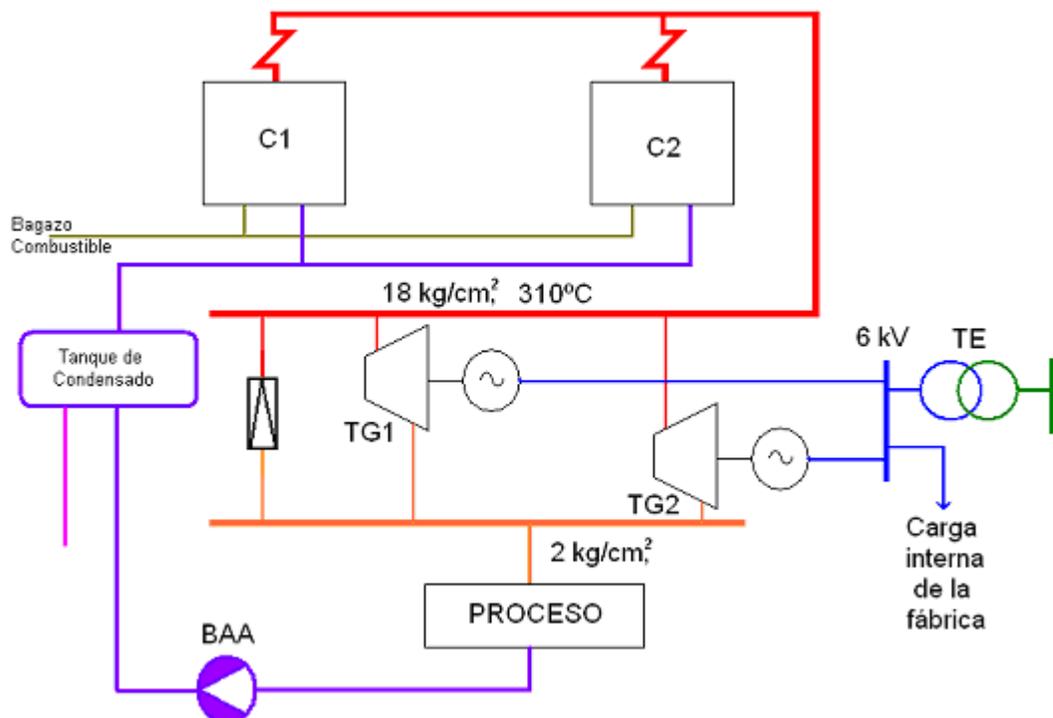


Figura 2.1 Esquema energético del Central Ciudad Caracas.

Los generadores de vapor, representados como C1 y C2 son del tipo Retal de 45 t/h y Típica de 60 t/h respectivamente, se encuentran dentro de los equipos de mayor eficiencia (76 %) que se instalan en el sector. Se caracterizan por presentar equipos recuperadores del calor (economizadores y calentadores de aire), sistema de tiro balanceado, hornos de parrilla basculante que queman en suspensión y sobrecalentamiento del vapor hasta los 310 °C.

El vapor de escape a la salida de las turbinas es utilizado como fuente de energía térmica en el proceso de producción. Esta demanda de calor es quien define la producción de vapor en las calderas y, por ende, la generación de electricidad. La energía eléctrica producida es utilizada para satisfacer la demanda interna de la fábrica y los excedentes son exportados al Sistema Electroenergético Nacional (SEN) a través del transformador de enlace TE.

Los condensados resultantes de los intercambiadores de vapor del proceso (múltiple efecto, calentadores de jugo, tachos al vacío, etc) se pueden clasificar de acuerdo a su origen en agua derivada de la condensación del vapor que proviene directa o indirectamente de las calderas (intercambiadores de calor que utilizan vapor directo o vapor de escape) y condensados que se originan a partir del vapor de jugo (vapores a partir del segundo vaso del múltiple efecto, calentadores alimentados con vapor vegetal proveniente del múltiple efecto). El primer grupo de condensados tiene poco riesgo de estar contaminado y se bombea directamente al pailón de agua de alimentar calderas. Los condensados del segundo grupo son más peligrosos ya que tienen mayor riesgo de contaminación directa por jugo y no deben emplearse en el agua de alimentar calderas a menos que se compruebe la ausencia de trazas de azúcar en ellos (Hugot, 1986).

2.2-Sistema de agua de alimentar calderas del central Ciudad Caracas

El sistema de agua de alimentar está conformado por dos bombas MULTITEC modelo C125/7-10.1 las cuales están conectadas en paralelo, en condiciones normales una está trabajando y la otra de reserva. En la Figura 2.2 se muestra una imagen del sistema de bombeo de agua de alimentar del central Ciudad Caracas. Las características de catálogo de estas bombas se pueden ver en el Anexo A.



Figura 2.2. Conjunto motor bomba del sistema de agua de alimentar calderas del Central Ciudad Caracas.

Las bombas de agua de alimentar succionan el agua del pailón y la impulsan hasta las calderas a través de un sistema de tuberías el cual está compuesto por una serie de accesorios: codos de 90° y 45°, válvulas de retención, de mariposa, de globo, de cuña y un filtro de malla. Además, las bombas deben impulsar el agua a través de dos economizadores encargados de elevar la temperatura del agua aprovechando el calor de los gases de salida de la combustión. En estos economizadores, el agua entra aproximadamente a 105 °C y sale a 160-170 °C. Las bombas deben operar a una presión capaz de vencer las pérdidas en las tuberías y accesorios incluyendo la caída de presión en el economizador y en la válvula reguladora de nivel de agua en el domo.

El sistema de agua de alimentar calderas debe mantener el nivel de agua en los domos constituyendo un sistema regulado. En un sistema regulado, la capacidad se determina principalmente por la demanda, y el caudal se controla regulando el exceso de carga desarrollada por la bomba o las bombas (Karassik & Carter, 1995). En una instalación de alimentación a calderas (figura 2.3), el caudal se controla

generalmente con una válvula reguladora, cuya abertura se fija automáticamente con el regulador de alimentación de agua (válvula “A” de la figura 2.3). La figura 2.4 muestra las curvas de carga del sistema de alimentación de calderas sobrepuestas en la curva de carga-capacidad de la bomba. La curva C-B representa la presión de la caldera, más la elevación estática. Aunque se verifican pequeños cambios en la presión de la caldera con los cambios de carga, por sencillez supondremos que la presión es constante en la caldera.

Cuando se suministra agua a la caldera la bomba opera contra una presión que aumenta con el caudal debido a las pérdidas por fricción en las tuberías, accesorios y válvulas de la línea. Con la válvula reguladora A totalmente abierta, la curva de carga del sistema será la curva C-D (figura 2.4). El punto en el que esta curva se intercepta con la curva de capacidad-carga de la bomba (L) es la carga y la capacidad especificada de la bomba.

Si la bomba A esta parcialmente cerrada, la carga por fricción aumenta, y la curva de carga del sistema puede subir hasta la posición C-D. Si se cierra más la válvula, se producirán otras curvas de carga del sistema como C-F o C-G. Si la válvula A se cierra completamente, la presión de la bomba sería la de cierre (punto J). Por lo tanto, la curva de carga del sistema puede variarse abriendo y cerrando la válvula reguladora para producir un conjunto de curvas. Estas curvas cruzan la curva de carga-capacidad en varios puntos entre la posición de cierre total (J) y la abertura total (D).

Con objeto de abastecer la caldera con una cantidad de agua, Q, se ajusta la válvula reguladora hasta que la curva de carga del sistema corresponde a C-F (figura 2.4). Esta curva cruza la curva de carga-capacidad de la bomba en K, y la carga contra la que opera la bomba está representada por la distancia vertical H. La carga real requerida para descargar la cantidad Q a la caldera en la curva normal C-D está representada por H_1 . Como la bomba desarrolla una carga H a la capacidad Q, la válvula A tendrá que regular un exceso de carga igual a H menos H_1 distancia h (Figura 2.4).

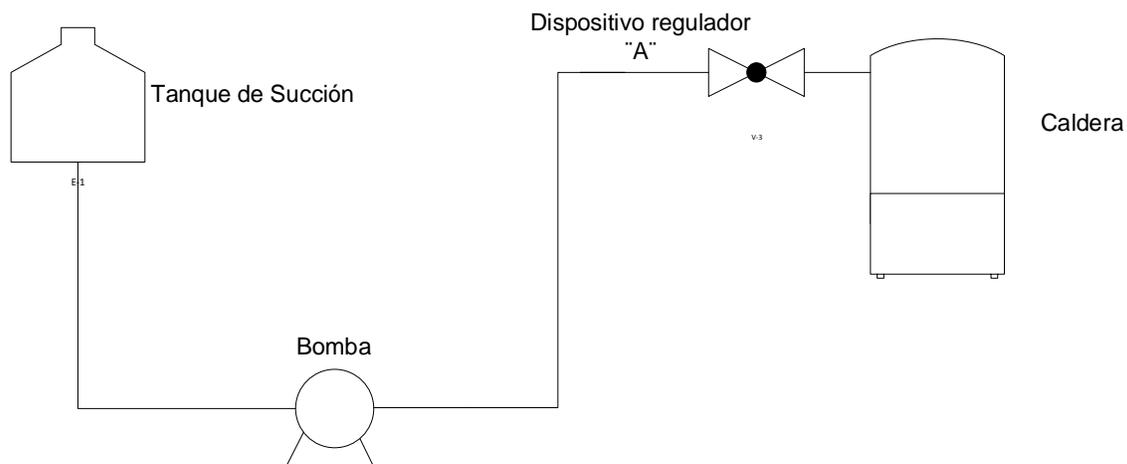


Figura 2.3. Instalación de bombas de alimentación a calderas. Fuente: (Karassik & Carter, 1995)

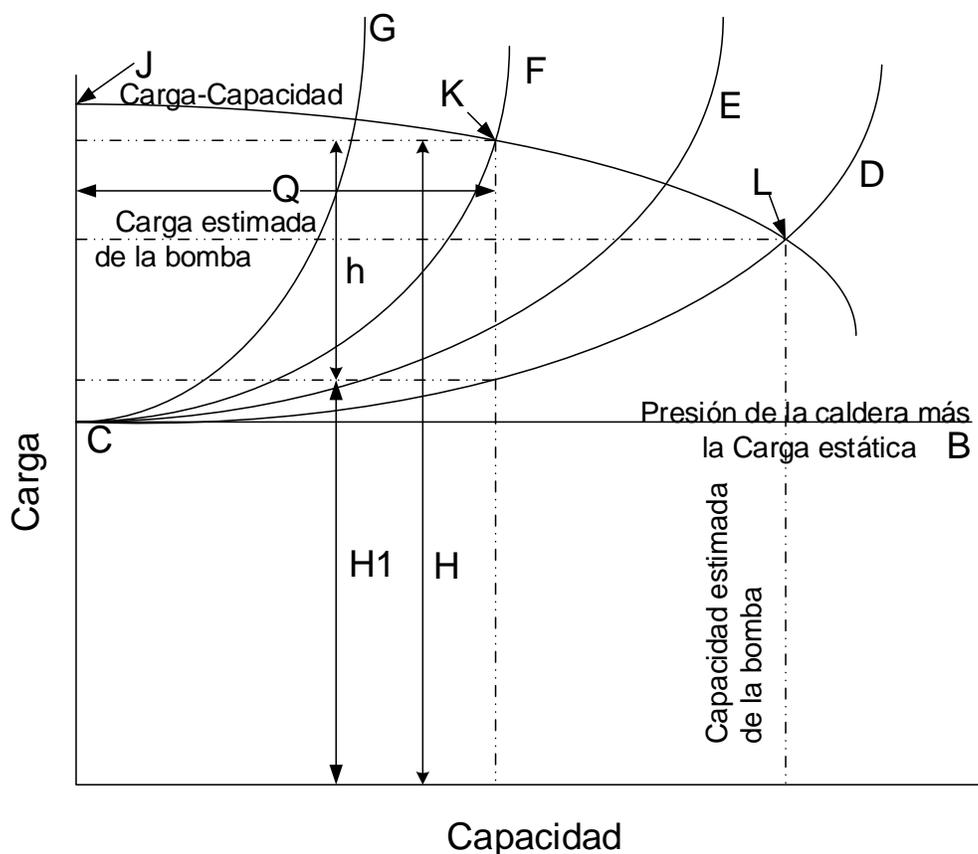


Figura 2.4. Curva de carga del sistema para la instalación de alimentación a calderas sobrepuestas en la curva de carga-capacidad de la bomba alimentadora. Fuente: (Karassik & Carter, 1995)

Para el caso específico del sistema de alimentar calderas del central Ciudad Caracas, el esquema de succión y descarga se muestran en la figura 2.5 y 2.6 respectivamente. A partir de la información derivada de estos esquemas se obtendrá la característica hidráulica del sistema de tuberías.

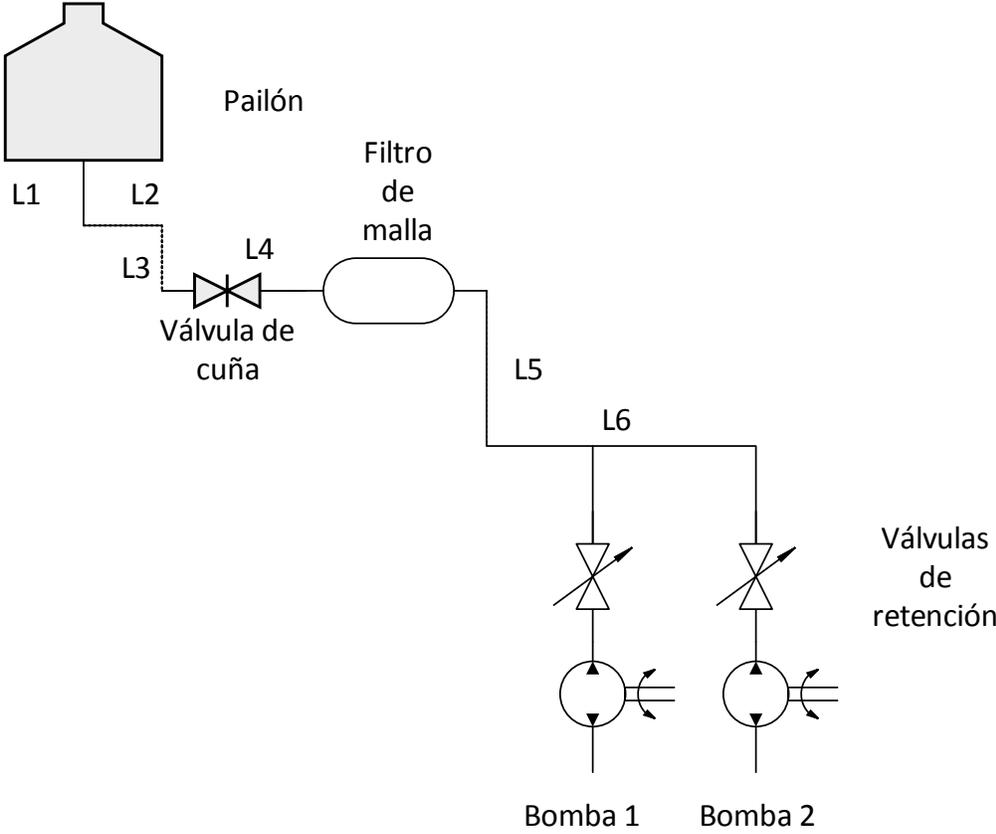


Figura 2.5. Esquema de succión. Fuente: Elaboración propia

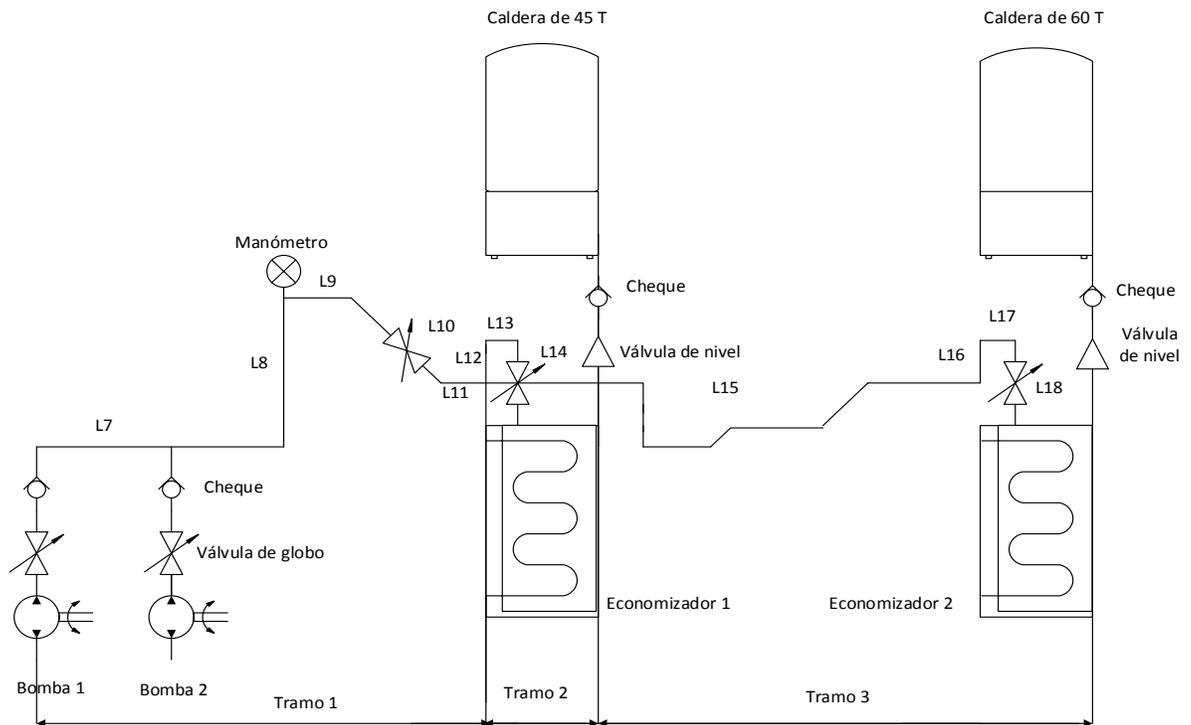


Figura 2.6. Esquema de descarga. Fuente: Elaboración propia

2.3-Desarrollo del método actual de regulación de caudal. Curvas características y parámetros técnicos reales de funcionamiento.

Para la obtención de la curva característica del sistema se dividió el mismo en dos tramos fundamentales succión y descarga, y la vez, este último se subdividió en cuatro tramos ya que a pesar de que no hay un cambio de diámetro en las tuberías varía el caudal debido a que una sola bomba alimenta a las dos calderas conectadas en paralelo. Cuando esto sucede, hay un caudal asociado a cada uno de los ramales con pérdidas de carga para cada tramo. O sea, es necesario conocer el caudal por cada uno de los terminales y ramales, la pérdida de carga del trazado más desfavorable (calculada por tramos) y la pérdida de carga en los accesorios del terminal más desfavorecido. La metodología empleada es similar a la descrita en el libro Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías (Crane Co., 1977)

En la tabla 2.1 se muestran las propiedades del agua y parámetros de las tuberías de succión y descarga. Los valores de operación del sistema se obtuvieron para un día típico en estudio (16 de febrero de 2017). Este día se seleccionó debido a que no se produjo ninguna interrupción en la molida del central, se aprovechó la capacidad del central a un 80, 25% para una molida de 3229,9 t de caña. Un análisis estadístico de las temperaturas del agua de alimentar calderas para este día muestra que el valor más probable de la misma es 108,5 °C (Anexo B). Este valor será el empleado en la Tabla 2.1 para los cálculos posteriores. La presión de descarga se corresponde con la presión de trabajo del domo (18 kgf/cm²) y la de succión con la correspondiente a la presión de líquido saturado para la temperatura del agua en el pailón, ésta y las demás propiedades del agua se determinaron de (Incropera, 2007). Para el cálculo de las alturas, se fija el sistema de referencia en el centro del eje de la bomba.

Tabla 2.1. Propiedades del fluido (agua) para la succión y descarga. Fuente:
elaboración propia.

Parámetros	Unidad de medida	Succión	Descarga
Temperatura	°C	108.5	108.5
Presión	Pa	19149	1765197
Volumen específico	m ³ /kg	0.0010502	0.0010465
Densidad	kg/m ³	952.199	956.043
Viscosidad dinámica	Pa·s	0.000267605	0.000268357
Altura respecto al sistema de referencia	m	6	13
Diámetros de tuberías (d)	m	0.2191	0.1683
Rugosidad absoluta (E)*		0.05	

Rugosidad relativa (E/d)		0.000297089	0.000228206
Factor de fricción para tuberías comerciales (Ft)		0.014	0.015

*La rugosidad absoluta E se determina para tubería de acero comercial que son las empleadas en el central (ver Anexo C)

** El factor de fricción para tuberías comerciales en función del diámetro se encuentra en Anexo D.

2.3.1-Recopilación de datos (mediciones) para determinar pérdidas en tramos rectos y accesorios

Para la obtención de estas mediciones se dividió en dos tramos succión y descarga. La descarga consta de tres ramales señalizados como Tramo 1 (ramal principal), Tramo 2 (ramal para la caldera de 45 t/h) y Tramo 3 (ramal para la caldera de 60 t/h) en la Figura 2.6. En las tablas 2.2 y 2.3 se muestran las características de tuberías y accesorios para cada tramo de acuerdo con la nomenclatura de las Figuras 2.5 y 2.6.

Tabla 2.2. Longitud, diámetro y material del sistema de tuberías. Fuente:
elaboración propia.

Tramo de Tuberías	Material	Diámetro Nominal (mm)	Longitud (m)
Succión			
L1	Acero 45	168,3	2.5
L2	Acero 45	168,3	2.5
L3	Acero 45	168,3	8
L4	Acero 45	168,3	2
L5	Acero 45	168,3	1
L6	Acero 45	168,3	2
Descarga (Tramo 1)			
L7	Acero 45	219.1	2

L8	Acero 45	219.1	5
L9	Acero 45	219.1	8
L10	Acero 45	219.1	5
L11	Acero 45	219.1	2
Descarga (Tramo 2)			
L12	Acero 45	219.1	1
L13	Acero 45	219.1	0.5
L14	Acero 45	219.1	1
Descarga (Tramo 3)			
L15	Acero 45	219.1	40
L16	Acero 45	219.1	1
L17	Acero 45	219.1	0.5
L18	Acero 45	219.1	1

Tabla 2.3. Datos de Accesorios. Fuente: elaboración propia.

Tipo de Accesorio	Cantidad	Coefficiente de resistencia ξ^*
Succión		
Codo 90°	5	0.42
Válvula Cuña	1	0.112
Válvula Retención	1	0.77
Filtro	1	1.05
Conexiones estándares T	2	0.28
Descarga (Tramo 1)		

Codo 90°	2	0.45
Codo 45°	1	0.24
Válvula mariposa	1	0.675
Válvula de globo	1	0.51
Conexiones estándares T	2	0.3
Descarga (Tramo 2)		
Codo 90°	2	0.45
Válvula mariposa	2	0.675
Conexiones estándares T	1	0.3
Descarga (Tramo 3)		
Codo 90°	3	0.45
Codo 45°	2	0.24
Válvula Retención	1	0.825

*El coeficiente de resistencia de válvulas y accesorios se calcula según Anexo E

2.4-Caudal por tramos

Se parte de la capacidad nominal de los generadores de vapor y se considera este como el caudal máximo instantáneo de agua de alimentar que debe ser satisfecho. En la tabla 2.4 se muestran las capacidades nominales de cada generador de vapor.

Tabla 2.4. Generación de vapor para cada caldera. Fuente: elaboración propia.

Generación de vapor máxima (t/h)	105
Generación para la caldera de 45 (t/h)	45
Generación para la caldera de 60 (t/h)	60

Para convertir el caudal másico de vapor, asumido igual al caudal de agua necesario, en caudal volumétrico se aplica la expresión (2.1). En la tabla 2.5 se muestran los resultados para cada tramo.

$$Q = G_{vapor} * \frac{1000}{3600} * v \quad (2.1)$$

Donde

Q – Caudal, en m³/s

G_{vapor} – Generación de vapor, en t/h

v – Volumen específico del agua en función de su temperatura y presión (ver tabla 2.1), en m³/kg

Tabla 2.5. Resultados del caudal por tramos. Fuente: elaboración propia.

Tramos	Caudal (m ³ /s)
Succión	0.031
Descarga (Tramo 1)	0.031
Descarga (Tramo 2)	0.013
Descarga (Tramo 3)	0.017
Economizador 1	0.00048*
Economizador 2	0.00065*

*Los valores de flujo para los economizadores se refieren solamente al flujo por un serpentín y no al flujo total.

2.5-Cálculo de velocidades reales

La velocidad del fluido por el interior de los tubos se calcula según la expresión (2.2). En la tabla 2.6 se muestran los resultados para cada tramo.

$$V = Q/A = Q / \frac{\pi * d^2}{4} \quad (2.2)$$

Donde

V – Velocidad del agua para la succión y descarga según los tramos, en m/s

Q – Caudal, en m³/s

d – diámetro, en m

A – Área de la sección transversal de las tuberías de succión, descarga y tubos de los economizadores, en m²

Tabla 2.6. Resultado del cálculo de velocidades por tramos. Fuente: elaboración propia.

Tramos	Velocidad real (m/s)
Succión	0.81
Descarga (Tramo 1)	1.37
Descarga (Tramo 2)	0.35
Descarga (Tramo 3)	0.46
Economizador 1	0.60
Economizador 2	0.80

2.6-Cálculo del número de Reynolds.

El número de Reynolds determina el régimen al que está impuesto el fluido, este puede ser laminar o turbulento. En la Tabla 2.7 se muestra el Reynolds para cada tramo calculado como:

$$R_e = \frac{V*d*\rho}{\mu} \quad (2.3)$$

Donde

R_e – número de Reynolds (adimensional)

ρ – densidad del agua, en kg/m^3

μ – viscosidad dinámica, en $\text{Pa} \cdot \text{s}$

Tabla 2.7. Resultados del cálculo del Número de Reynolds por tramos. Fuente:
elaboración propia.

Tramos	Número de Reynolds
Succión	633714.79
Descarga (Tramo 1)	823140.75
Descarga (Tramo 2)	208152.10
Descarga (Tramo 3)	277536.13
Economizador 1	68718.00
Economizador 2	91623.41

Como se puede ver el régimen en todos los tramos del sistema de tuberías es turbulento ya que el número de Reynolds es superior a 1200.

2.7-Factor de fricción (λ) por tramos

Cuando $Re \leq 2\ 000$, el régimen es laminar, y el factor de fricción (λ), para conductos circulares se determina según la Ecuación (2.4) como:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.4)$$

Cuando $Re > 2\ 000$, el régimen es turbulento, y el factor de fricción (λ), se obtiene a partir del diagrama de Moody.

En este caso como todos los valores Reynolds son $Re > 2\ 000$, entonces λ se extrae del diagrama de Moody (Anexo F) a partir de la intercepción de los rótulos del No. de Reynolds y de la rugosidad relativa (E/d).

Donde

E - Rugosidad de la superficie interior del tubo (mm).

d - Diámetro interior de la tubería (m).

Tabla 2.8. Valores de λ por tramos. Fuente: elaboración propia.

Tramos	Valor de λ
Succión	0.022
Descarga (Tramo 1)	0.023
Descarga (Tramo 2)	0.026
Descarga (Tramo 3)	0.024
Economizador 1	0.038
Economizador 2	0.035

2.8-Cálculo de pérdidas a través del sistema de tuberías.

En este epígrafe se muestra el cálculo de las pérdidas en tramos rectos y accesorios, tanto en la succión como en los diferentes ramales de la descarga, además de la caída de presión en los economizadores

En el cálculo de las pérdidas en tuberías se consideran todas las características del sistema de bombeo:

- Caudal o caudales de operación.
- Características del fluido (propiedades).
- Características de tuberías y accesorios.

2.8.1-Para tramos rectos:

$$\sum h_{ftr} = \frac{\lambda * L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (2.5)$$

Donde

$\sum h_{ftr}$ - Es la sumatoria de las pérdidas en cada tramo recto, en m

g - Aceleración gravitacional (m/s^2).

2.8.2-Para accesorios:

$$\sum h_{facc} = \xi * \frac{V^2}{2g} \quad (2.6)$$

Donde

$\sum h_{ftr}$ - Es la sumatoria de los accesorios (m)

El factor ξ es adimensional y su valor depende del tipo de accesorio y diámetro del mismo; se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio.

Algunos fabricantes pueden proporcionar su factor ξ , por lo tanto, deberá utilizarse ese valor, pero en el caso de no contar con esta información es conveniente utilizar las fórmulas para el cálculo del factor ξ (Anexo E) y los valores del mismo se muestran en la Tabla 2.3

2.8.3-Caída de presión en el economizador.

Las pérdidas de carga entre la entrada y salida del economizador son iguales a las que ocurren en cada uno de los serpentines individuales ya que estos se encuentran conectados en paralelo. Un serpentín del economizador puede considerarse como un ramal compuesto por tramos rectos y accesorios (codos de 90 °). La metodología para el cálculo de las pérdidas de carga en este sector es la misma que la utilizada anteriormente para cada tramo. Los datos del economizador se muestran en la Tabla 2.9 y en el Anexo G, se dan las características técnicas y las dimensiones del economizador existente tipo GV110-11-00-00-00PE.

Tabla 2.9. Datos del economizador. Fuente: elaboración propia.

Datos del economizador	
Longitud de los tubos	7.8 m
Diámetro de los tubos	0.032 m
Número de pases	5
Cantidad de codos de 90°	18
Distancia entre codos	0.12 m
Cantidad de secciones	27 Conectadas en paralelo

2.8.4-Pérdidas totales

Aplicando la metodología descrita en los subepígrafes 2.8.1 a 2.8.3 se tiene los resultados de pérdidas finales por tramos mostrados en la Tabla 2.10. Como se puede ver, las pérdidas en el sistema son de 6.03 m aproximadamente.

Tabla 2.10. Resultados finales de las Pérdidas por tramos. Fuente: elaboración propia.

	Pérdidas (m)		
	Tramo recto	Accesorios	Totales
Succión	0.07	0.15	0.23
Descarga (Tramo 1)	0.22	0.28	0.50
Descarga (Tramo 2)	0.0018	0.015	0.017
Descarga (Tramo 3)	0.05	0.028	0.079
Economizador 1	1.73	0.22	1.95
Economizador 2	2.84	0.39	3.23
Pérdidas totales ($\sum_1^2 h_{ftotal}$) = 6.03m			

2.9-Característica hidráulica del sistema de tuberías.

Para determinar la característica hidráulica del sistema de tuberías se emplea la ecuación de “Ecuación de Bernoulli”.

$$\frac{P_1}{\rho * g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2 * g} + H_b = \frac{P_2}{\rho * g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2 * g} + \sum_1^2 h_f \quad (2.7)$$

Considerando que el nivel del líquido en los recipientes de succión y descarga permanece constante, V_1 y V_2 son cero, la ecuación (2.7) puede reescribirse como:

$$H_b = \underbrace{\left(Z_2 - Z_1 \right) + \frac{P_2 - P_1}{\rho * g}}_{\text{Carga estática}} + \underbrace{\sum_1^2 h_{f_{total}}}_{\text{Carga dinámica}} \quad (2.8)$$

Donde

P_1 y P_2 .- Presión manométrica en los depósitos de succión y descarga respectivamente (Pa), dados en la Tabla 2.1.

ρ - Densidad del fluido (kg/m^3).

Z .- Altura geométrica del nivel del líquido de los depósitos de succión y descarga con respecto al nivel cero de referencia (m).

g .- Aceleración gravitacional (m/s^2).

$\sum h_f$.- Sumatoria de las pérdidas de energía por fricción en los accesorios y tuberías (m).

V_1 y V_2 .- Velocidades del fluido en las regiones de succión y descarga respectivamente, en m/s.

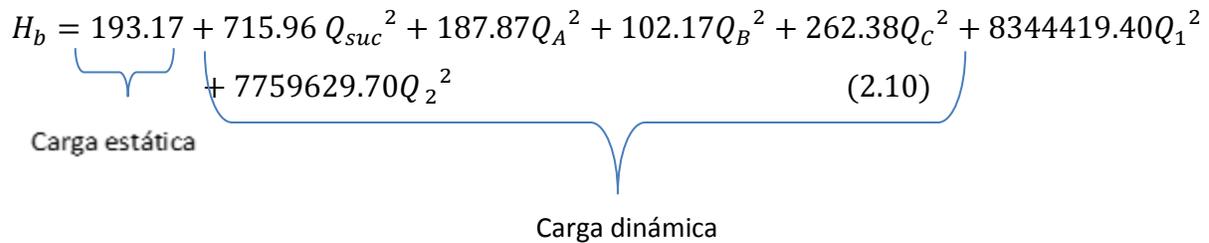
$$\left(Z_2 - Z_1 \right) + \frac{P_2 - P_1}{\rho * g} = 193.17 \text{ m (Carga estática)} \quad (2.9)$$

2.10-Ecuación final de la característica hidráulica del sistema de tuberías.

$$H_b = 193.17 + 715.96 Q_{suc}^2 + 187.87 Q_A^2 + 102.17 Q_B^2 + 262.38 Q_C^2 + 8344419.40 Q_1^2 + 7759629.70 Q_2^2 \quad (2.10)$$

Carga estática

Carga dinámica



La ecuación 2.10 representa la curva de carga del sistema de agua de alimentar calculada para un flujo nominal de trabajo de las calderas de 110 m³/h y sin considerar la derivación para mantener el flujo mínimo seguro en las bombas de alimentar calderas. La carga estática se ha representado en la Figura 2.7 como una línea de color azul, que representa el valor constante de 193.17 m. La curva de carga para los ramales que alimentan las calderas, sin considerar el bypass, es la representada con color carmelita. En este gráfico se ha señalado también, en color verde, la curva de carga de la derivación o bypass para mantener el flujo mínimo necesario.

La curva de carga del sistema completo es la resultante de sumar punto a punto las dos curvas anteriores para cada valor de carga H. Esta curva se representa en la Figura 2.7 con color violeta y su intercepción con la característica de la bomba (curva de color rojo) define el punto de operación. Para estas condiciones de diseño, el caudal que entregan las bombas es de 135 m³/h y la carga que proporciona es de 310 m (31 kgf/cm²).

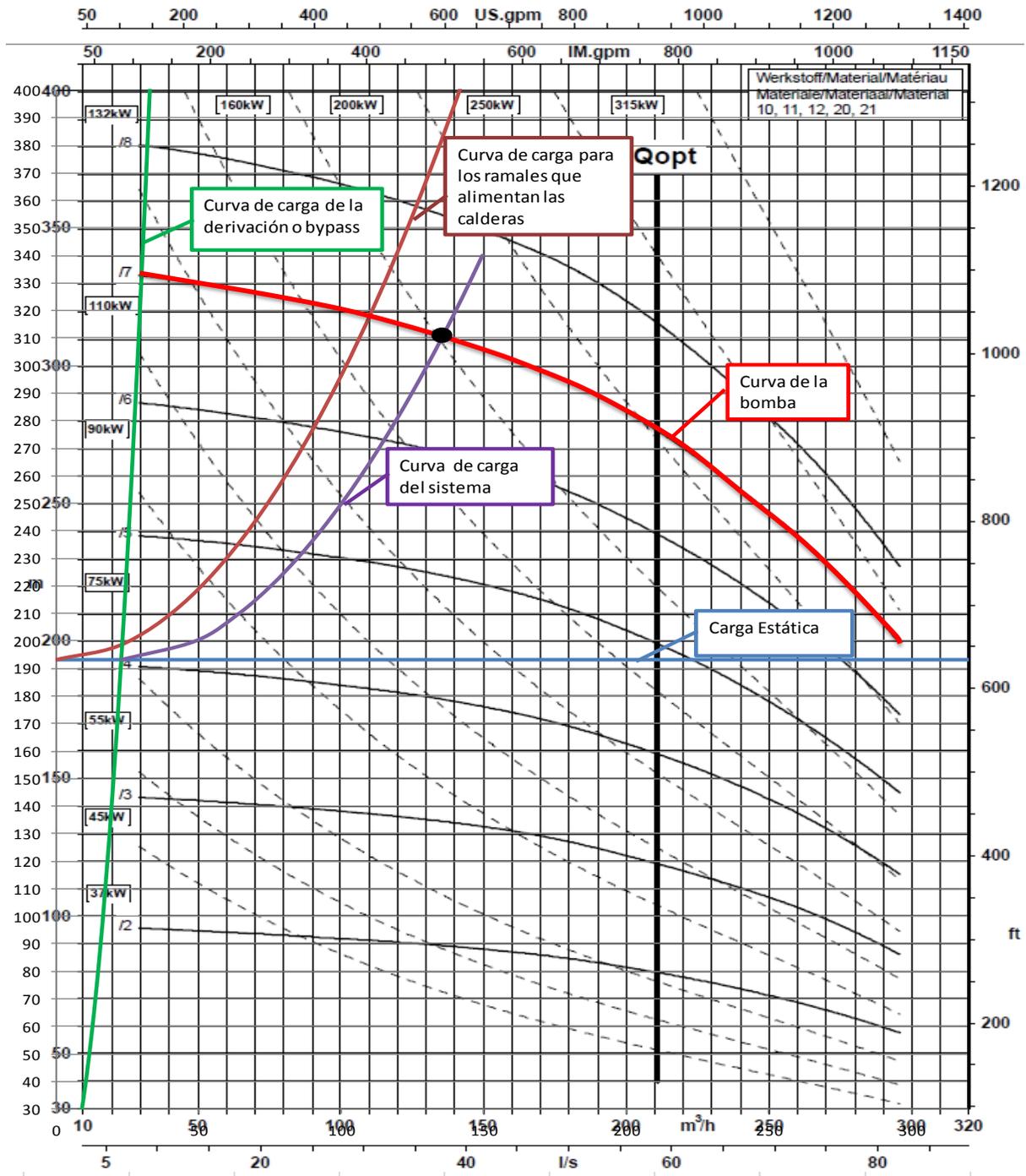


Figura 2.7. Representación del punto de operación. Curva del sistema (carga estática y dinámica) y curva de la bomba (I7). Fuente elaboración propia.

2.10-Cálculo de la potencia útil que entrega la bomba al fluido.

A partir del punto de operación establecido, se puede calcular la potencia que entrega la bomba al fluido como:

$$P_{\text{útil}} = \frac{\rho * g * Q * H}{1000} \quad (2.11)$$

Donde

$P_{\text{útil}}$ - potencia útil que le entrega la bomba al fluido (kW)

ρ - densidad de líquido (Kg/m³)

g - aceleración gravitatoria (m/s²)

Q - caudal (m³/s)

H - carga (m)

Sustituyendo los valores correspondientes al punto de operación establecido en la expresión (2.11) se tiene que $P_{\text{útil}} = 109.03$ kW

2.11-Cálculo de la eficiencia de la bomba.

La eficiencia de la bomba se calcula como:

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{freno}}} \quad (2.12)$$

Donde

P_{freno} es la potencia que demanda la bomba al motor y se busca en función del punto de operación en el que se encuentre la bomba. En la Figura 2.7 se puede ver que esta potencia es aproximadamente 160 kW.

La eficiencia de la bomba según la expresión (2.12) es $\eta_{\text{bomba}} = 68.14$ %

2.12-Cálculo de la eficiencia del motor.

El motor que acciona la bomba es un motor asincrónico del tipo jaula de ardilla cuyos datos nominales se muestran en la Tabla 2.11.

Tabla 2.11. Datos de chapa del motor (Ver anexo H)

Parámetros	Valor
Potencia nominal (kW)	200
Frecuencia(Hz)	60
Velocidad de giro (rpm)	1790
Voltaje (V)	480
Factor de Potencia	Cosφ=0.86
Corriente (A)	293
Eficiencia al 100% de carga	95.5
Eficiencia al 75 % de carga	95.1

Como se planteó en el epígrafe anterior, en el punto de operación del sistema la potencia entregada por el motor es de 160 kW. Esto significa que este motor de 200 kW se encuentra trabajando al 80% de carga. Conociendo los valores de eficiencia al 75% y al 100% de carga dados en la Tabla 2.11, se puede interpolar y determinar la eficiencia operacional del motor al estado de carga real (80%).

95.5 ----- 100%

? ----- 80%

95.1 ----- 75%

$$\eta_{motor} = 95.18 \%$$

Como se puede ver, el motor trabajará en las condiciones de diseño con una eficiencia cercana a la nominal, siendo un valor elevado para este tipo de máquinas ya que es un motor de clase de eficiencia IE2 o de alta eficiencia.

2.13-Cálculo de la eficiencia del conjunto motor – bomba

La eficiencia del conjunto motor – bomba es el resultado del producto de las eficiencias de ambas máquinas y tendrá un valor más pequeño que el de la eficiencia más baja.

$$\eta_{conjunto} = \eta_{motor} * \eta_{bomba} \quad (2.13)$$

$$\eta_{conjunto} \approx 64.86 \%$$

2.14-Estimado del consumo de energía para una zafra.

El consumo de energía se determina con la potencia que demanda el conjunto bomba-motor (kW) y el tiempo de operación del mismo (horas al año). Para este cálculo se asume una duración de la zafra de 130 días aproximadamente.

$$E = \frac{P_{freno}}{\eta_{motor}} * T \quad (\text{kWh}) \quad (2.14)$$

Donde T es el tiempo de trabajo de la bomba, en h

$$E = \frac{160 \text{ kW}}{0.9518} * 130 \text{ días} * 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} \quad (\text{kWh})$$

$$E = 524479.93 \text{ kWh}$$

2.15-Conclusiones parciales.

1-Se ha comprobado la correcta selección de la bomba para esta instalación. En el rango de caudales máximos posibles para la alimentación de las calderas, la bomba es capaz de proporcionar una carga al menos igual a 10 kgf/cm² por encima de la presión certificada de las calderas.

2-Para el punto de diseño calculado, considerando un caudal máximo igual a la capacidad de generación de los generadores de vapor, la eficiencia del conjunto motor bomba es de 68.14% y el consumo estimado es de aproximadamente 524479.93 kWh/zafra.

Capítulo 3

CAPÍTULO 3. PROPUESTA DE SOLUCIÓN PARA LA REGULACIÓN DE CAUDAL A CARGA CONSTANTE USANDO VARIADOR DE VELOCIDAD.

3.1-Determinación de la carga de trabajo

Según (Hugot, 1986) la bomba de agua de alimentar debe ser capaz de trabajar a una presión al menos 25% superior a la presión certificada de las calderas. En las condiciones actuales de explotación, según la información histórica registrada en el sistema SCADA del área de generación de vapor, las bombas trabajan entre 26 y 32 kgf/cm² (260 m a 320 m de carga). Para la aplicación que se propone, se considerará que las bombas deben trabajar a una carga constante de 280 m (10 kgf/cm² por encima de la presión de trabajo), según criterios prácticos de especialistas del área.

3.2-Selección del rango de velocidades.

En primer lugar se determina la velocidad de trabajo real a la que opera la bomba en su curva de trabajo. Esta velocidad puede ser medida directamente utilizando un tacómetro o estimada de los datos operacionales reales. Para ello se calcula el factor de carga al que está operando el motor que acciona la bomba, de la siguiente manera:

$$K_c = \frac{P_{freno}}{P_{nom}} = \frac{160}{200} = 0.80 \quad (3.1)$$

Donde

K_c – Factor de carga del motor

P_{nom} - Potencia nominal o potencia de chapa del motor

El deslizamiento del motor en condiciones nominales es:

$$S_{nominal} = \frac{n_{sincrónica} - n_{nominal}}{n_{sincrónica}} = \frac{1800 - 1790}{1800} = 0.0055 \quad (3.2)$$

Donde

$S_{nominal}$ - Deslizamiento nominal

$n_{sincrónica}$ - Velocidad sincrónica es 1800 rpm porque es un motor de 4 polos.

$n_{nominal}$ - Velocidad nominal o de chapa del motor

Considerando que el deslizamiento varia linealmente con la carga en la zona de operación estable de la característica de momento del motor, entonces el deslizamiento al que se encuentra trabajando el motor en las condiciones de operación será:

$$S = K_c * S_{nominal} = 0.80 * 0.0055 = 0.0044 \quad (3.3)$$

$$S = \frac{n_{sincrónica} - n_{trabajo}}{n_{sincrónica}} \quad (3.4)$$

Despejando la ecuación 3.4 se obtiene:

$$n_{Trabajo} = n_{sincrónica} - S * n_{sincrónica} = 1800 - 0.0044 * 1800 \approx 1792 \text{ rpm} \quad (3.5)$$

Donde

S - Deslizamiento

En las condiciones reales de explotación el motor trabaja a 1792 rpm. Esta es la velocidad de la bomba para cualquier condición sobre la característica hidráulica y se corresponde con la máxima velocidad de trabajo.

El variador de velocidad debe satisfacer la demanda de agua de las calderas, moviendo el punto de operación a lo largo de la línea de carga constante desde una velocidad máxima hasta una velocidad mínima que garantice el flujo mínimo seguro como se muestra en la Figura 3.1. En esta figura, las características de la bomba para diferentes velocidades de trabajo se muestran paralelas a la característica de operación dada por el fabricante y correspondiente a la velocidad máxima. Las velocidades correspondientes a cada curva se señalan como $n_{mín}$, n_1 , $n_2 \dots n_{máx}$.

En la Figura 3.1 se ha señalado en color verde la curva de carga hidráulica de la recirculación o bypass. Esta curva obedece a una expresión cuadrática de la forma:

$$H = K \cdot Q^2 \quad (3.6)$$

Conociendo que para flujo mínimo seguro $Q_{\min}=30 \text{ m}^3/\text{h}$ a la velocidad de trabajo máxima, $H=334 \text{ m}$, entonces de la ecuación (3.6) se calcula el coeficiente $K=0.371$. A partir de esta expresión y para $H=280 \text{ m}$ entonces $Q'_{\min} = 27.47 \text{ m}^3/\text{h}$

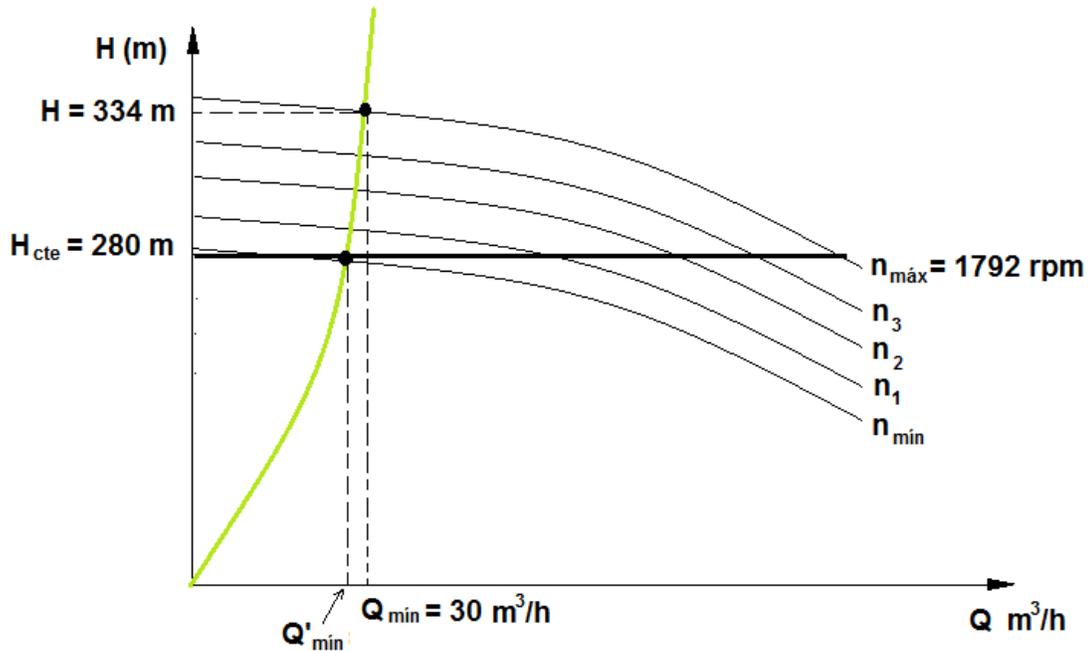


Figura 3.1 Características de carga contra caudal para diferentes velocidades de trabajo mostrando su intercepción con la línea de carga constante H_{cte} .

Fuente: elaboración propia.

Aplicando las leyes de afinidad (expresión (1.5)) se determina la velocidad mínima como:

$$\frac{Q_{\min}}{Q'_{\min}} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \quad (3.7)$$

$$n_{\min} = n_{\max} \cdot \frac{Q'_{\min}}{Q_{\min}} = 1792 \cdot \frac{27.47}{30} \approx 1640 \text{ rpm}$$

El rango de velocidades calculado es de 1640 a 1792 rpm.

3.3-Selección del variador de velocidad.

La selección del variador se realiza considerando los siguientes aspectos claves:

- Características del motor a controlar:

Potencia: 200 kW

Tensión nominal: 480 V

Frecuencia nominal: 60 Hz

Corriente nominal: 293 A

Velocidad nominal: 1790 rpm

- Tipo de carga

Carga tipo bomba centrífuga de par variable o cuadrático

- Condiciones ambientales y de trabajo

Altura sobre el nivel del mar inferior a 1000 m y temperatura ambiente por debajo de 50°C. Ubicado en un cuarto de control con buenas condiciones ambientales, ausencia de polvos magnéticos, polvos conductivos y ambiente seco.

- Condiciones nominales de la red

Tensión nominal: 480 V

Frecuencia: 60 Hz

- Necesidades para el control

Se necesita al menos una entrada analógica (señales de 0 a 10 V DC o de 0 a 20 mA DC) para ser usada en dar referencia de presión al variador de velocidad.

Teniendo en cuenta los requerimientos y características anteriores se selecciona un variador MICROMASTER 440 de Siemens a partir de la corriente nominal del motor existente. El variador seleccionado se ha señalado en el Anexo I y tiene los siguientes datos:

Tipo 6SE64402UD413GAO, potencia nominal 160 kW, corriente de entrada 296.4 A, corriente de salida 302 A, tamaño GX, peso 190 kg.

Las especificaciones técnicas del variador MICROMASTER 440 se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Especificaciones técnicas del variador de frecuencia MICROMASTER 440.

MICROMASTER 440																																					
Tensión de alimentación	380 V to 480 V 3 AC ± 10%																																				
Frecuencia de entrada	47 Hz to 63 Hz																																				
Frecuencia de salida	0 Hz to 650 Hz																																				
Factor de potencia	≥ 0.95																																				
Eficiencia del convertidor	96 % to 97 %																																				
Capacidad de sobrecarga	1.5 veces corriente nominal por 60 segundos (cada 300 segundos) o 2.0 veces corriente nominal por 3 segundos (cada 60 segundos).																																				
Método de control	Control vectorial de lazo cerrado como opción; control vectorial sin sensores de retroalimentación; Control de corriente de flujo (FCC); curva V/Hz programable; curva V/Hz lineal; curva V/Hz cuadrática.																																				
Frecuencia de pulsación	2 kHz a 16 kHz (en escalones de 2 kHz)																																				
Frecuencias fijas	15 programables																																				
Frecuencias inhibidas	4 programables																																				
Resolución	0.01 Hz digital 0.01 Hz serial 10 bit analógico																																				
Entradas digitales	6 más dos opcionales, totalmente programables																																				
Entradas analógicas	2 para el setpoint o entrada PI (0-10V, 0-20mA, or -10 to +10V), programables como 7ª y 8ª entradas digitales																																				
Relevadores de salida	3 configurables, 30 V DC/5 A (resistivo), 250 V AC/2 A (inductivo).																																				
Salida analógica	2 programables (0/4 mA a 20 mA)																																				
Interfases seriales	RS-485, opcional RS-232																																				
Frenado	Inyección de CC, Frenado compuesto, Transistor de frenado incorporado en todos los tamaños																																				
Protección mecánica	IP 20																																				
Temperatura de operación	Par constante -10°C to +50°C Par Variable -10°C to +40°C																																				
Temperatura de almacenaje	-40°C to +70°C																																				
Humedad	95% sin condensación																																				
Altitud de operación	Hasta 1000 metros sin aplicar factor de corrección																																				
Protecciones	<ul style="list-style-type: none"> • bajo voltaje • falla a tierra • corto circuito • sobretemperatura del motor I2 t • sobretemperatura del motor vía PTC o • sobretemperatura del convertidor • protección parámetros vía código confidencial • sobre voltaje • sobrecarga • rotor bloqueado 																																				
Normas	UL, cUL I4																																				
Dimensiones	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Tamaño</th> <th>F x A x P (mm)</th> <th>F x A x P (pulg)</th> <th>Peso (Kg)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A:</td> <td>73 x 173 x 149</td> <td>2.87 x 6.81 x 5.86</td> <td>1.3</td> </tr> <tr> <td>B:</td> <td>149 x 202 x 172</td> <td>5.86 x 7.95 x 6.79</td> <td>3.4</td> </tr> <tr> <td>C:</td> <td>185 x 245 x 195</td> <td>7.28 x 9.64 x 7.68</td> <td>5.7</td> </tr> <tr> <td>D:</td> <td>275 x 520 x 245</td> <td>10.83 x 20.47 x 9.64</td> <td>17</td> </tr> <tr> <td>E:</td> <td>275 x 650 x 245</td> <td>10.83 x 25.59 x 9.64</td> <td>22</td> </tr> <tr> <td>F:</td> <td>350 x 850 x 320</td> <td>13.98 x 33.46 x 12.59</td> <td>56</td> </tr> <tr> <td>FX:</td> <td>330 x 1555 x 360</td> <td></td> <td>110</td> </tr> <tr> <td>GX:</td> <td>330 x 1875 x 560</td> <td></td> <td>190</td> </tr> </tbody> </table>	Tamaño	F x A x P (mm)	F x A x P (pulg)	Peso (Kg)	A:	73 x 173 x 149	2.87 x 6.81 x 5.86	1.3	B:	149 x 202 x 172	5.86 x 7.95 x 6.79	3.4	C:	185 x 245 x 195	7.28 x 9.64 x 7.68	5.7	D:	275 x 520 x 245	10.83 x 20.47 x 9.64	17	E:	275 x 650 x 245	10.83 x 25.59 x 9.64	22	F:	350 x 850 x 320	13.98 x 33.46 x 12.59	56	FX:	330 x 1555 x 360		110	GX:	330 x 1875 x 560		190
Tamaño	F x A x P (mm)	F x A x P (pulg)	Peso (Kg)																																		
A:	73 x 173 x 149	2.87 x 6.81 x 5.86	1.3																																		
B:	149 x 202 x 172	5.86 x 7.95 x 6.79	3.4																																		
C:	185 x 245 x 195	7.28 x 9.64 x 7.68	5.7																																		
D:	275 x 520 x 245	10.83 x 20.47 x 9.64	17																																		
E:	275 x 650 x 245	10.83 x 25.59 x 9.64	22																																		
F:	350 x 850 x 320	13.98 x 33.46 x 12.59	56																																		
FX:	330 x 1555 x 360		110																																		
GX:	330 x 1875 x 560		190																																		

3.4-Cálculo económico.

El uso de un variador de velocidad lleva implícito un ahorro energético proporcional a la zona sombreada en la figura 3.2. Para el caso en que solamente se regule

velocidad para variar el caudal de Q_1 a Q_2 el ahorro, con relación al método de estrangulamiento, es mayor como se muestra en la figura 3.2a). Si además de variar la curva del sistema, se varía velocidad para mantener carga constante, el ahorro de energía es menor, pero sigue siendo significativo (ver figura 3.2b).

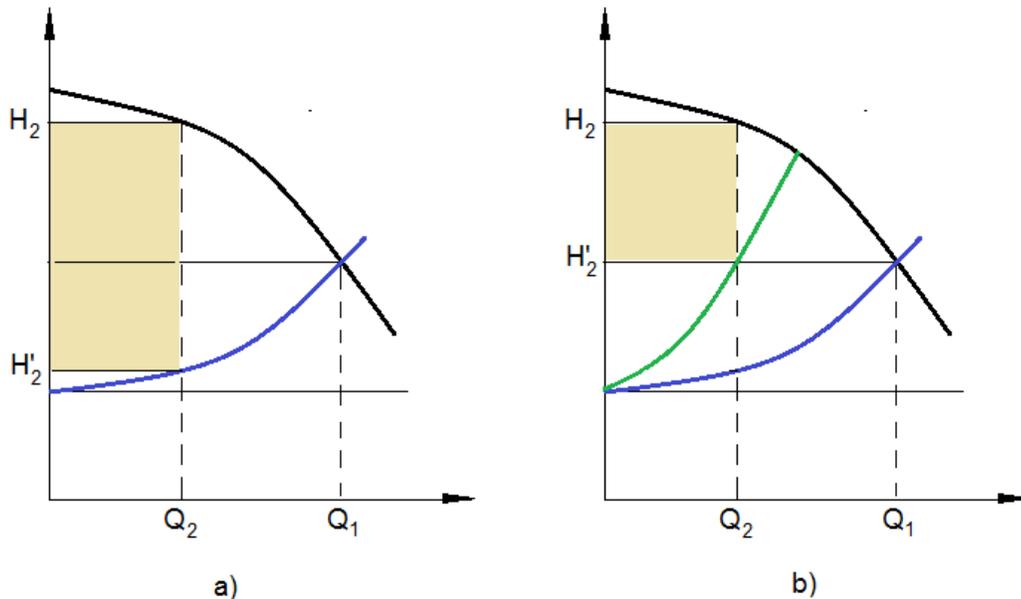


Figura 3.2. Ahorro de energía con relación al método de estrangulamiento para diferentes estrategias de control de caudal. Fuente: elaboración propia.

Para el caso del sistema de agua de alimentar calderas del central Ciudad Caracas, la potencia necesaria antes y después de variar velocidad del motor se calcula a partir del caudal más probable que se suministra a las calderas. El caudal más probable es de 62,94 t/h (65.87 m³/h) según análisis estadístico mostrado en Anexo B.

A este caudal se suma el caudal de recirculación que es de 30 m³/h y se tiene el caudal total más probable igual a 95.87 m³/h. Con este caudal se entra en la gráfica de la figura 2.7 hasta interceptar con la característica de la bomba y se obtiene el valor de la carga para estas condiciones $H=320$ m. Con estos valores se tiene el punto de operación más probable de la bomba trabajando en las condiciones actuales, en el cual demanda una potencia del motor de 132 kW según el gráfico de la figura 2.7

Ahora bien, una vez que trabaje con variación de velocidad manteniendo carga constante, ese caudal de agua de alimentar (95.87 m³/h) a 280 m de carga representa una potencia útil suministrada por la bomba al fluido, utilizando la ecuación (2.11). Esta potencia útil es de 69.93 kW. Asumiendo una eficiencia de la bomba de 60% se tiene una potencia mecánica de 116.55 kW. Esta potencia también puede encontrarse interpolando las curvas de potencia en la figura 2.7 para el nuevo punto de operación.

El cálculo de la potencia eléctrica demandada por el motor se calcula a partir de la estimación de la eficiencia en las dos condiciones de operación (actual más probable y futura con variador). Para ello se necesita determinar el factor de carga del motor en ambos casos.

Factor de carga del motor de 200 kW en la condición actual más probable:

$$Kc_{actual} = \frac{132 \text{ kW}}{200 \text{ kW}} = 0.66 \quad (3.8)$$

Factor de carga del motor de 200 kW en la condición de caudal más probable a carga constante (utilizando variador de velocidad):

$$Kc_{previsto} = \frac{116.55 \text{ kW}}{200 \text{ kW}} = 0.58 \quad (3.9)$$

La eficiencia en ambos casos interpolando linealmente se muestra en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Eficiencia del motor en ambos casos.

Factor de carga del motor	Eficiencia del motor η_{motor}	Eficiencia del conjunto motor variador $\eta_{motor} \cdot \eta_{VF}^*$
0.66	94.83 %	-
0.58	94.82 %	91.98 %

*Eficiencia del variador igual a 97 % según especificaciones técnicas de fabricante (ver tabla 3.2)

La reducción estimada de la demanda instantánea de electricidad será:

$$\Delta P = P_{nom} \cdot \left(\frac{Kc_{actual}}{\eta_{motor}} - \frac{Kc_{previsto}}{\eta_{motor} \cdot \eta_{VF}} \right) = 200 \cdot \left(\frac{0.66}{0.9483} - \frac{0.58}{0.9482 \cdot 0.97} \right) = 13 \text{ kW} \quad (3.10)$$

La energía ahorrada anualmente considerando una zafra de 130 días y un aprovechamiento de la norma potencial de 85% se calcula como:

$$\Delta E = \Delta P \cdot 24 \frac{h}{día} \cdot 130 \frac{día}{año} \cdot 0.85 = 13 kW \cdot 24 \frac{h}{día} \cdot 130 \frac{día}{año} \cdot 0.85 = 34230.51 \frac{kWh}{año} \quad (3.11)$$

Como el central se encuentra sincronizado al SEN y exporta la energía que le sobra, el ahorro de energía eléctrica por empleo del variador de velocidad puede ser vendido y los ingresos por este concepto se calculan a partir del precio de venta promedio de la energía eléctrica.

3.4.1-Inversión inicial

La inversión inicial está dada fundamentalmente por el costo de adquisición del variador de velocidad. El costo de adquisición de los variadores de frecuencia es elevado, aunque debido al incremento de la eficiencia en el sistema de bombeo, su inversión normalmente se recupera de manera rápida. En la Tabla 3.3, se muestran los precios de variadores de frecuencia en función de la potencia de acuerdo a ABB (Asea Brown Boveri).

Tabla 3.3 Precios de variadores de frecuencia según la Potencia (kW) máxima a brindar. (Lista de precios ABB, variadores de frecuencia, 2013)

Potencia (kW)	Precio (\$ USD)
2,2	1 490
11	2 680
22	4 300
45	6 470
110	12 400
200	21 200
250	24900

De acuerdo a la capacidad del variador seleccionado y a la tabla anterior, el precio del variador de 160 kW se estima en \$ 16951.54.

3.4.2-Tarifa eléctrica de venta.

La tarifa de compra de electricidad a cogeneradores, para cada horario del día, según la resolución 283 del 17 de junio de 2014 es como sigue:

Horario del día (5:00 am a 5:00 pm):	$(0,0254 \cdot K + 0,012) \cdot \Delta E$
Horario de madrugada (9:00 pm a 5:00 am):	$(0,0169 \cdot K + 0,012) \cdot \Delta E$
Horario pico (5:00 pm a 9:00 pm):	$(0,0327 \cdot K + 0,012) \cdot \Delta E$

Donde

K es el factor de combustible que establece el Ministerio de Finanzas y Precios, en este caso es 3.1857 y ΔE es la energía vendida en el horario correspondiente.

Considerando esta tarifa, el precio promedio del kWh vendido al SEN es de 0.0877 \$/kWh.

3.4.3-Análisis económico.

El análisis económico se realiza empleando técnicas de flujo descontado como se requiere en estos casos y se determina la factibilidad de la inversión a partir del Valor Presente Neto (VPN) y el Periodo de Recuperación de la Inversión (PRI).

Los indicadores económicos para este análisis son los siguientes:

- Vida útil igual a 10 años,
- Precio de venta de la energía igual a 0.0877 \$/kWh,
- Tasa de interés bancario igual a 8%.
- Impuesto sobre la ganancia 35%, según artículo 97 de la Ley 113 publicada en la Gaceta Oficial No. 053 Ordinaria de 21 de noviembre de 2012.
- Inflación de la energía: 3%
- Margen de riesgo: 2 %
- Depreciación se considera lineal.

El flujo de caja para cada año i , después de los impuestos, se calcula como:

$$FC_i = ((\Delta E_i \cdot Ce) - Dep) \cdot \left(1 - \frac{I}{100}\right) + Dep \quad (3.12)$$

Donde

l es la tasa de impuestos

Dep es la depreciación, que se considera lineal y se calcula como $Dep = \frac{I_0}{n}$

I_0 es la inversión inicial, en \$

C_e es el precio de la energía, igual al precio de venta promedio (0.0877 \$/kWh)

ΔE_i es la energía ahorrada en el año i -ésimo, en kWh/año igual a 34230.51 Kwh/año.

Para actualizar estos flujos de caja al año en que se realiza la inversión, se le aplica el factor de descuento, de manera que los flujos de caja descontados para cada año i se calculan como:

$$FCD_i = FC_i \cdot FD_i \quad (3.13)$$

Siendo el factor de descuento $FD_i = \frac{1}{\left(1 + \frac{r}{100}\right)^i}$

El valor presente neto es igual a la suma de todos los flujos de caja descontados durante la vida útil de la inversión, lo que algebraicamente se expresa como:

$$VPN = -I_0 + \sum_{i=1}^n FCD_i \quad (3.14)$$

Los cálculos de los flujos de caja anuales se muestran en el Anexo J. El valor presente neto para este caso es de \$ 301.56. El comportamiento en el tiempo de los flujos de caja descontados se muestra en la Figura 3.3 donde se puede apreciar que el periodo de recuperación de la inversión (PRI) es de 9.78 años.

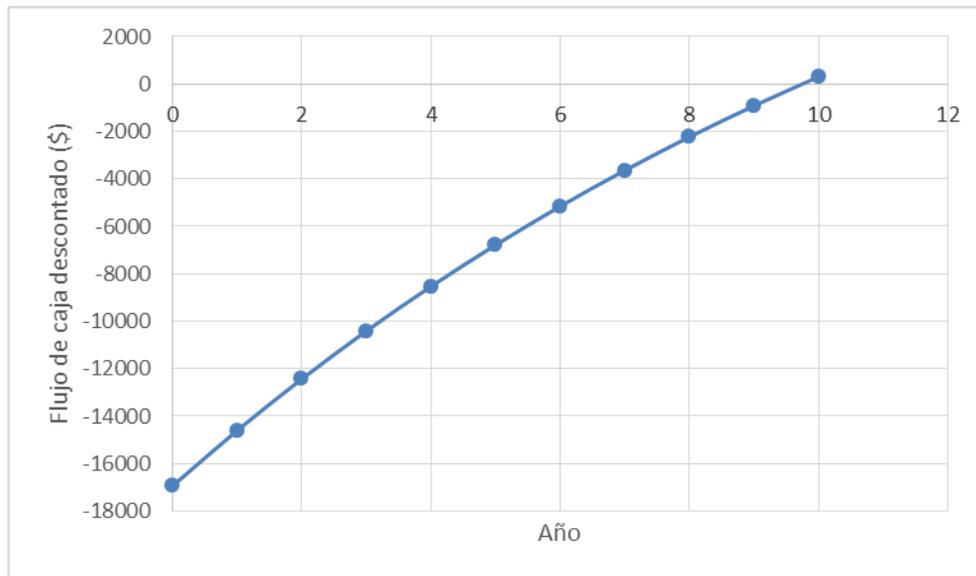


Figura 3.3. Perfil de flujo de caja descontado durante la vida útil de la inversión con el enfoque empresarial.

En este caso, la inversión es rentable ya que el VAN es positivo, pero no atractiva ya que su valor es pequeño y además la inversión se recupera al final de la vida útil considerada. Esto se debe al elevado costo de la inversión inicial y al reducido ahorro de energía que se consigue anualmente producto de que la industria azucarera es cíclica y solamente trabaja 130 días al año aproximadamente.

Ahora bien, con un enfoque diferente, considerando que la energía que se ahorre sustituye combustible fósil, ya que es generada a partir de la biomasa y que en la política energética del estado está el incremento de la participación en la matriz energética de las fuentes renovables de energía, se puede realizar el mismo análisis desde una visión no empresarial, sino a nivel de país. Para ello se consideran los mismos indicadores económicos excepto que el precio de la energía será el costo del kWh entregado por el SEN que es de 0.21 \$/kWh. Los cálculos del análisis económico se muestran en el Anexo K. Para estas condiciones el VAN es de \$ 19277.60 y el flujo de caja descontado anual se comporta como se muestra en la Figura 3.4, siendo el PRI de 3.87 años. En la Tabla 3.4 se resume comparativamente los resultados del análisis económico realizado.

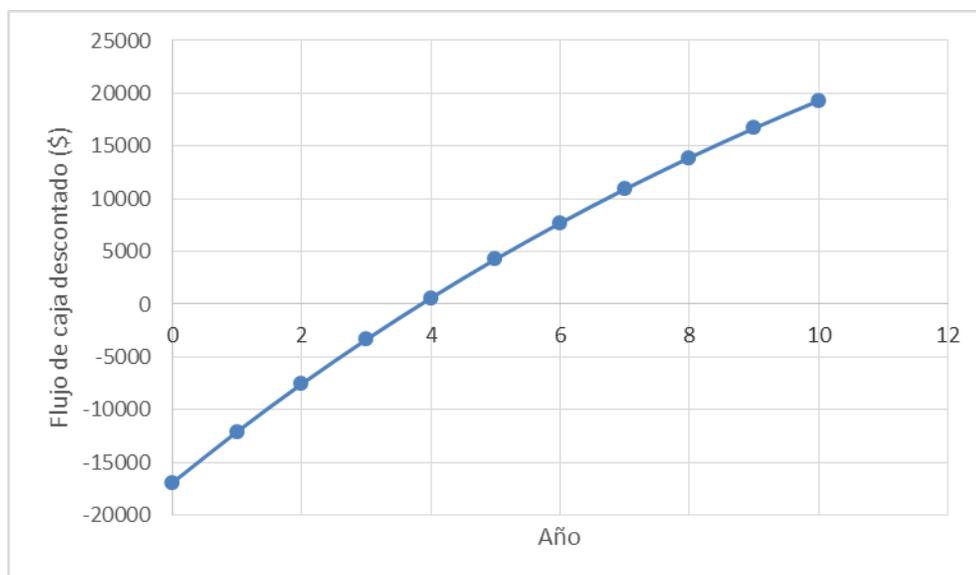


Figura 3.4. Perfil de flujo de caja descontado durante la vida útil de la inversión con el enfoque nacional.

Tabla 3.4. Resumen del análisis económico para los dos escenarios considerados.

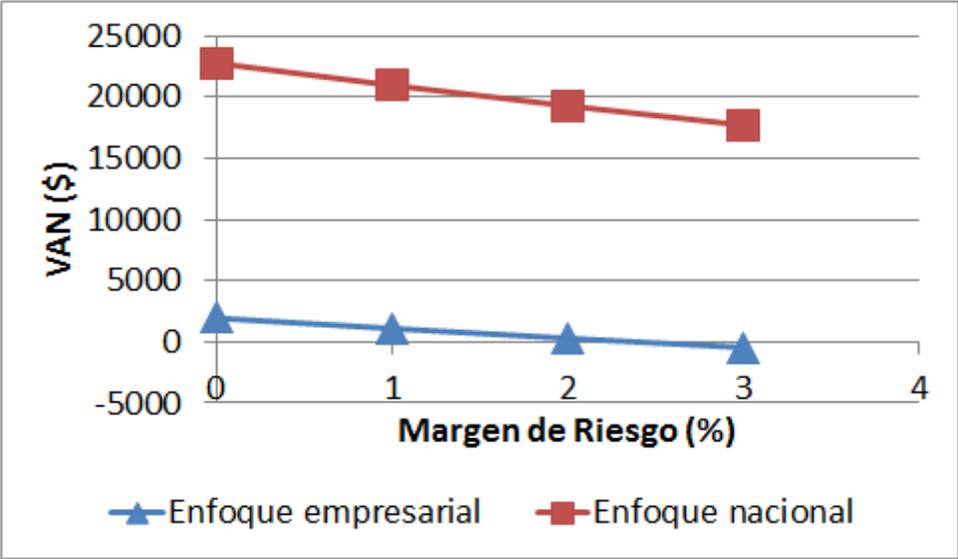
Escenarios	Ahorro de energía, ΔE (kWh/año)	Precio de la energía (\$/kWh)	VPN (\$)	PRI (años)
Enfoque empresarial	34230.51	0.08	301.56	9.78
Enfoque nacional	34230.51	0.21	19277.60	3.87

3.5-Análisis de sensibilidad.

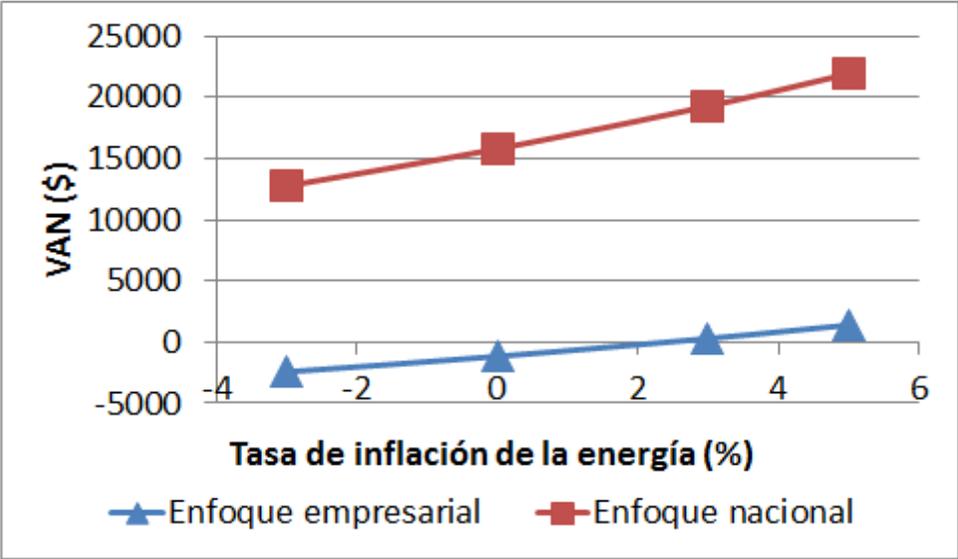
De los indicadores económicos utilizados para el análisis, el precio de la energía es uno de los más volátiles y que depende de las variaciones del precio del combustible (factor k). Lo otro que pudiera influir en los resultados económicos sería la tasa de descuento utilizada, que es función del sector de la economía que se analice y de la política inversionista del país.

Las variaciones en el precio de la energía pueden considerarse variando la tasa de inflación de la energía en el análisis económico y las variaciones en la tasa de descuento, variando el margen de riesgo.

Los resultados del análisis de sensibilidad del VAN y el PRI ante variaciones de estos indicadores económicos se muestran en las figuras 3.5 y 3.6, para el caso de enfoque empresarial y nacional respectivamente.

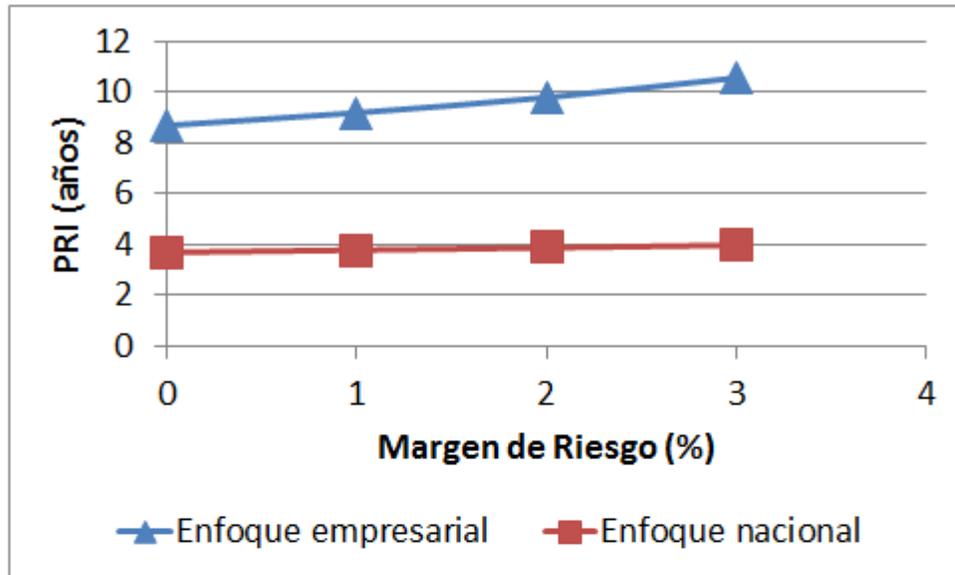


a)

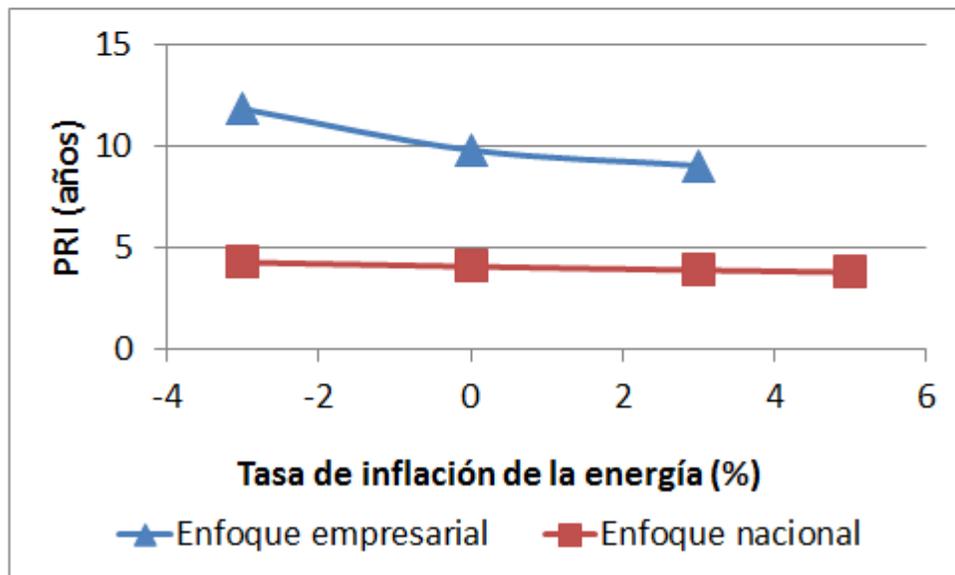


b)

Figura 3.5. VAN calculado a) para diferentes valores del margen de riesgo y b) para diferentes valores de la tasa de inflación.



a)



b)

Figura 3.5. PRI calculado a) para diferentes valores del margen de riesgo y b) para diferentes valores de la tasa de inflación.

Como se puede ver en las figuras 3.4 y 3.5, la inversión es factible si se analiza a nivel de país, en cualquier escenario de variación de los indicadores económicos que se analizan el PRI es siempre elevado para la empresa, sin embargo, visto desde una inversión con carácter de programa nacional su recuperación es siempre del orden de los 4 años.

3.6-Beneficio ambiental.

El impacto ambiental de las propuestas de utilización del variador de velocidad, debido al ahorro de energía que implica, es la reducción potencial de gases de efecto invernadero u otros elementos que causen impacto negativo al medioambiente. El incremento de la eficiencia energética en la industria azucarera tiene un beneficio ambiental inmediato y directo debido a que la energía que se ahorra en esta industria se puede exportar al SEN y entonces se está sustituyendo energía generada con combustible fósil por una energía producida a partir de la biomasa.

Para el caso de Cuba, la mitigación potencial de emisiones de CO₂ para proyectos de ahorro de energía se calcula por el índice de emisiones estimado según la metodología propuesta en (Salazar, Mockey, & Canal, 2010). El índice de emisiones considerado en esta metodología es de 0,794 tCO₂/MWh.

Si se tiene en cuenta que el potencial de ahorro de energía anual, de 34230.51 kWh, entonces la mitigación potencial de emisiones de CO₂ es de:

$$\text{Reducción de emisiones de } CO_2 = 34.23 \frac{MWh}{\text{año}} \cdot 0,794 \frac{tCO_2}{MWh} = 27.17 tCO_2/\text{año} \quad (3.15)$$

3.7-Conclusiones parciales.

1-El variador seleccionado es un MICROMASTER 440 de la Siemens, tipo 6SE64402UD413GAO, potencia nominal 160 kW, corriente de salida 302 A con un costo de \$ 16951.54.

2-Emplear el método de regulación de caudal con una estrategia de carga constante utilizando variación de frecuencia significa un ahorro potencial de 34230.51 kWh/año, lo que a su vez implica que se dejen de emitir a la atmósfera 27.17 toneladas de CO₂ al año.

3-La rentabilidad de la propuesta se realizó utilizando métodos de flujo de caja descontado y se concluye que para la empresa este tipo de inversión no es atractivo ya que se recupera al finalizar la vida útil considerada (9.78 años).

4-Aunque no es una propuesta atractiva económicamente para la empresa, si se considera el costo de la generación en el país entonces la inversión se recupera en

3.87 años por lo que puede ser considerada dentro de los programas nacionales de eficiencia energética.

Conclusiones

CONCLUSIONES

1-En sistemas de bombeo, el método más eficaz y eficiente para la regulación de caudal es el que emplea variadores de frecuencia y motores asíncronos para variar la velocidad de la bomba, sin embargo, en la literatura consultada se puede constatar que los estudios para emplear variadores de frecuencia se han dirigido fundamentalmente a la modelación y simulación, así como a la evaluación de estrategias de control y no se conoce ningún estudio para el diseño de un sistema de caudal variable a presión constante para un sistema de agua alimentar calderas en la industria azucarera.

2-A partir de la característica de la bomba, dada por el fabricante, y de la curva de carga del sistema calculada en esta investigación se comprobó la correcta selección de la bomba la que es capaz de proporcionar una carga al menos igual a 10 kgf/cm^2 por encima de la presión certificada de las calderas. Para el punto de diseño calculado, considerando un caudal máximo igual a la capacidad de generación de los generadores de vapor, la eficiencia del conjunto motor bomba es de 68.14% y el consumo estimado es de aproximadamente 524479.93 kWh/zafra.

3-Para la aplicación propuesta, se seleccionó un variador MICROMASTER 440 de la Siemens, tipo 6SE64402UD413GAO, potencia nominal 160 kW, corriente de salida 302 A.

4-El potencial de ahorro empelando variación de velocidad a carga constante es de 34230.51 kWh/año, lo que a su vez implica que se dejen de emitir a la atmósfera 27.17 toneladas de CO₂ al año.

5-La propuesta de inversión para la empresa no es atractiva ya que se el periodo de recuperación de la inversión se acerca al final de la vida útil considerada (9.78 años), sin embargo, si se considera el costo de la generación eléctrica del país, entonces la inversión se recupera en 3.87 años por lo que puede ser considerada dentro de los programas nacionales de eficiencia energética.

Recomendaciones

RECOMENDACIONES

1-Aplicar la metodología a otros tipos de cargas como en los ventiladores de tiro forzado y tiro inducido de las calderas de 45 y 60 t/h.

2-Proponer el uso de variadores de velocidad en la industria azucarera de todo el país, ya que representa un potencial de ahorro energético significativo.

Bibliografía

BIBLIOGRAFÍA

- ABB. (2000). *Dimensionado de un sistema de accionamiento*. Barcelona, España: ABBB Sistemas Industriales S.A, División de Accionamientos,.
- ABB. (June de 2013). Low voltage IE4 synchronous reluctance motor and drive package for pump and fan applications. *Catalog*.
- Alejo, Y. (2012). *Medidas para incrementar el índice de generación eléctrica en la ueb central azucarero ciudad caracaS*. (Trabajo de diploma), Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- CAMMESA. (2011). *Informe anual 2010. Datos relevantes del Mercado Eléctrico Mayorista*.
- Castillo, R. A. (2009). *Automatización del sistema de bombas de agua fría de fábrica de tejidos Imperial S. A*. (Tesis de Ingeniero Electricista), Universidad de San Carlos de Guatemala, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica. Facultad de Ingeniería, Guatemala.
- Costa, A., Ciumbulea, G., Galan, N., & López, X. M. (2004). Cálculo de los parámetros del motor de inducción a partir de datos de catálogo. *Energía y Computación*, 12(2), 1-6.
- Crane Co. (1977). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGRAW-HILL.
- CySte. (2014). *Evaluación energética de bombas centrífugas horizontales. Metodología*. Consultoría y Servicios en Tecnologías Eficientes S.A. de C. V.
- da Costa, E. (2009). Are my motors oversized? *Energy Conversion and Management*, 50, 2282-2287.
- de Armas, M. A., Gómez, J. R., & Viego, P. R. (enero de 2013). Nuevo procedimiento para la evaluación de los motores monofásicos de inducción. *Ingeniería Energética*, 34(1), 73-84.
- Delgado, Y. (2014). *Estudio de Factibilidad Técnico-Económica de regulación de la capacidad con variadores de frecuencia de las bombas de agua de alimentar de la CTE "Carlos Manuel de Céspedes"*. Cienfuegos. Cuba. (Trabajo de Diploma), Universidad de Cienfuegos, Facultad de Ingeniería, Cienfuegos .
- Díaz, H., Trujillo, G., & Román-Gonzalez, A. (2015). Diseño De Un Sistema De Control Para Obtener Presión Constante de Agua. Presentado en *XXII congreso internacional de ingeniería eléctrica, electrónica, computación y afines"*. *Intercon 2015 – universidad continental*. Huancayo, Perú.
- Diez, M., Libera, J. I., & Santana, E. (2015). Procedimiento para evaluar la eficiencia de los sistemas de control automático utilizados en los centrales azucareros.
- Emadi, A. (2004). *Energy-Efficient Electric Motors* (Third Edition (Electrical Engineering & Electronics) ed.). CRC.

- European Commission. (2000). *Improving the Penetration of Energy-Efficient Motors and Drives*. Directorate-General for transport and Energy.
- Fitzgerald, A. E., Kingsley, C., & Stephen, D. U. (2003). *Electric Machinery* (6ta ed.). Estados Unidos: McGraw-Hill Higher Education.
- García, J. J., Bermúdez, R., & Barbosa, J. (2013). Modelado y simulación de una bomba centrífuga con motor monofásico en simulink. *Revista Colombiana de Tecnologías de Avanzada*, 2(22), 78-84.
- General Electric. (2012). *GE Motors Catalog*.
- Gómez, J. R., de Armas, M. A., & Gil, A. (enero-marzo de 2006). Competitividad y eficiencia en las oportunidades de ahorro de energía eléctrica en la industria azucarera. *Centro Azúcar*, 33(1), 75-82.
- Gómez, J. R., Melián, R., Martínez, E., & Ramos, F. (2002). Experiencia de aplicación de accionamiento de velocidad variable. Opción de alto comportamiento para la gestión energética. 48 *Congreso de la ATAC*. La Habana.
- Gómez, J. R., Quispe, E. C., & Viego, P. R. (2008). Estimation of Induction Motor Efficiency In-Situ under Unbalanced Voltages Using Genetic Algorithms. *Conferencia Internacional de Máquinas Eléctricas, ICEM'08*. Portugal.
- Gómez, J. R., Viego, P. R., & de León, G. (2016). Estudio preliminar para la gestión energética de sisteas accionados por motores eléctricos en una empresa azucarera. *I Convención Científica de la Universidad de Cienfuegos. 8vo Taller Internacional de Energía y Medioambiente*. Cienfuegos: Universo Sur.
- Gómez, P., García-Serra, J., Soriano, J., & Giner, C. (2015). Procedimiento para la selección de la estrategia de regulación más adecuada en estaciones de bombeo. *IV Jornadas de Ingeniería del Agua, JIA 2015*. Córdoba.
- Habib, M. A., Hasanuzzaman, M., Hosenuzzaman, M., & Salman, A. (2016). Energy consumption, energy saving and emission reduction of a garment industrial building in Bangladesh. *Energy*, 112, 91-100.
- Hasanuzzaman, M., Rahim, N. A., Saidur, R., & Kazi, S. N. (2011). Energy saving and emissions reductions for rewinding and replacement of industrial motors. *Energy*, 36, 233-240.
- Hernández, C., Letschert, V., Hasanbeigi, A., Karali, N., Padilla, M., & Pavon, M. (2015). *Estudio preparatorio para la implementación en Chile de estándares mínimos de eficiencia energética en motores industriales*. Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Hugot, E. (1986). *Handbook of cane sugar engineering*. New York, E. U.: Elsevier.

- IEDAR. (2017). *Instituto de Estudios del Azúcar y la Remolacha*. Obtenido de http://www.conazucar.com/produccion_azucar_mundo.php
- Incropera, F. P. (2007). *Fundamentals of heat and mass*. La Habana, Cuba: Félix Varela.
- IRAM. (2010). Etiquetado de eficiencia energética para motores de inducción trifásicos. *IRAM de Emergencia 62405:2010*. Argentina.
- Karassik, I. J., & Carter, R. (1995). *Bombas Centrifugas. Selección, operación y mantenimiento*.
- Kitaev, A. B. (1988). Construcción de las características de los motores asincrónicos por datos de catálogo. *Elektrotehnika*(2), 14-18.
- Li, H., & Curiaç, R. (2010). Motor efficiency, efficiency tolerances and the factors that influence them. *Petroleum and Chemical Industry Conference (PCIC)*, (págs. 1-6).
- Li, Y., & Yu, H. (2007). Energy Management for Induction Motors Based on Nonintrusive Efficiency Estimation. *Proceeding of International Conference on Electrical Machines and Systems 2007*, (págs. 1763-1766). Seul, Korea.
- Lista de precios ABB, variadores de frecuencia. (2013).
- Lu, S.-M. (2016). A review of high-efficiency motors: Specification, policy, and technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59, 1-12.
- Ma, Z., & Wang, S. (2009). An optimal control strategy for complex building central chilled water systems for practical and real-time applications. *Building and Environment*, 44, 1188-1198.
- Martínez, J. (22 de Enero de 2017). Central Ciudad Caracas: más voluntad y resultados. *Granma*.
- Morales, S., & Mariely. (10 de abril de 2017). *Perlavisión. Una mirada informativa desde Cienfuegos*. Obtenido de <http://www.perlavision.cu/cumplio-plan-produccion-zafra-azucarera-central-ciudad-caracas-cienfuegos/>
- Navarro, E. (2007). *Distribución de carga entre unidades de una planta cogeneradora con tecnología de contrapresión empleando técnicas de inteligencia artificial*. (Tesis para optar por el grado académico de Máster en Eficiencia Energética), Universidad de Cienfuegos, Centro de Estudios de Energía y Medioambiente. Cienfuegos.
- NEMA. (2003). MG1-2003 Motors and generators. *NEMA Standards Publication*.
- Ramos, F., Gómez, J. R., González, E., & López, N. (sept.-dic. de 2014). Metodología para la evaluación integral de proyectos de reconversión azucarera en el concepto de biorrefinería con enfoque difuso. *ICIDCA sobre los derivados de la caña de azúcar*, 48(3), 3-10.

- Saavedra, J. A. (2007). *Control de presión mediante variador de frecuencia y motobomba*. tesis de Ingeniero Electricista, Facultad de Ingeniería. Universidad de Magallanes, Departamento de Electricidad, Chile.
- Saidel, M. A., Ramos, M. C., & Alves, S. S. (2010). Assessment and Optimization of Induction Electric Motors Aiming Energy Efficiency in Industrial Applications. *XIX International Conference on Electrical Machines, ICEM 2010*. Roma.
- Saidur, R. (2010). A Review on Electrical Motors Energy Use and Energy Use and Energy Savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *14*, 877-898.
- Saidur, R., & Mahlia, T. (2010). Energy, economic and environmental benefits of using high-efficiency motors to replace standard motors for the Malaysian industries. *Energy Policy*, *38*, 4617-4625.
- Salazar, I., Mockey, I. O., & Canal, M. (sept-dic de 2010). Estimado de la reducción de la emisión de CO₂ por acción de ahorro de electricidad en las condiciones de Cuba. *Ingeniería Energética*, *XXXI*(3), 1-5.
- Sauer, I. L., Tatizawa, H., Salotti, F. A., & Mercedes, S. S. (2015). A comparative assessment of Brazilian electric motors performance with minimum efficiency standards. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *41*, 308-318.
- Solano, C. A., Reyes, J. C., & Ortega, U. T. (2012). *Sistema de control de presión para el suministro de agua en la central de servicios del Centro Médico Nacional La Raza*. tesis de Ingeniero en Control y Automatización, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Unidad Profesional Adolfo López Mateos, Departamento de Ingeniería en Control y Automatización, México.
- Sousa, V., Viego, P. R., & Gómez, J. R. (2013). Bacterial Foraging Algorithm Application for Induction Motor Field Efficiency Estimation under Harmonics and Unbalanced Voltages. *Proceeding of 2013 IEEE International electric machines and drives conference. ICE*.
- Sousa, V., Viego, P. R., Gómez, J. R., Lemozy, N. A., Jurado, A., & Quispe, E. C. (2014). Procedure for Determining Induction Motor Efficiency Working Under Distorted Grid Voltages. *IEEE Transaction on Energy Conversion*, *99*, 1-9.
- Sousa, V., Viego, P. R., Gómez, J. R., Quispe, E. C., & Balbis, M. (2015). Estimating induction motor efficiency under non-controlled conditions in the presences of unbalanced and harmonics voltages. *CHILEAN Conference on Electrical, Electronics Engineering, Information and Communication Technologies (CHILECON 2015)*.
- Sousa, V., Viego, P. R., Gómez, J. R., Quispe, E. C., & Balbis, M. (2016). Shaft Power Estimation in Induction Motor Operating Under Unbalanced and Harmonics Voltages. *IEEE LATIN AMERICA TRANSACTIONS*, *14*(5), 2309-2315.

- U.S. Department of Energy (DOE). (2013). *Energy Savings Potential and Opportunities for High-Efficiency Electric Motors in Residential and Commercial Equipment*.
- U.S. Department of Energy (DOE). (2014). *Premium efficiency motor selection and application guide*. USA.
- U.S. Department of energy (DOE). (2011). *MotorMaster+International*.
- Verucchi, C. J., Ruschetti, C. R., & Kazlauskas, G. E. (December de 2013). High Efficiency Electric Motors: Economic and Energy Advantages. *IEEE LATIN AMERICA TRANSACTIONS*, 11(6), 1325-1331.
- Viego, P. R., Borroto, A., & Gómez, J. R. (2015). Barreras para incrementar la eficiencia de sistemas accionados por motores eléctricos. *Universidad y Sociedad*, 7(3), 63-73.
- Viego, P. R., de Armas, M. A., Padrón, A., Gómez, J. R., Pérez, I., & Casas, L. (2007). *Uso final de la energía eléctrica*. Cienfuegos: UNIVERSO SUR.
- Viego, P. R., Gómez, J. R., & Quispe, E. C. (enero-abril de 2015). Motores sincrónicos de reluctancia controlados con variadores de frecuencia: una aplicación para ahorrar energía. *Ingeniería Energética*, XXXVI(1), 72-82.
- Viego, P. R., Gómez, J. R., de Armas, M. A., & Reyes, R. (enero de 2014). Determinación IN-SITU del factor de potencia y la eficiencia de motores asincrónicos a cargas parciales. *Ingeniería Energética*, XXXV(1), 15-26.
- Waide, P., & Brunner, C. U. (2011). *Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems*. Working Paper, International Energy Agency.
- Wang, S. (2010). *Buildings and building automation*. London: Spon Press.
- World Energy Council. (2016). *Energy Efficiency: A straight path towards energy sustainability*.
- Zerquera, M., & Sánchez, J. J. (Enero-Marzo de 2010). Operación óptima de bombas en paralelo empleando variadores de velocidad. *Ingenierías*, XIII(46), 57-64.

Anexo

ANEXOS

ANEXO A. Características de las bombas de agua de alimentar calderas del central Ciudad Caracas.



Figura A.1. Placa de datos nominales.

1. Generalidades

Las curvas características individuales son válidas para bombas listas para entrar en servicio, incl. compensación hidráulica y caudales de circulación de cierre en ejecución estándar.

En función de la ejecución se contemplarán las correcciones y valores límites indicados a continuación.

Las curvas características son válidas para DIN 1944/III.

En cuanto a la emisión de valores de garantía, impera la Hoja de Datos del programa de ofertas de KSB.

Sólo se permite certificar la altura manométrica en el punto cero con una precisión de ±5%.

Observaciones sobre todas las **curvas características individuales** (véanse páginas 12, 14 ...110):

Prevalenza e potenza assorbita totale = Prevalenza e potenza assorbita totale da uno stadio moltiplicato per il numero degli stadi.

Observaciones sobre todas las **curvas de conjunto** (véanse páginas 13, 15 ...111):

Curvas de conjunto-Fundición gris (JL 1040):
 curva de trazo continuo = 10, 20, 21
 curva de puntos y trazos = 11, 12

Curvas de conjunto-1.4408: curva de trazo continuo = 22, 23
 curva de puntos y trazos = 30

2. Determinación del punto de servicio

Tamaños 32, 50 y 65

Como estándar, el punto de servicio de la bomba se regula por combinaciones de rodete. Es preciso fijarlo en una combinación de "A" a "E" (Tabla 1).

El número de etapas se obtiene de los campos característicos en el apartado de las curvas características. Con diámetros de rodete integrales es preciso, dependiendo de la combinación elegida, restarle a la altura manométrica total los valores indicados en la Tabla 2. El valor resultante es la altura manométrica de la bomba.

Este procedimiento manual proporciona valores aproximados. Los valores exactos se obtienen del "Programa de selección y dimensionado".

Ejemplo de cálculo:

Punto requerido: n = 1750 1/min, H = 96 m, Q = 24 m³/h

Seleccionado: Multitec 50/8, hidráulica 4.1, Variante de materiales 10

Altura manométrica de la bomba con la combinación "A": 102,4 m

Reducción necesaria de la altura manométrica: -6,4 m

Combinación de rodete elección "C" H = 102,4 - 6,4 = 96 m

Con sobrepeso es posible y se efectúa la adaptación exacta de la altura manométrica.

Tabla 1: Torneado del Ø con combinación de rodete

Combinación	Combinación rodete	Ø diámetro con hidráulica				
		2.1	3.1	4.1	5.1	6.1
A	rodete integral	142	170	173	193	214
B	1 rodete torneado, resto integrales	130	156	158	177	196
C	2 rodetes torneados, resto integrales	130	156	158	177	196
D	3 rodetes torneados, resto integrales	130	156	158	177	196
E	4 rodetes torneados, resto integrales	130	156	158	177	196

Tabla 2: Reducción de la altura manométrica con combinación de rodete

Hidráulica	2.1	3.1	4.1	5.1	6.1
Combinación n = 3500 1/min					
A	0	0	0	0	0
B	8,2	12,3	12,7	16,4	20,0
C	16,4	24,6	25,5	32,7	40,0
D	24,6	36,9	38,2	49,1	60,0
E	32,7	49,2	51,0	65,4	80,0
Combinación n = 1750 1/min					
A	0	0	0	0	0
B	2,0	3,1	3,2	4,1	5,0
C	4,1	6,2	6,4	8,2	10,0
D	6,1	9,2	9,6	12,3	15,0
E	8,2	12,3	12,7	16,4	20,0

Tamaños 100, 125 y 150

El punto de servicio de la bomba se regula adaptando el diámetro del rodete en función del pedido.

Tabla 3:

Las hidráulicas de los tamaños 125 y 150 se componen como sigue:

Tamaño de construcción	Hidráulica, etapa rodete	Hidráulica, etapa espiral
125	9.1	9.1
	9.2	9.1
	10.1	10.1
150	10.2	10.1
	11.1	11.2
	11.2	11.2
	12.1	12.2
	12.2	12.2

3. Desvalorizaciones del rendimiento con escaso nº de etapas
 Con escaso número de etapas, dependiendo de la hidráulica, se hace precisa la desvalorización del rendimiento según Tabla 4.

Tabla 4

Tamaño	Hidráulica	Nº de etapas			
		2	3	4	5
		porcentajes a restar			
32	2.1	-3	-2	-1	0
50	3.1	-2	-1	0	0
	4.1	-2	-1	0	0
65	5.1	-2	-1	0	0
	6.1	-2	-1	0	0
100	7.1	-1	0	0	0
	8.1	-1	0	0	0
125	9.1/9.2	-1	0	0	0
	10.1/10.2	-0,5	0	0	0
150	11.1/11.2	-0,5	0	0	0
	12.1/12.2	-0,5	0	0	0

4. NPSH

Como estándar, las Multitec 50 a 150 vienen equipadas en la primera etapa con un rodete aspirante, la Multitec 32 con un rodete normal. Desviaciones al respecto no son posibles.

Los valores NPSH_{3%} indicados en las curvas características individuales son valores mínimos que se corresponden con la curva de cavitación. Son válidos para agua desgasificada.

Para cubrir tolerancias de medición y variaciones condicionadas a la instalación, ha de considerarse un incremento del 10%, si bien, de 0,5m, como mínimo. Dicho incremento ya está incluido en el NPSH indicado por el "Programa de selección y dimensionado".

5. Compensación de émbolo

La Multitec viene equipada de un émbolo de compensación para equilibrar hidráulicamente el empuje axial, el empuje restante es recogido por el rodamiento. Con reducidas alturas manométricas el empuje axial es soportado directamente por el rodamiento. En este caso émbolo y tubería de compensación son superfluos, el rendimiento se incrementa. Los números de etapas límites y las correcciones del grado de rendimiento (f) se abstraen de las tablas 9, 10 y 11 (página 9).

η = valor curva característica individual x f
 Tipos de construcción a los que no se hace mención se suministran por regla general con émbolo de compensación.

6. Máx. número etapas

Los diferentes tipos de construcción son suministrables hasta un máx. número de etapas, como a continuación se indica. Contémpense adicionalmente las delimitaciones por máx. presión de la bomba (presión final de las variantes de material a temperaturas de servicio, servicio de entrada).

Tabla 5: Variante de construcción A, B, C, D

Hidráulica	2.1	3.1	4.1	5.1	6.1	7.1	8.1	9.1/2	10.1/2	11.1/2	12.1/2
3500 1/min	14	11	10	8	6	5	5	3/4	3/4	-	-
1750 1/min	14	15	15	11	11	11	11	8	8	6	6

Tabla 6: Variante de construcción E, Ex, F, Fx, Vx

Hidráulica	2.1	3.1	4.1	5.1	6.1
3500 1/min	5	4	4	3	2
1750 1/min	7	6	6	4	4

Tabla 7: Variante de construcción V

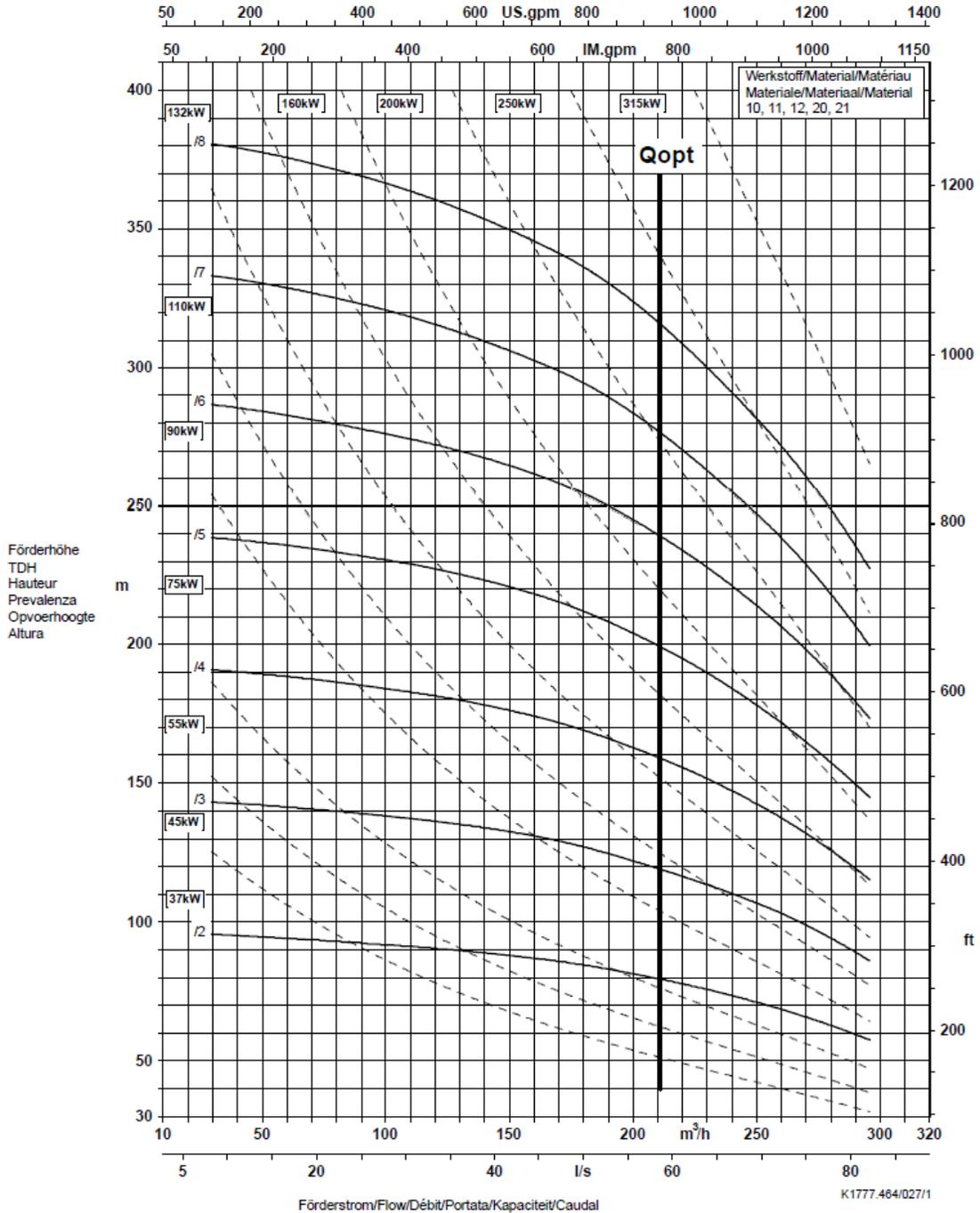
Hidráulica	2.1	3.1	4.1	5.1	6.1	7.1	8.1	9.1/2	10.1/2
3500 1/min	10	7	6	5	4	3	2	-	-
1750 1/min	14	15	15	11	11	11	11	8	7

7. Velocidad máx. admisible

Tabla 8:

Hydraulik	JL1040	CC480K-GS	1.4408
2.1	4000	4000	4000
3.1	4000	4000	4000
4.1	4000	4000	4000
5.1	4000	4000	4000
6.1	4000	4000	4000
7.1	3720	4000	4000
8.1	3660	3980	4000
9.1	3000	3240	4000
9.2	3000	3240	4000
10.1	2990	3190	4000
10.2	2990	3190	4000
11.1	2370	2580	3280
11.2	2620	3000	3630
12.1	2350	2550	3250
12.2	2590	3000	3600

Baureihe-Größe Type-Size Modèle	Tipo Serie Tipo	Nennzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominaal toerental Revoluciones nom.	Laufrad-ø Impeller Dia. Diamètre de roue	ø Girante ø Waaier ø Rodete	 Division Pompes Industrie et Eau KSB S. A. Allée de Sagan - B.P. 189 38004 Châteauroux
Multitec 125 10.1 JL1040/CC480K-GS		1750 1/min				
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Projecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positiernr. Pos.-Nr.	



Laufadaustrittsbreite/Impeller outlet width/Largeur à la sortie de la roue 20,0 mm
 Luce della girante/Waaier uitredbreedte/Anchura de salida rodete 20,0 mm

ANEXO B. Análisis estadístico de la temperatura y caudal del agua de alimentar

Temperatura

268 valores con rango desde 98,0 a 118,0

Distribuciones Ajustadas

<i>Normal</i>
media = 108,534
desviación estándar = 3,57095

El StatAdvisor

Este análisis muestra los resultados de ajustar una distribución normal a los datos de Temperatura_Agua.

Pruebas de Bondad-de-Ajuste para Temperatura_Agua

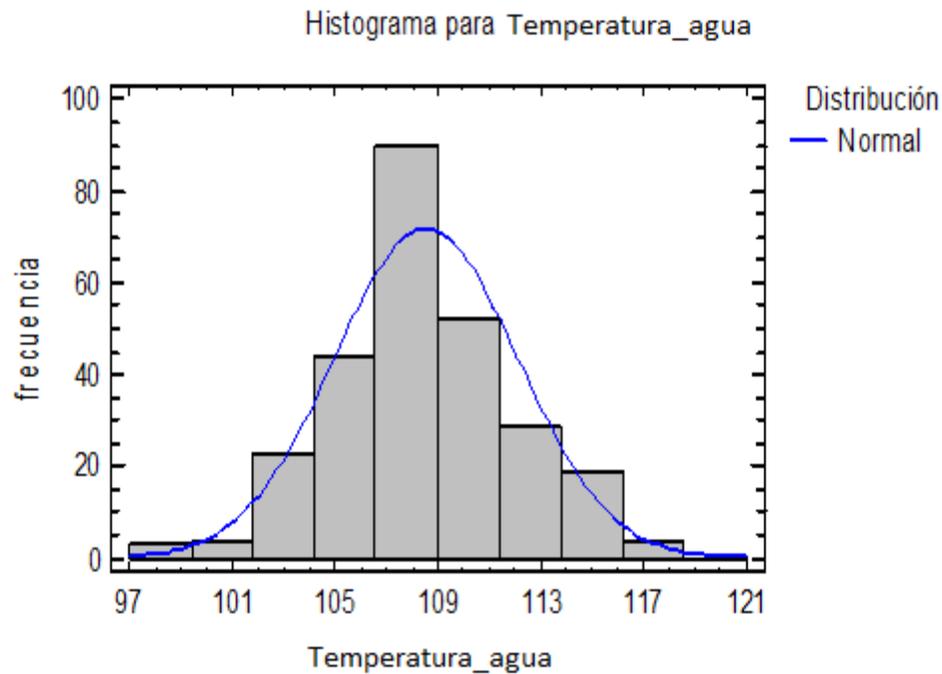
Prueba de Kolmogorov-Smirnov

	<i>Normal</i>
DMAS	0,0720054
DMENOS	0,0576729
DN	0,0720054
Valor-P	0,124211

El StatAdvisor

Esta ventana muestra los resultados de diversas pruebas realizadas para determinar si Temperatura_Agua puede modelarse adecuadamente con una distribución normal.

Debido a que el valor-P más pequeño de las pruebas realizadas es mayor o igual a 0,05, no se puede rechazar la idea de que Temperatura_Agua proviene de una distribución normal con 95% de confianza.



Caudal
225 valores con rango desde 11,0 a 89,0

Distribuciones Ajustadas

<i>Normal</i>
media = 62,9378
desviación estándar = 15,0115

El StatAdvisor

Este análisis muestra los resultados de ajustar una distribución normal a los datos de Caudal.

Pruebas de Bondad-de-Ajuste para Flujo total

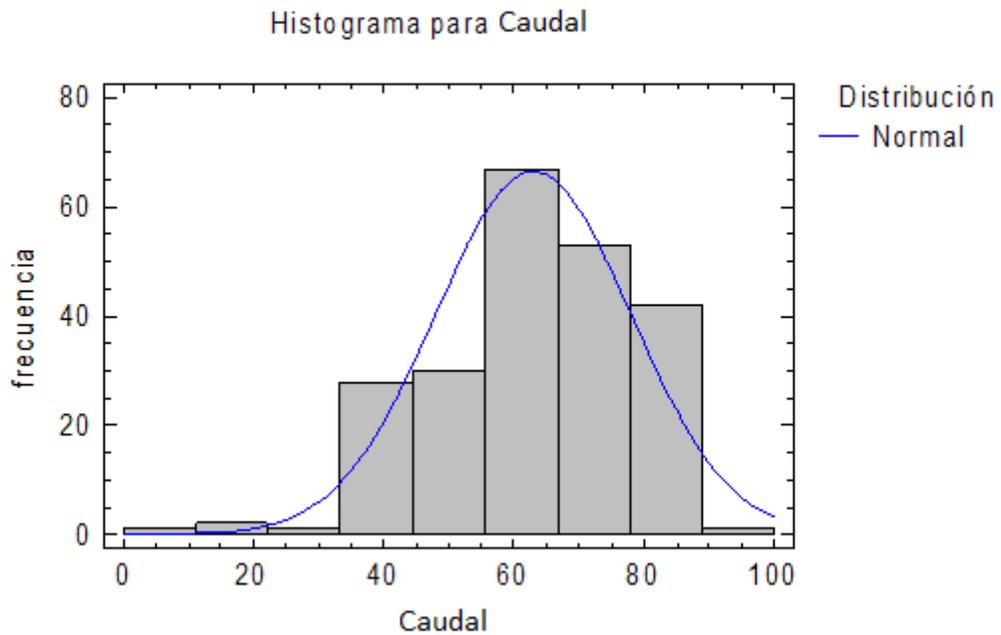
Prueba de Kolmogorov-Smirnov

	<i>Normal</i>
DMAS	0,0619337
DMENOS	0,0793198
DN	0,0793198
Valor-P	0,117893

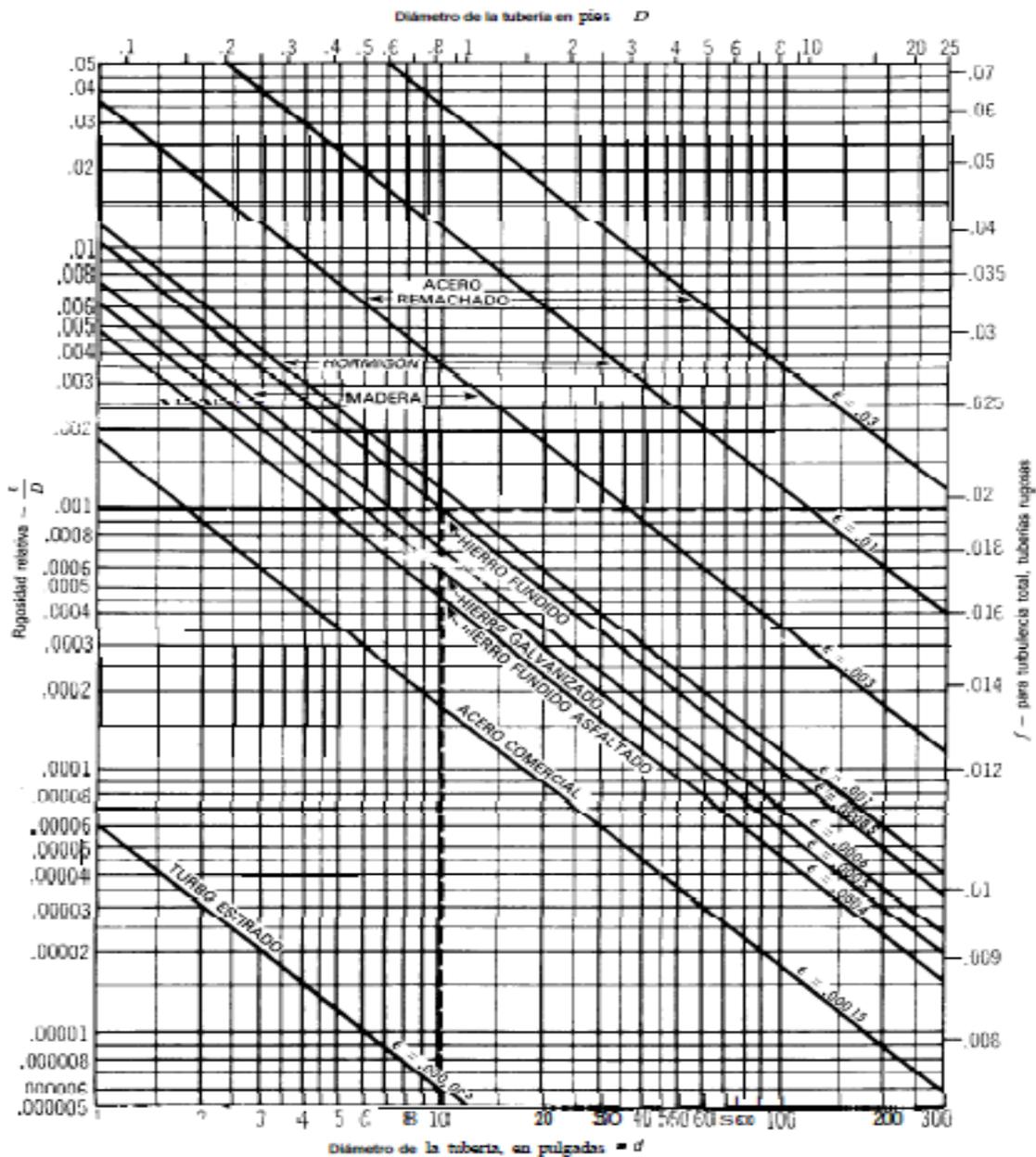
El StatAdvisor

Esta ventana muestra los resultados de diversas pruebas realizadas para determinar si Caudal puede modelarse adecuadamente con una distribución normal.

Debido a que el valor-P más pequeño de las pruebas realizadas es mayor o igual a 0,05, no se puede rechazar la idea de que Caudal proviene de una distribución normal con 95% de confianza.



ANEXO C. Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujos en régimen de turbulencia total (Crane Co., 1977).



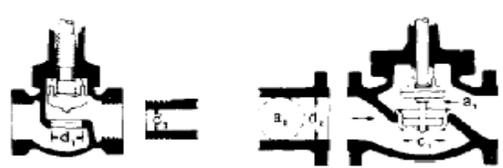
ANEXO D. Factor de fricción para tuberías comerciales (Crane Co., 1977)

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

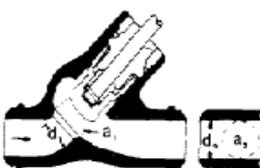
Diámetro mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300, 400	450-600
Nominal pulg	½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f_T)	.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

ANEXO E. Coeficiente de resistencia de válvulas y accesorios (Crane Co., 1977)

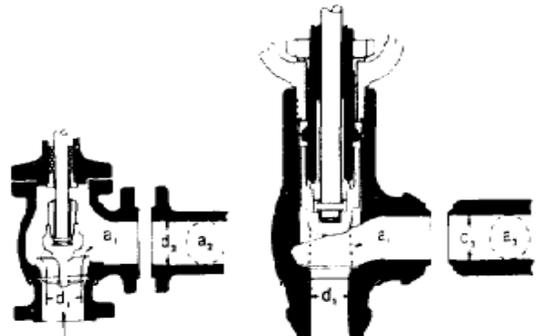
VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES



Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido o de mariposa

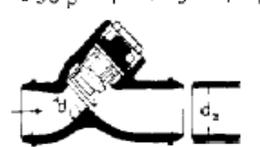
Si: $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 600 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $50 \beta^2 \sqrt{f_T}$ m/seg $40 \beta^2 \sqrt{f_T}$ pie/seg



Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $170 \beta^2 \sqrt{f_T}$ m/seg $140 \beta^2 \sqrt{f_T}$ pie/seg

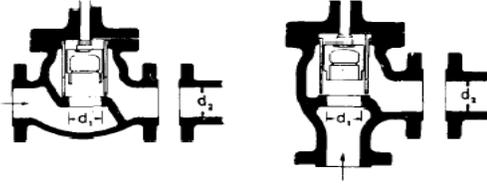
VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE



Pasos	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8")	$40 f_T$	$120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14")	$30 f_T$	$90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48")	$20 f_T$	$60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{f_T}$	$40 \sqrt{f_T}$
pie/seg	$80 \sqrt{f_T}$	$30 \sqrt{f_T}$

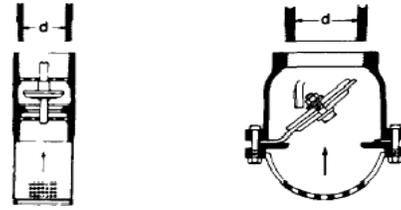
A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 3 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE
(Tipos recto y angular)

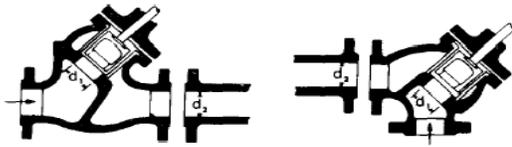


Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $m/\text{seg} = 70 \beta^2 \sqrt{V}$ $\text{pie}/\text{seg} = 55 \beta^2 \sqrt{V}$	Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $= 95 \beta^2 \sqrt{V}$ $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$
---	--

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO
Obturador ascendente Obturador oscilante

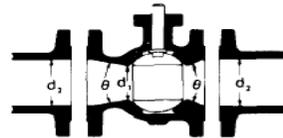


$K = 420 f_T$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $m/\text{seg} = 20 \sqrt{V}$ $\text{pie}/\text{seg} = 15 \sqrt{V}$	$K = 75 f_T$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $= 45 \sqrt{V}$ $= 35 \sqrt{V}$
--	--



Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador $m/\text{seg} = 75 \beta^2 \sqrt{V}$	Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ tubería para abrir totalmente el obturador $\text{pie}/\text{seg} = 60 \beta^2 \sqrt{V}$
---	---

VÁLVULAS DE GLOBO

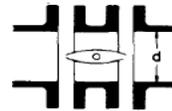


Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots K_1 = 3 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$



$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $m/\text{seg} = 170 \beta^2 \sqrt{V}$	$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ tubería para levantar totalmente el obturador $(\text{pie}/\text{seg}) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$
---	---

VÁLVULAS DE MARIPOSA



Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8") ... $K = 45 f_T$
 Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14") ... $K = 35 f_T$
 Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") ... $K = 25 f_T$

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 4 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo **tres entradas**

$\text{Si: } \beta = 1, K_1 = 18 f_T$
 $\text{Si: } \beta = 1, K_u = 30 f_T$
 $\text{Si: } \beta = 1, K_v = 90 f_T$

$\text{Si: } \beta < 1 \quad K_2 = \text{Fórmula 6}$

CODOS ESTÁNDAR

$90^\circ \quad K = 30 f_T$
 $45^\circ \quad K = 16 f_T$

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA

α	K
0°	$2 f_T$
15°	$4 f_T$
30°	$8 f_T$
45°	$15 f_T$
60°	$25 f_T$
75°	$40 f_T$
90°	$60 f_T$

CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"

Flujo directo $K = 20 f_T$
 Flujo desviado a 90° .. $K = 60 f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE

r/d	K	r/d	K
1	$20 f_T$	8	$24 f_T$
1.5	$14 f_T$	10	$30 f_T$
2	$12 f_T$	12	$34 f_T$
3	$12 f_T$	14	$38 f_T$
4	$14 f_T$	16	$42 f_T$
6	$17 f_T$	20	$50 f_T$

El coeficiente de resistencia K_{90} , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°
 K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte hacia el interior **A tope**

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

*de cantos vivos

$K = 0.78$ Véase los valores de K en la tabla

CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO

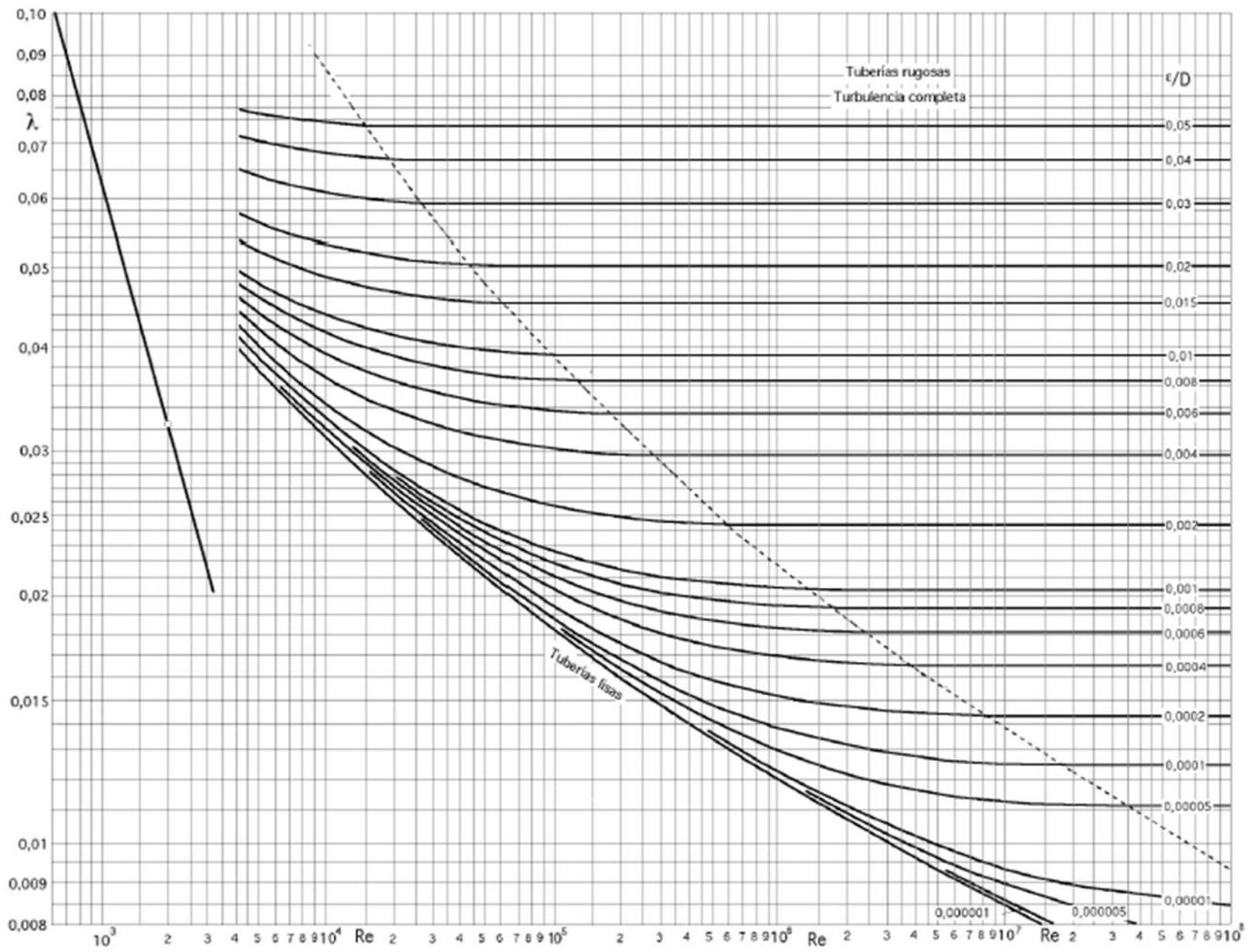
$K = 50 f_T$

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte **De cantos vivos** **Redondeada**

$K = 1.0$ $K = 1.0$ $K = 1.0$

ANEXO F. Diagrama de Moody.



ANEXO H. Placa de datos nominales del motor.



ANEXO I. Variador de frecuencia seleccionado.

Convertidores Micromaster 440													
CT (Par Constante)				VT (Par Variable)				MICROMASTER 440					
Potencia nominal	Corriente de entrada	Corriente de salida	Potencia nominal	Corriente de entrada	Corriente de salida	Tamaño	Peso aprox.	Tipo					
kW	HP	A	kW	HP	A	(FS)	Kg	Reactancia de Entrada					Resistencia de Frenado
Voltaje Operación 380V a 480 V 3 AC													
0.37	0.50	1.1	1.3	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD137AA1	6SE64003CC002AD0		
0.55	0.75	1.4	1.7	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD155AA1			
0.75	1.0	1.9	2.2	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD175AA1	6SE64003CC004AD0	6SE64004BD110AA0	
1.1	1.5	2.8	3.1	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD211AA1			
1.5	2.0	3.9	4.1	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD215AA1	6SE64003CC006AD0		
2.2	3.0	5.0	5.9	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD222BA1			
3.0	4.0	6.7	7.7	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD230BA1	6SE64003CC010BD0	6SE64004BD120BA0	
4.0	5.0	8.5	10.2	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD240BA1	6SE64003CC014BD0		
5.5	7.5	11.6	13.2	7.5	10	16.0	19	C	5.5	6SE64402UD255CA1			
7.5	10	15.4	19	11.0	15	22.5	26	C	5.5	6SE64402UD275CA1	6SE64003CC022CD0	6SE64004BD165CA0	
11.0	15	22.5	26	15.0	20	30.5	32	C	5.5	6SE64402UD311CA1	6SE64003CC035CD0		
15.0	20	30	32	18.5	25	37.2	38	D	16	6SE64402UD315DA1			
18.5	25	36.6	38	22	30	43.3	45	D	16	6SE64402UD318DA1	6SE64003CC044DD0	6SE64004BD212DA0	
22	30	43.1	45	30	40	59.3	62	D	16	6SE64402UD322DA1	6SE64003CC052DD0		
30	40	58.7	62	37	50	71.7	75	E	20	6SE64402UD330EA1			
37	50	71.2	75	45	60	86.6	90	E	20	6SE64402UD337EA1	6SE64003CC083ED0	6SE64004BD222EA0	
45	60	85.6	90	55	75	103.6	110	F	56	6SE64402UD345FA1			
55	75	103.6	110	75	100	138.5	145	F	56	6SE64402UD355FA1	6SE64003CC112FD0	6SE64004BD240FA0	
75	100	138.5	145	90	125	168.5	178	F	56	6SE64402UD375FA1	6SE64003CC117FD0		
90	125	168.5	178	110	150	204.5	205	FX	110	6SE64402UD388FA0	6SL30000CE323AA0		
110	150	204.0	205	132	244.5	250	250	FX	110	6SE64402UD411FA0	6SL30000CE328AA0		
132	175	244.5	250	160	296.4	302	302	GX	190	6SE64402UD413GA0	6SL30000CE333AA0	No disponible	
160	200	296.4	302	200	354.0	370	370	GX	190	6SE64402UD416GA0			
200	250	354.0	370	250	442.0	477	477	GX	190	6SE64402UD420GA0	6SL30000CE351AA0		

* Entrada monofásica / trifásica

ANEXO J. Cálculo de los flujos de caja anuales a nivel empresarial.

Cálculo de los ahorros a nivel empresarial											
Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Costo del kWh, pesos		0.0877	0.0903	0.0930	0.0958	0.0987	0.1017	0.1047	0.1079	0.1111	0.1144
Potencia nominal del motor, kW		200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00
Factor de carga del motor sin variador		0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660
Ef. Mot. sin variador. a F.C.		94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83
Potencia nominal del motor, kW		200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00
Factor de carga del motor con variador		0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580
Ef. Mot. Trabajando con variador		94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82
Eficiencia del variador, %		97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00
Tiempo de operación anual, h		2652	2652	2652	2652	2652	2652	2652	2652	2652	2652
Ahorro en energía, \$		3041.17	3132.40	3226.38	3323.17	3422.86	3525.55	3631.32	3740.25	3852.46	3968.04
Datos iniciales											
Ingresos (I), USD		3041.17	3132.40	3226.38	3323.17	3422.86	3525.55	3631.32	3740.25	3852.46	3968.04
Gastos (G), USD		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costo inversión (Ko), pesos	16951.54										
Tasa de descuento (d), %		8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Tasa de inflación (f), %		3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Margen de riesgo, %		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Tasa de impuestos (t), %		35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
Vida útil estimada, años		10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Resultados											
Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Depreciación (Dep), pesos		1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544
Flujo de caja (Fc), pesos	-16951.544	2570.06	2629.37	2690.45	2753.36	2818.16	2884.91	2953.66	3024.47	3097.40	3172.53
Tasa de descuento real (D)		0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
Tasa de descuento real con margen (D)		0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
Factor de descuento		0.91	0.83	0.75	0.68	0.62	0.56	0.51	0.47	0.42	0.39
Flujo de caja descontado (Fd), pesos		2336.42	2173.03	2021.37	1880.58	1749.86	1628.46	1515.69	1410.94	1313.60	1223.15
Flujo descontado acumulado (Fda), pesos	-16951.544	-14615.12	-12442.09	-10420.72	-8540.13	-6790.27	-5161.82	-3646.12	-2235.19	-921.58	301.56
VPN, pesos		301.56									

ANEXO K. Cálculo de los flujos de caja anuales a nivel de país.

Cálculo de los ahorros a nivel del país											
Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Costo del kWh, pesos		0.2100	0.2163	0.2228	0.2295	0.2364	0.2434	0.2508	0.2583	0.2660	0.2740
Potencia nominal del motor, kW		200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00
Factor de carga del motor sin variador		0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660
Ef. Mot. sin variador. a F.C.		94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83	94.83
Potencia nominal del motor, kW		200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00
Factor de carga del motor con variador		0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580	0.580
Ef. Mot. Trabajando con variador		94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82	94.82
Eficiencia del variador, %		97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00	97.00
Tiempo de operación anual, h		2652	2652	2652	2652	2652	2652	2652	2652	2652	2652
Ahorro en energía, \$		7282.16	7500.63	7725.65	7957.41	8196.14	8442.02	8695.28	8956.14	9224.82	9501.57
Datos iniciales											
Ingresos (I), USD		7282.16	7500.63	7725.65	7957.41	8196.14	8442.02	8695.28	8956.14	9224.82	9501.57
Gastos (G), USD		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costo inversión (Ko), pesos	16951.54										
Tasa de descuento (d), %		8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Tasa de inflación (f), %		3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Margen de riesgo, %		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Tasa de impuestos (t), %		35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
Vida útil estimada, años		10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Resultados											
Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Depreciación (Dep), pesos		1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544	1695.1544
Flujo de caja (Fc), pesos	-16951.544	5326.71	5468.71	5614.97	5765.62	5920.79	6080.62	6245.24	6414.80	6589.44	6769.32
Tasa de descuento real (D)		0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
Tasa de descuento real con margen (D)		0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
Factor de descuento		0.91	0.83	0.75	0.68	0.62	0.56	0.51	0.47	0.42	0.39
Flujo de caja descontado (Fd), pesos		4842.46	4519.60	4218.61	3938.00	3676.35	3432.35	3204.79	2992.55	2794.57	2609.87
Flujo descontado acumulado (Fda), pesos	-16951.544	-12109.08	-7589.49	-3370.87	567.13	4243.47	7675.82	10880.62	13873.17	16667.73	19277.60
VPN, pesos	19277.60										