

Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA



**TRABAJO DE DIPLOMA EN OPCIÓN AL TÍTULO DE
INGENIERO MECANICO**

**Evaluación del conjunto bomba-sistema de tuberías de
lavado de gases del hidrofinador diésel en Refinería
Cienfuegos S.A.**

Por

Autor: George Gabriel Pérez Menéndez

Tutores: MSc Reinier Jiménez Borges

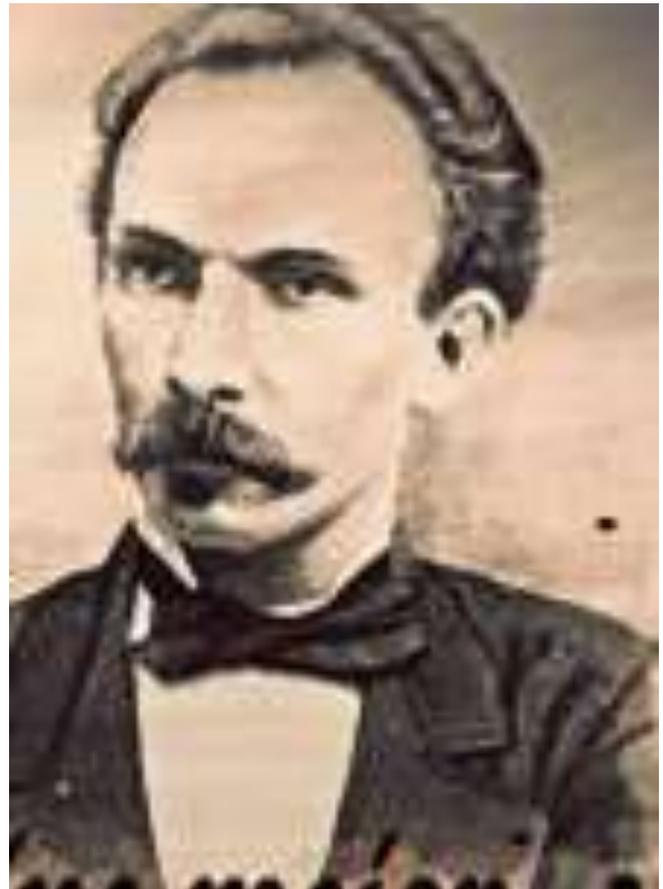
Ing. Alejandro Elías Suárez

Cienfuegos, 2022

Pensamiento

La educación empieza con la vida y no acaba sino con la muerte. La mente cambia sin cesar, y se enriquece y perfecciona con los años.

José Martí



Agradecimientos.

- *A mi familia que fue de gran apoyo para lograr esta difícil tarea. Mi esposa e hijos por su apoyo incondicional y comprensión durante todo mi período como estudiante.*
- *A los trabajadores de la refinería que me ayudaron a la realización de este trabajo.*
- *A mis tutores Reinier y Alejandro que me brindaron todos sus conocimientos para salir adelante en este empeño y terminar el presente trabajo de diploma.*
- *A mis compañeros del grupo por haber compartido esta etapa de mi vida, en los momentos buenos y malos en que nos vimos implicados.*
- *A todos los profesores que me han impartido clases y a aquellos que siempre están dispuestos a ayudarme sin pedir nada a cambio.*

A todos mis amigos que me han acompañado siempre.

Mi más sincero agradecimiento.

Dedicatoria.

Dedico este Trabajo de Diploma a:

A mi padre que desde donde está pues me gustaría que se sintiera orgulloso del camino que he seguido a pesar de su pérdida.

A mi madre mi guerrera favorita, mi luchadora incansable.

A mis hijos para que sigan mi ejemplo y luchen cada día por un futuro lleno de amor y conocimientos.

A mi esposa que siempre me dio aliento para que estudiara.

A todos los que de una forma u otra se preocuparon por mí.

RESUMEN

La presente investigación se realizó en Refinería Cienfuegos SA con el objetivo de evaluar el conjunto bomba – sistema de tuberías del lavado de gases de la planta de hidrofinación de diesel. Actualmente la P-01-321, bomba centrífuga multietápica soviética modelo НПС 65/35-500P, utiliza como método de regulación de flujo, el estrangulamiento, el cual, dentro de los posibles métodos a aplicar, es calificado como el más ineficiente, razón por la cual se decide comenzar una revisión por las diferentes especialidades encaminada a la identificación de potenciales oportunidades para mejorar la eficiencia del equipo en el proceso productivo. Se realiza una revisión bibliográfica para determinar las posibles variantes que puedan ser aplicadas, además se aplicó una metodología de cálculo hidráulico y mecánico a dicha bomba para determinar la carga, la eficiencia y el flujo como principales parámetros de operación que permitan incrementar la eficiencia. Se determinó que el estrangulamiento en el sistema estaba ocasionado por sobredimensionamiento del equipo para el proceso, se selecciona una bomba volumétrica que cumple con los requerimientos del proceso logrando un ahorro entre 1 a 3 millones de pesos al año, recuperando la inversión en tres meses de trabajo.

Palabras Claves: Eficiencia, sobredimensionamiento, bomba, Hidrofinación.

ABSTRACT

The present research was carried out in Cienfuegos Refinery SA with the objective of evaluating the pump - piping system assembly of the gas washing of the diesel hydro refining plant. Currently, the P-01-321, Soviet model НПС 65/35-500P multi-stage centrifugal pump, uses throttling as a flow regulation method, which, among the possible methods to be applied, is qualified as the most inefficient, which is why it was decided to begin a review by the different specialties aimed at identifying potential opportunities to improve the efficiency of the equipment in the production process. A bibliographic review was carried out to determine the possible variants that could be applied. In addition, a hydraulic and mechanical calculation methodology was applied to the pump to determine the load, efficiency and flow as the main operating parameters to increase efficiency. It was determined that the bottleneck in the system was caused by oversizing of the equipment for the process, a volumetric pump was selected that meets the requirements of the process, achieving savings of between 1 to 3 million pesos per year, recovering the investment in three months of work.

Key words: Efficiency, oversizing, pump, Hydrofining.

Índice

Introducción.....	1
Capítulo 1. Análisis bibliográfico sobre sistemas de bombeo y su eficiencia en los procesos.....	6
1.1. Equipos de bombeo. Eficiencia.....	6
1.2. Clasificación de las bombas.....	7
1.2.1 Bombas de desplazamiento positivo.....	9
1.2.2 Bombas centrífugas.....	12
1.2.2.1 Partes y componentes básicos de una bomba centrífuga.....	12
1.2.2.2 Elementos y funciones de una bomba centrífuga.....	13
1.3. Eficiencia en los sistemas de bombeo.....	15
1.4. Estudios y recomendaciones para el análisis del conjunto sistema de tuberías - equipos de bombeo.....	16
1.4.1. Problemas que suelen presentarse en el manejo de fluidos.....	17
1.4.2. Métodos de regulación de flujo y eficiencia.....	18
1.4.3. Recomendaciones para aumentar la eficiencia en sistemas de bombeo.....	20
1.4.4. Reducción del consumo de energía en equipos de bombeo. Uso de la regulación para reducir consumo.....	21
1.5. Sistema de tuberías-equipos de bombeo del sistema de lavado de gases de la planta de hidrofinación diésel.....	23
1.6. Criterios para selección de bombas en función de las características demandadas por los sistemas industriales.....	24
1.7. Conclusiones parciales del capítulo.....	28
Capítulo 2. Análisis del punto de operación, temperatura y vibraciones para el caso en estudio y metodología de cálculo.....	30

2.1. Características de la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP y del producto a bombear.....	30
2.2. Corrección de las curvas características al fluido y las revoluciones de trabajo según las curvas del fabricante.	33
2.3. Metodología de cálculo para determinar el punto de operación para alcanzar la máxima eficiencia.	35
2.4. Análisis de la vibración en el punto de operación de la bomba en las condiciones actuales de estrangulamiento, bombeando por el Ramal I y el Ramal II y en condiciones de operación nominales.	46
2.5. Análisis de la variación de la temperatura en la carcasa de la bomba centrífuga en el punto de operación de la bomba en las condiciones actuales de estrangulamiento, bombeando por el Ramal I y el Ramal II y en condiciones de operación nominales.....	49
2.6. Conclusiones parciales.	54
Capítulo 3. Análisis de los resultados y valoración económica.	56
3.1. Punto de operación de la bomba en condiciones nominales a máxima eficiencia.....	56
3.2. Punto de operación para ramales en paralelo con estrangulamiento en el ramal principal.	58
3.3. Comparación de los parámetros de funcionamiento en el régimen actual de explotación con las condiciones nominales y determinar los sobreconsumos de potencia y reducción del rendimiento del equipo.	60
3.4. Selección de opción más eficiente para operar en el sistema de agua de lavado del gas hidrogenado en la planta de hidrofinación de diésel.....	61
3.5. Costos de mantenimiento en un año para la bomba volumétrica seleccionada y la bomba centrífuga.	63

3.6. Estudio de factibilidad económica de las mejoras propuestas.....	66
Conclusiones parciales.....	70
Conclusiones.....	72
Recomendaciones.....	74
Bibliografía	76

Introducción



INTRODUCCIÓN

La transformación del petróleo crudo en sus productos derivados se realiza mediante la aplicación de una serie de procesos físicos y químicos con el objetivo de añadir el máximo valor al producto refinado y al mínimo costo posible. El desarrollo de los diferentes procesos responde a la necesidad de producir mayor y mejor calidad de productos sin olvidar las exigencias medioambientales cada vez más restrictivas. Desde el descubrimiento del petróleo, la utilización racional de las fracciones que lo componen ha influido fuertemente en el desarrollo de los diversos procesos, así como su inclusión en el esquema del refino.

El proceso clásico de Hidrotratamiento en la refinería “Camilo Cienfuegos” se basa en la eliminación de los compuestos de azufres más reactivos, conjuntamente con oxígeno, nitrógeno y compuestos de azufre mucho más refractarios tales como dibenzotiofenos.

En la planta de Hidrotratamiento de Diésel, se ha adoptado el lavado con agua para la dilución de las sales que se forman en el reactor, las que mayoritariamente se eliminan por el agua sulfhídrica que se separa en el separador trifásico B-01-301, pero este sistema según las normas y especificaciones establecidas permite disminuir el costo de producción y aumentar la fiabilidad de la planta al disminuir las salidas de línea por taponamiento y deposiciones en equipos fundamentales que impiden el funcionamiento del compresor y la disminución de la capacidad de intercambio de calor.

En todas las instalaciones que se manejan fluidos líquidos de diferentes densidades, viscosidades y con diferentes temperaturas, de una forma u otra es necesario transportarlo por conductos o tuberías con diferentes alturas geométricas y para esto se requiere la utilización de bombas. Esto ocurre tanto en las industrias químicas, así como en las industrias del petróleo.

La planta de procesos de la Refinería de Cienfuegos cuenta con varios motores eléctricos, la mayoría se utilizan para mover bombas y en menor cantidad se utilizan en ventiladores y compresores.

En un recorrido realizado y con la ayuda de los especialistas de cada sección de la planta se detectaron equipos de bombeo que utilizan como método de regulación de flujo, el estrangulamiento. Conociéndose este método como el más ineficiente energéticamente, se podría decir que son potenciales oportunidades de ahorro ya que con el uso de métodos más eficientes de regulación o con la sustitución del equipo por uno más adecuado para las características del proceso se podría lograr aumentar la eficiencia de la planta.

Entre los equipos detectados se destaca la bomba que ocupa la posición P-01-321, esta es una bomba multietápica de doble succión de fabricación soviética modelo НПС 65/35-500-1B-COP, acoplada a un motor BAO de 125 kW. La bomba fue diseñada para bombear la fracción de turbo combustible a una temperatura de 50 °C, presión de succión 6,6 kgf/cm², presión de descarga de 50 kgf/cm² y caudal de 60 m³/h en la planta de hidrofinación de turbocombustible, la cual no se encuentra operativa en estos momentos. Al no ser necesaria en otras funciones de la planta y encontrarse en condiciones para operar se decidió que sería el equipo para dar respuesta al bombeo de agua necesaria para el lavado de los gases del hidrofinador de diésel, proceso importante que mejora la calidad de los productos permitiendo que los residuos eliminados sean enviados hacia otra etapa del proceso de refinación o hacia la planta de tratamiento de residuales. Actualmente opera completamente en condiciones de ineficiencia, esto se debe a que solo se necesitan para mantener estable el proceso de lavado 6 m³/h de agua y el punto de máxima eficiencia del equipo se ubica en los 55 m³/h con el estrangulamiento se alcanzan los 23 m³/h, recirculando por una línea en paralelo los 17 m³/h sobrantes. Por lo que se define como el problema de la investigación el siguiente:

Problema de la Investigación.

¿Se encuentra realmente sobredimensionada la P-01-321 (НПС 65/35-500-1B-COP) para el lavado de los gases del hidrofinaoer diesel?

Hipótesis

Si se aplica una metodología de cálculo hidráulico y mecánico para evaluar el sistema en conjunto se puede brindar una respuesta más eficiente al bombeo de agua para el lavado de gases del hidrofinaoer diésel.

Objetivo general

Evaluar el conjunto equipo de bombeo-sistema de tuberías para verificar la eficiencia de la bomba pertenecientes al lavado de gases del hidrofinaoer diesel.

Objetivos específicos

1. Realizar una revisión bibliográfica relacionada con los tipos de bombas y los sistemas de bombeo.
2. Identificar las características del sistema en las condiciones actuales.
3. Evaluar el funcionamiento real del conjunto bomba-sistema de tuberías a partir de la teoría clásica de la mecánica de los fluidos.
4. Proponer modificaciones que posibiliten la entrega del flujo demandado por el proceso.

Esta investigación queda estructurada de la siguiente forma:

El Capítulo 1 analiza el marco teórico relacionado con los equipos de bombeo y su eficiencia. Además, se caracterizan las particularidades de las máquinas centrífugas para el trasiego de diferentes fluidos. Se analizarán las características del sistema de tuberías y la bomba que realizan la función del lavado de gases del hidrofinaoer diésel. Se observarán criterios de selección de máquinas de flujo para sistemas industriales, con el fin de reunir criterios para detectar el equipo óptimo para esta posición en la planta.

El Capítulo 2 se determinan los parámetros de flujo y carga para la operación actual con estrangulamiento y la máxima eficiencia con las descargas completamente abiertas. Utilizando equipamiento especializado fueron tomados los valores de temperatura al modo de operación actual (con estrangulamiento) y las vibraciones con máxima eficiencia serán comparados con los valores del equipo estrangulado.

En el capítulo 3 se realiza la selección de la opción más eficiente según los resultados obtenidos en la investigación mediante un análisis de costos y un estudio de factibilidad económica de las mejoras propuestas. Todo esto permite arribar a las conclusiones sobre el problema planteado para la investigación y emitir las recomendaciones pertinentes posibles a aplicar en la entidad.

En los anexos podemos encontrar el glosario de términos utilizados en la investigación.

Capítulo: 1



Capítulo 1. Análisis bibliográfico sobre sistemas de bombeo y su eficiencia en los procesos.

En este capítulo se analiza la teoría relacionada con los equipos de bombeo y su eficiencia. Además, se caracterizan las particularidades de las máquinas centrífugas para el trasiego de diferentes fluidos. Se analizarán las características del sistema de tuberías y la bomba que realizan la función del lavado de gases del hidrofinaor diésel. Se observarán criterios de selección de máquinas de flujo para sistemas industriales, con el fin de reunir criterios para detectar el equipo óptimo para esta posición en la planta.

1.1. Equipos de bombeo. Eficiencia.

Un equipo de bombeo es una máquina que absorbe energía mecánica que puede provenir de un motor eléctrico, térmico, u otra forma de energía mecánica, que transfiere a un fluido como energía hidráulica la cual permite que el fluido pueda ser transportado de un lugar a otro (Carter, 1968).

La eficiencia energética para equipos de bombeo, estaría en lograr aumentar el paso del fluido en un tiempo determinado, con el menor consumo de energía y esto se logra encontrando el punto de mayor desempeño. El desempeño óptimo del conjunto Sistema – Bomba se obtiene superponiendo la curva de operación del sistema sobre la curva de desempeño de la bomba” (Bachus y Custodio, 2003). El punto de mayor desempeño (BEP) es el indicador principal del uso eficiente de la bomba; “el BEP es la condición donde el fluido puede transitar por

la bomba sin ningún problema de perturbación, generando así que la bomba tenga mínimas pérdidas del fluido y de desgaste mecánico de sus partes” (Tuzson, 2000).

1.2. Clasificación de las bombas.

Las bombas se clasifican en dos grandes grupos: Bombas de Desplazamiento Positivo y Bombas Cinéticas. (Nelik, 1999), (Volk, 2005).

Las bombas de desplazamiento positivo suministran energía a un volumen determinado por cada ciclo de operación (Girdhar, 2005). Pueden subdividirse en otras clasificaciones como las que se adjuntan en la tabla 1.1.

Las razones para utilizar una bomba de desplazamiento positivo son, entre otras: bombear líquidos viscosos, bombear líquidos dosificados (por ejemplo, en industrias químicas o farmacéuticas) y/o bombear fluidos de alta y baja presión (Bachus, 2003).

Las bombas cinéticas se caracterizan por generar un aumento de la presión del fluido a bombear gracias a su componente dinámico principal (el impelente) y su componente estático principal (la voluta) convirtiendo la energía cinética en energía de fluido (Girdhar, 2005), también conocidas con el nombre de roto-dinámicas se dividen en: bombas centrífugas, bombas regenerativas y bombas de efectos especiales. Estas a su vez se subdividen en otras categorías las cuales se pueden observar en la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Clasificaciones de los tipos de bombas (Volk, 2005), (Karassik, 2008)y (Nelik, 1999).

Primer Nivel	Segundo Nivel	Tercer Nivel	Cuarto Nivel
--------------	---------------	--------------	--------------

Bombas de desplazamiento positivo	Reciprocantes	Operado por aire	Diafragma/pistón
		Vapor	Horizontal/vertical
		Potencia	Horizontal/vertical
		Volumen controlado	Horizontal/vertical
	Rotatorias	Tipo engranaje	Interna/externo
		Tipo lóbulos	Sencillo/múltiple
		Tipo de paleta	Álabes/Rodillos
		Tipo tornillo	Sencillo/múltiple
		Tipo pistón	Axial/radial
		Miembro flexible Pistón circunferencial	Tubo flexible/Paleta flexible Sencillo/múltiple
Bombas Cinéticas	Centrífugas	Impelente colgante	Acoples cerrados/separados
		Impelente entre cojinetes	Sencillo/múltiple
		Tipo turbina	Vertical/Axial o Mixto
	Turbina regenerativa	Impelente colgante	Sencillo/dos etapas
		Impelente entre cojinetes	Sencillo/dos etapas

Efecto especial

Centrífuga reversible

Carcasa rotatoria

1.2.1 Bombas de desplazamiento positivo.

Las bombas de desplazamiento positivo han sido diseñadas a lo largo de los siglos, en cada diseño el volumen es expandido y comprimido dentro de la cámara. Algunos diseños son muy simples, otros por su parte son un poco más complejos empleando elementos rotatorios.

Una bomba de desplazamiento positivo es aquella que desplaza (entrega) la misma cantidad de fluido por cada ciclo de rotación del elemento de bombeo. La entrega constante durante cada ciclo es posible gracias a las tolerancias que existen entre el elemento de bombeo y su contenedor (estator, bloque de pistones, carcasa, etc.). La cantidad de líquido (fuga interna) que pasa a través del elemento de bombeo en una bomba de desplazamiento positivo es mínima y despreciable en comparación con el caudal máximo teórico de la bomba y el volumen por ciclo permanece relativamente constante a pesar de los cambios de presión en el sistema. Vale destacar que, si la fuga interna es sustancial, es un indicativo que la bomba no está operando correctamente y posiblemente deba ser reparada o reemplazada.

La figura 1.1 muestra el principio de funcionamiento de una bomba de émbolo (pistón).

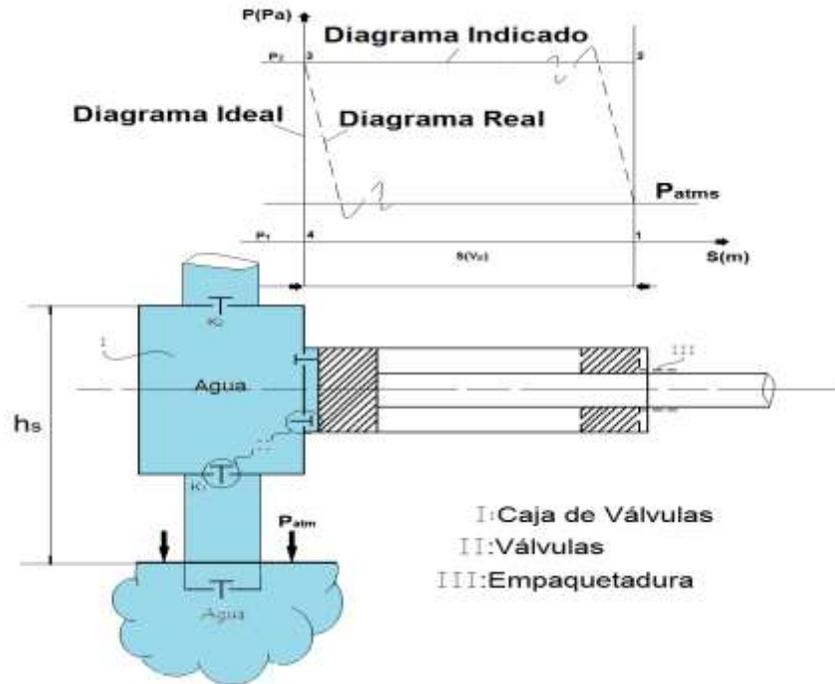


Figura. 1.1 Principio de funcionamiento de una bomba de émbolo (Borges y otros, 2016)

Según (Borges y otros, 2016) el ciclo de trabajo de la bomba de pistón es el siguiente:

- 4-1. Proceso de succión o aspiración $P=cte$.
- 1-2. Proceso de compresión o elevación de la presión. (Se incrementa la presión).
- 2-3. Proceso de descarga o impulsión del fluido $P=cte$.
- 3-4. Proceso de detrimento de la presión de succión. (Disminuye la presión).

Se pueden encontrar bombas de émbolos, engranes, paletas, tornillos etcétera. (Borges y otros, 2016)(Figura 1.2)

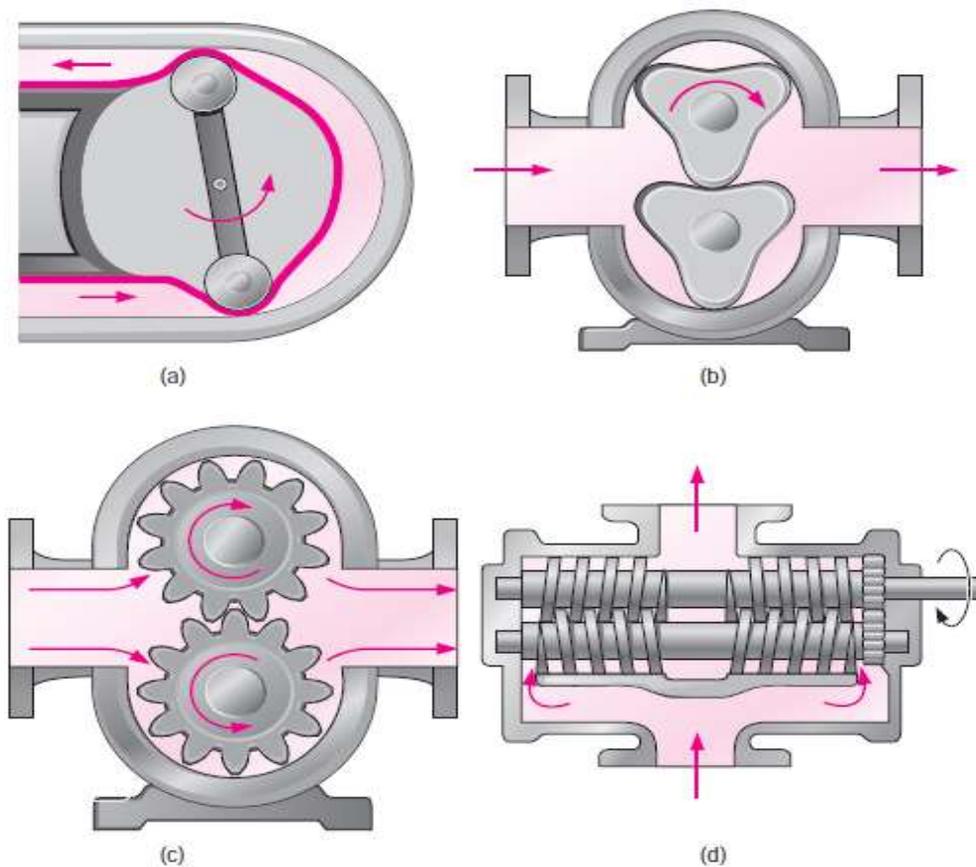


Figura 1.2 Ejemplos de bombas de desplazamiento positivo a) bomba peristáltica de tubo flexible b) Bomba rotatoria de tres lóbulos c) Bombas de Engranajes d) Bomba de doble tornillo. (Borges y otros, 2016)

Las bombas de desplazamiento positivo son ideales para aplicaciones de alta presión, para el bombeo de líquidos viscosos, así como aplicaciones donde se precisan una cierta cantidad de flujo. (Borges y otros, 2016)

La figura 1.3 describe por fases el funcionamiento de una bomba de desplazamiento positivo de dos lóbulos.

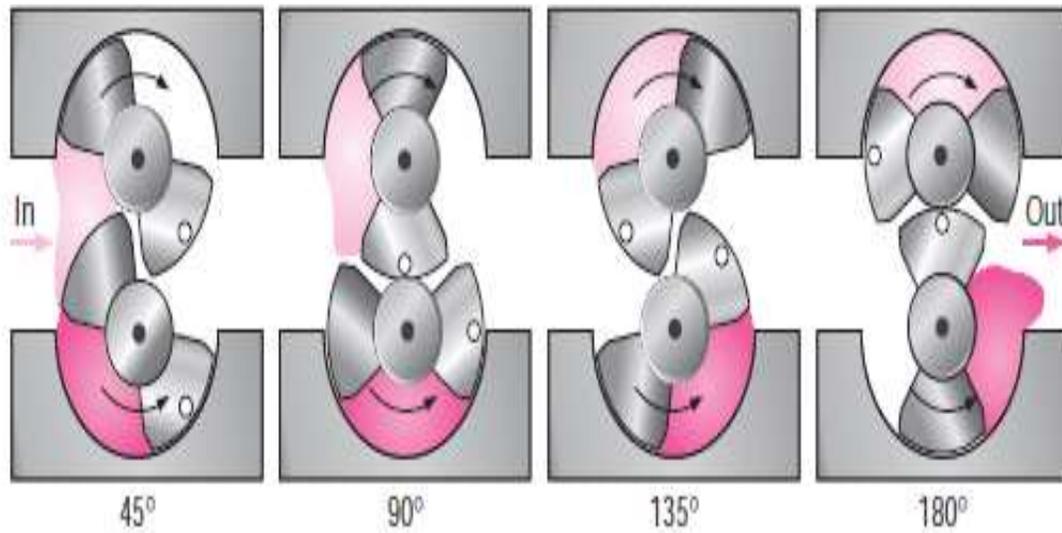


Figura. 1.3 Cuatro fases de una bomba de desplazamiento positivo de dos lóbulos, la parte clara representa la entrada del fluido por el rotor superior, así como la parte oscura la entrada por el inferior. (Borges y otros, 2016).

1.2.2 Bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas se pueden definir como un conjunto de elementos mecánicos donde un fluido ingresa por el eje y sale siguiendo una trayectoria periférica por la tangente. Las bombas centrífugas, aunque no son el único tipo de bomba que es posible encontrar, se estima que el 90 % de las bombas instaladas en una industria son de este tipo (Bachus, 2003).

1.2.2.1 Partes y componentes básicos de una bomba centrífuga.

A continuación, se presentan los componentes principales que posee una bomba centrífuga y su funcionamiento en la misma. Las ubicaciones de cada uno de estos componentes se observan en la figura 1.4

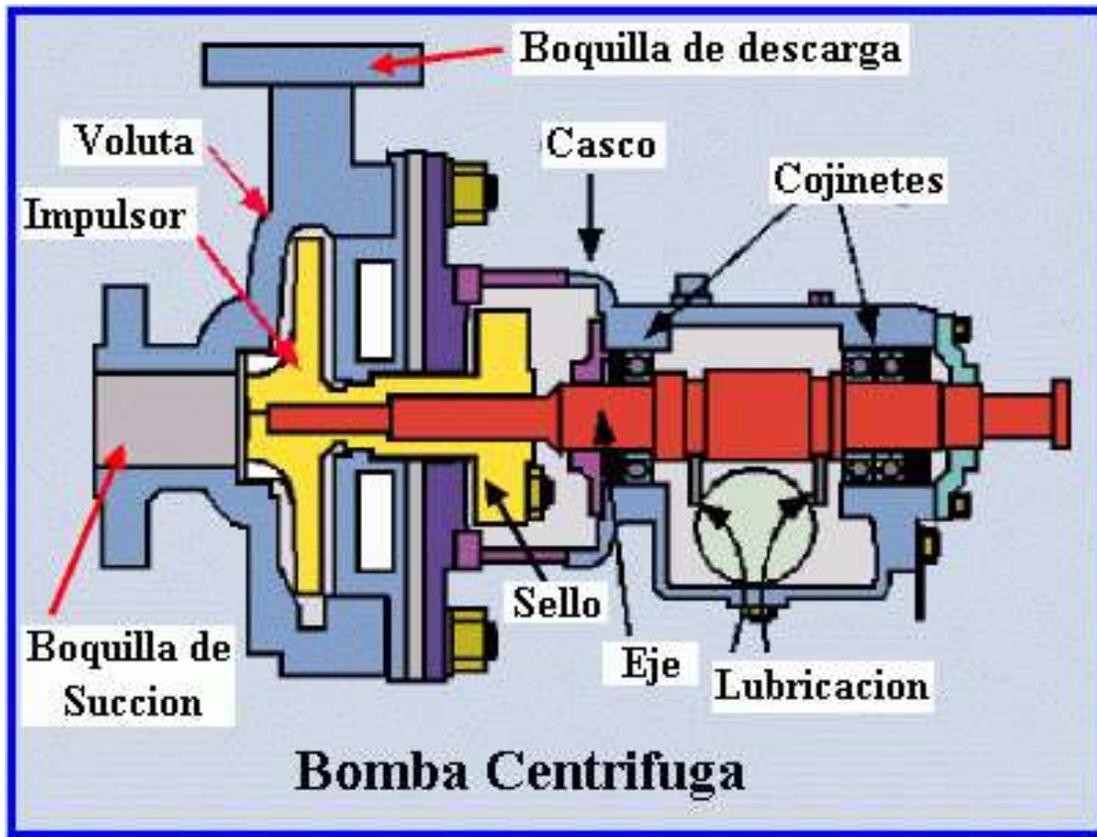


Figura 1.4 Posición de elementos básicos de una bomba centrífuga (Carter, 1968)

1.2.2.2 Elementos y funciones de una bomba centrífuga.

- Casco: Guía el líquido hacia el impulsor o impelente, recoge al líquido del impulsor y reduce su velocidad transformando parte de ella en presión. Los cascos pueden ser clasificados en dos tipos, de voluta y circular.
- Voluta: Los cascos de voluta proporcionan una mayor presión en la bomba. La voluta es un túnel circular que aumenta su área hacia la zona de descarga. Como el área de la sección transversal aumenta, la voluta disminuye la velocidad del líquido y aumenta su presión.

- Casco circular: Se usan para bajas presiones y altas capacidades. Los cascos de esta clase tienen paletas estacionarias alrededor de la periferia del impulsor denominadas difusores que convierten la energía cinética a energía de presión. Convencionalmente los difusores son aplicados a bombas de múltiples etapas. En muchos casos se acondiciona un difusor a la salida de la bomba para ayudar a aumentar la presión.
- Difusor: Porción de tubería que recoge al líquido que sale del impulsor, que conserva alta velocidad y puede resultar en alta fricción, pero debido al aumento de diámetro de esta porción de tubería (difusor) se reduce la velocidad del líquido.
- Empaquetaduras: Evitan las fugas del líquido.
- Cubierta: Cubre al casco y sostiene a los cojinetes.
- Árbol de transmisión: Mueve y sostiene al impulsor.
- Cojinetes: Soportan al rotor, impulsor y árbol de transmisión.
- Impulsor o Impelente: Entrega la energía al líquido por la acción de sus álabes es el único componente de la bomba que suministra energía al líquido.

Clasificación de los impelentes:

1. Basándose en la principal dirección del flujo con referencia al eje de rotación:
 - Flujo Radial.
 - Flujo Axial.
 - Flujo Mixto.
 2. Basado en el tipo de succión:
 - Simple succión: El líquido entra por un solo lado.
 - Doble succión: El líquido entra al impulsor simétricamente por los dos lados (lateral izquierdo y lateral derecho).
-

3. Basado en la construcción mecánica.

- Cerrado: Placas que encierran las paletas.
- Abierto.
- Semiabierto (tipo vortex).

1.3. Eficiencia en los sistemas de bombeo.

El diseño de un sistema de bombeo eficiente depende de la relación entre el caudal del fluido, el trazado de la tubería, la metodología de control y la selección de la bomba. El desempeño del conjunto Sistema de tuberías – Equipo de bombeo se obtiene superponiendo la curva de operación del sistema sobre la curva de desempeño de la bomba (Bachus, 2003).

El rendimiento total de una bomba centrífuga es definido por el caudal (Q), la carga (H) y la eficiencia (η). La curva característica de la bomba, identifica el comportamiento de esta en función del caudal, es recomendable el uso de la misma para identificar el punto donde la carga, el caudal entregado y la potencia consumida genera la mayor eficiencia que la bomba pueda entregar (Gülich, 2008)

Uno de los inconvenientes ocurridos en la industria es que las bombas trabajan por fuera de la zona BEP ocasionando muchas complicaciones tales como:

- Separación del flujo en los álabes, el difusor y la voluta lo cual causa recirculación.
- Deterioro de la eficiencia debido al desgaste de las piezas mecánicas, fuga de líquido y alto consumo eléctrico.
- Cavitación.
- Vibración excesiva.
- Oscilación resonante crecientes (en algunas ocasiones).
- Reducción de la vida de la bomba.

Esto ocurre a partir del cálculo de la velocidad específica; los valores numéricos de la velocidad específica son muy razonables y pueden ser necesarios para el diseño de parámetros para todos los tipos de bombas (Lobanoff, 1992).

Para la selección del modelo adecuado de bomba (una vez establecido el tipo de ésta) se recurrirá a las llamadas curvas características de la bomba, aportadas por el fabricante de las mismas. Se necesitan tres curvas diferentes:

- Las de caudal y carga de la bomba, llamadas curvas QH.
- Las de potencia del motor necesario, kW
- Las de Carga Positiva Neta de Aspiración Requerida (NPSHr)

Las curvas características se construyen normalmente mediante pruebas realizadas con agua, por lo que sus datos se deben recalcular si se van a bombear líquidos con otras propiedades físicas.

1.4. Estudios y recomendaciones para el análisis del conjunto sistema de tuberías - equipos de bombeo.

El modo de proceder, en el caso de las bombas centrífugas, para el empleo de estas curvas es el siguiente:

- 1) Conocer el fluido a bombear, la temperatura de bombeo y las propiedades físicas del fluido (densidad y viscosidad) a dicha temperatura.
- 2) Establecer el caudal volumétrico a desarrollar (m^3/h).
- 3) Conocer la carga de la bomba, para lo que hay que determinar previamente las alturas totales de impulsión y aspiración.
- 4) Con la carga y el caudal que se precisan se ha de acudir a la curva Q vs H y, fijando estas dos magnitudes, determinar el diámetro del rodete, que en caso de no resultar un valor exacto nos llevaría a escoger el valor mayor más cercano.

5) Con el diámetro de rodete determinado y el caudal, en la curva de potencia se determina el consumo de la bomba. El valor leído en la curva ha de incrementarse en un 15% como margen de seguridad.

6) Finalmente y en la curva de NPSHr se determina dicho valor, para el caudal desarrollado.

Numerosas empresas apuestan por mejorar la eficiencia en instalaciones que transportan fluidos_(Efinétika, 2014).

En todos los edificios y plantas industriales de diferentes sectores y actividades se encuentran casi siempre circuitos e instalaciones de fluidos. Dichos circuitos tienen un considerable consumo eléctrico, lo que se traduce en costes energéticos y su correspondiente contaminación. La importancia que reciben dichas instalaciones debería ser la misma que cualquier otra y, por lo tanto, aplicar la “eficiencia energética” y darle solución de la mejor manera posible, con análisis exhaustivos, estudios de funcionamiento particulares en instalaciones, ideando propuestas de mejora e incorporando desarrollos propios (Efinétika, 2014).

La disminución del consumo energético en estas instalaciones se considera que puede realizarse mediante dos aspectos:

- Por la disminución de consumos de agua como consecuencia de un mejor conocimiento de las necesidades de la instalación y los procesos.
- Por la correcta adecuación del sistema de recirculación de agua, y por la reestructuración, rediseño o modernización del sistema de bombeo.

1.4.1. Problemas que suelen presentarse en el manejo de fluidos.

Lo más habitual en una instalación hidráulica o de cualquier otro sistema, es tener el sistema de bombeo trabajando en un punto de operación inadecuado, trabajando de manera ineficiente. En general se utilizan válvulas para regular el caudal o, en el mejor de los casos, variadores de frecuencia. La figura 1.5 muestra la diferencia en cuanto a potencia demandada al utilizar como métodos tanto los

variadores de frecuencia o la regulación por estrangulamiento. En la figura antes mencionada, se observa como con el estrangulamiento se modifica la curva del sistema aumentando la carga en el mismo, mientras que la regulación de la velocidad provoca cambios en la curva de la máquina y mantiene la del sistema.

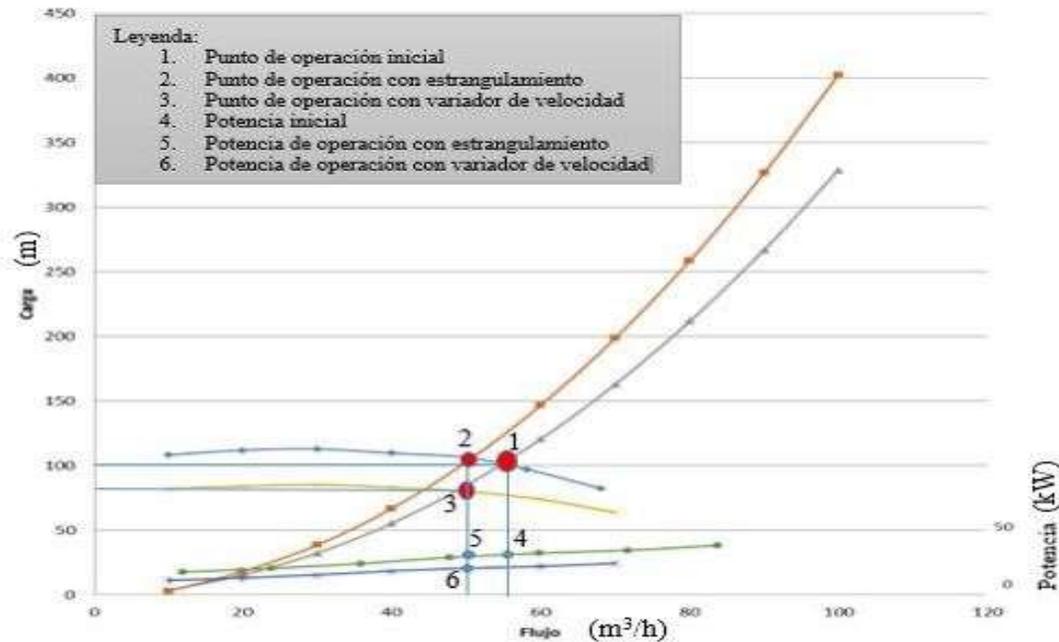


Figura 1.5 Variaciones en el punto de operación utilizando variadores de frecuencia y regulación por estrangulamiento. (Elaboración propia)

1.4.2. Métodos de regulación de flujo y eficiencia.

El método más habitual de regulación de caudal se realiza mediante la manipulación de válvulas en la instalación. Este método conlleva una grave penalización, ya que cuando se cierra una válvula esta provoca una marcada pérdida de presión, que se traduce en pérdidas energéticas.

Para mejorar la eficiencia respecto al punto anterior, normalmente se procede a la colocación de variadores de frecuencia en el sistema de bombeo. Un variador de frecuencia es un dispositivo electrónico que modifica la velocidad del motor asincrónico que mueve los álabes de la bomba con la finalidad de adecuar la

velocidad a la necesidad mayor o menor de caudal. Cabe la posibilidad de variar la frecuencia manualmente para ajustar el punto de operación deseado, o bien, implementando un autómatas que, mediante realimentación en lazo cerrado, varíe la velocidad en función de los requerimientos. La primera posibilidad es eficaz en instalaciones con un caudal fijo, la segunda sería la más óptima en instalaciones con caudal variable (Efinética, 2019).

La utilización de variadores de frecuencia es un método muy eficiente ya que no se regula a base de pérdidas, sino a partir de la potencia entregada al motor de la bomba. No obstante, se debe trabajar en un rango de rendimientos similares al punto de operación inicial. Dicho punto de operación habitualmente se encuentra desplazado respecto al de rendimiento óptimo (Efinética, 2019).

Esta desviación puede tener diversos motivos, como el desgaste de la bomba, la modificación de la instalación, la adición de nuevos puntos de consumo, etc.

Otras formas de regulación de flujo menos utilizadas pero que también se pueden llevar a cabo, por poseer una serie de ventajas con ciertos inconvenientes, por lo que se recomiendan para casos muy concretos son las siguientes:

1. En algunas instalaciones se utilizan prerrotadores para redireccionar el flujo aportándole cierta angulación en la entrada para una mejor adaptación con los álabes del impelente. Siempre será mucho más eficiente un variador de frecuencia (aunque más costoso). Los prerrotadores son una solución más eficiente que las válvulas y con respecto a un variador se podría decir que es una solución de bajo costo (Efinética, 2019).
 2. El recorte del impelente reduce mucho más la salida de la presión que el caudal. Sin embargo, la resistencia del sistema interactúa con la presión de la bomba para determinar el caudal actual del sistema. Teniendo en cuenta que la reducción del diámetro no es excesiva, las pérdidas por eficiencia son moderadas y la reducción de la potencia de la bomba es sustancial (Wulfinghoff, 1999).
-

3. Las válvulas de estrangulamiento en la descarga de la bomba, este método es menos eficiente que el recorte del impelente, sin embargo, es más sencillo y es reversible. La mayor desventaja de este método es que ofrece un ahorro energético relativamente pequeño. En una situación dada el recorte del impelente ahorra mucha más energía (Wulfinghoff, 1999).

1.4.3. Recomendaciones para aumentar la eficiencia en sistemas de bombeo.

En el caso de la regulación por válvulas, se recomienda en primer lugar colocar un variador de frecuencia que sustituya la válvula, de esta manera evitar las grandes pérdidas en la relación flujo-potencia que provoca esta. Ahora, si se quiere adecuar el funcionamiento de la bomba al punto de operación de mayor rendimiento, se deben estudiar la curva de la instalación y clasificarla (Efinétika, 2019).

En una instalación, cuanto más fuerte es la relación entre la presión, la altura y el caudal, se dice que la instalación tiene un mayor grado de resistividad.

Si la curva de la instalación es fuertemente resistiva se debe analizar la modificación de la curva de la bomba para desplazarla a la izquierda hacia el punto de operación más eficiente, si, al contrario, es poco resistiva, se debe modificar de cara a un desplazamiento hacia la derecha, de nuevo el punto de mayor rendimiento de la bomba.

Esta solución se puede llevar a cabo con la colocación de una bomba auxiliar, ya sea en serie o en paralelo (según el caso), con la bomba principal. La bomba auxiliar será aproximadamente entre 3 y 6 veces más pequeña que la bomba principal (Efinétika, 2019).

El ahorro energético con una bomba auxiliar puede oscilar, según el estado de la instalación y del sistema de bombeo, desde apenas nada hasta un 20-25% en casos extremos donde este muy alejado del funcionamiento óptimo. Este ahorro

se sumará (en gran parte) al conseguido por un variador de frecuencia (20-50%) dependiendo del estado de la instalación (Efinética, 2019).

En conclusión, si se dispone de una instalación, ya sea de fluidos como de gases, y se quiere ahorrar tanto en agua como en energía eléctrica, se debe estudiar el acoplamiento de un variador de frecuencia. Si, además, la instalación lleva varios años en funcionamiento y/o se han realizado modificaciones en ella, una buena forma de optimizarla es añadir una bomba auxiliar para llevarla al punto de operación maximizando el ahorro energético y además reducir el esfuerzo que realiza la bomba principal, aumentando así su tiempo de vida útil.

1.4.4. Reducción del consumo de energía en equipos de bombeo. Uso de la regulación para reducir consumo.

Los sistemas de bombeo representan el 20% de la energía mundial consumida por motores eléctricos y entre el 25% y el 50% de la energía total usada en la industria. Existen oportunidades significantes para reducir el consumo energético de los sistemas de bombeo a través de diseños inteligentes, adaptaciones y prácticas operacionales. Particularmente muchas aplicaciones de bombeo con requerimientos de servicio variable ofrecen grandes ahorros. Los ahorros pueden incluir mejoramientos en el desempeño, en la confiabilidad y reducir el ciclo de costo de vida (Hydraulic Institute, 2004).

De acuerdo con Kaya (2008), se puede ahorrar hasta un 30% de la energía consumida por la bomba, dependiendo del diseño y la selección de la misma. A partir de esta información se han desarrollado diferentes análisis para calcular sistemas más eficientes tanto en la producción como en la operación de la bomba. El tema de la eficiencia energética ha llegado inclusive a ser parte de las leyes gubernamentales en muchos países, por ejemplo, en Estados Unidos existe la necesidad de etiquetar toda bomba que consuma una potencia mayor que 2.5 kW.

Las bombas construidas en Alemania tienen la obligación de ser etiquetadas con una letra; indicando la eficiencia energética de la misma (Kaya, 2008).

Lo anteriormente expuesto indica una fuerte tendencia hacia el ahorro de energía a nivel mundial causando que los usuarios de bombas solo adquieran equipos de alta eficiencia y que el mercado sea dirigido hacia la eficiencia energética. Las mayores oportunidades de ahorro en los sistemas de bombeo se presentan en la tabla 1.2. Por lo general implican cambios en el control del sistema o de la bomba o inclusive ambos. Sin embargo, realizar cambios significativos al sistema de tubería y otros equipos en los sistemas existentes en la actualidad no es viable económicamente.

Tabla 1.2. Oportunidades de ahorro en sistemas existentes (Hydraulic Institute, 2006).

Medidas de eficiencia	Rango de ahorros (% de energía del sistema)
Reducir los requerimientos globales del sistema	5-20
Igualar el tamaño de la bomba con la carga	10-30
Reducir o controlar la velocidad de la bomba	5-50
Comprar componentes	1-3
Operación y mantenimiento	1-5

Si todas las industrias implementaran estas medidas, los ahorros obtenidos podrían equivaler sobre una base promedio de 28 000 GWh/año. Este potencial de ahorro energético es de gran significancia en los costos de las plantas industriales para sus dueños/operadores.

Para maximizar la eficiencia del sistema de bombeo, la bomba debe estar operando en su punto de mejor desempeño o BEP según (Hydraulic Institute, 2006). Teniendo en cuenta que la mayoría de las bombas son sobredimensionadas por el diseñador, se recomienda que el punto de operación de una bomba debe estar lo más cercano posible hacia el lado izquierdo de su punto de máxima eficiencia (BEP) en la curva de la bomba (Volk, 2005).

(Hydraulic Institute, 2008) recomienda minimizar el consumo energético de los sistemas de bombeo al seleccionar una bomba tal, que la curva del sistema intercepte la curva de la bomba dentro de un 20% de su BEP, además se debe elegir un impelente de rango medio de tal forma que pueda ser recortado o reemplazado en caso de presentarse requerimientos de flujos mayores o menores. Por otra parte, una propuesta para un nuevo diseño del sistema de bombeo es igualmente importante y a menudo pasada por alto.

Una aplicación incorrecta de las bombas afecta directamente el costo operativo de los sistemas de bombeo. Una bomba forzada a operar más lejos de su BEP incrementa los costos de la energía y mantenimiento y acorta su vida útil.

1.5. Sistema de tuberías-equipos de bombeo del sistema de lavado de gases de la planta de hidrofinación diésel.

En el Anexo 1 muestra un esquema simplificado del sistema de agua de lavado de la planta de hidrofinación de diésel. La bomba succiona de un tanque a razón de 23 m³/h y posee dos tomas de descarga, una de ellas envía directamente 6 m³/h agua a una placa de orificios antes de alimentar el ducto por donde se trasladan los gases del hidrofinador. La segunda toma de descarga es una recirculación que envía los 17 m³/h restantes de vuelta al tanque. El primer problema detectado es un bombeo excesivo de agua ya que el proceso solo requiere 6 m³/h para mantenerse estable, y para lograr esto la válvula de descarga que va al plato de orificios debe estar cerrada parcialmente.

1.6. Criterios para selección de bombas en función de las características demandadas por los sistemas industriales.

La selección de la bomba a utilizar en un sistema industrial determinado es muy importante. En los diagramas que se muestran en las figuras 1.6, 1.7 y 1.8 se exponen criterios de selección de bombas a partir del conocimiento de los valores de carga y caudal.

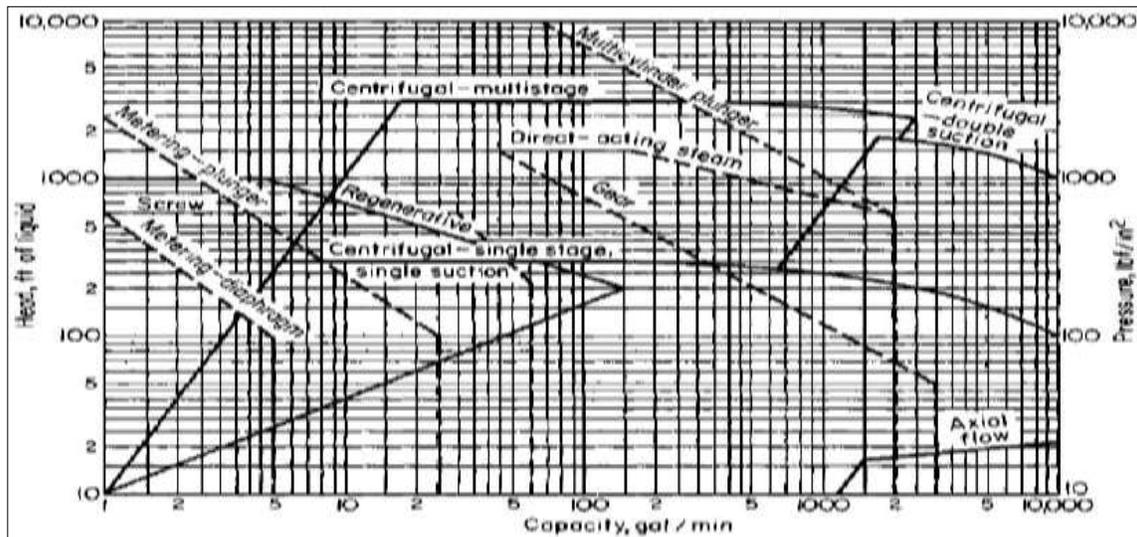


Figura 1.6 Criterios de selección de bombas (Acosta Azevedo, 1975)

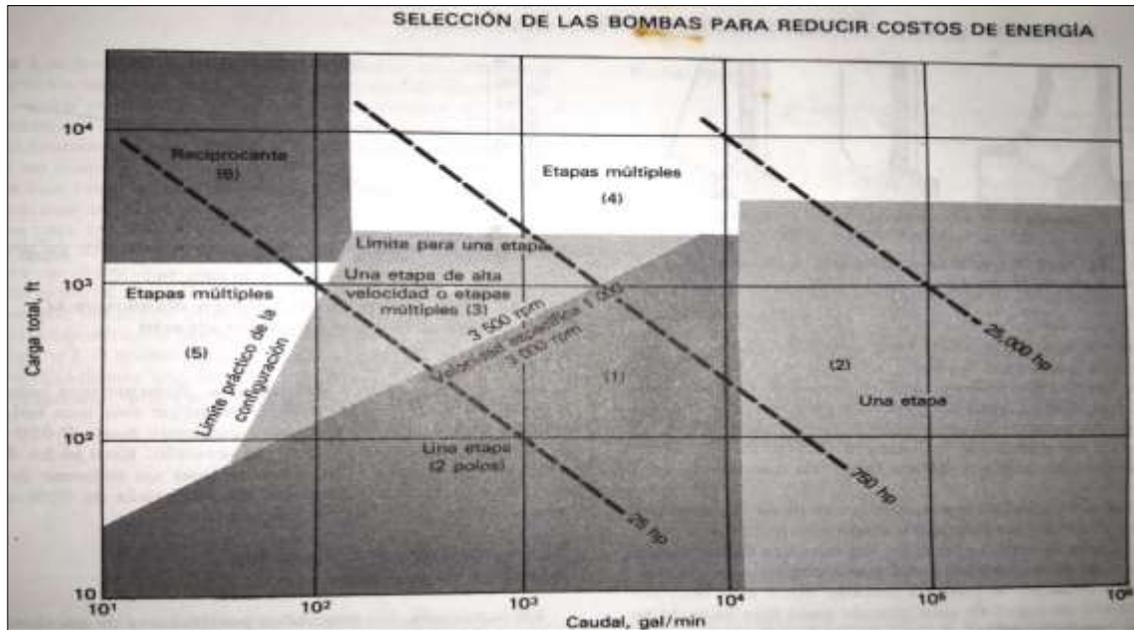


Figura 1.7 Criterios de selección de bombas. (Yassuda Acosta, 1966)

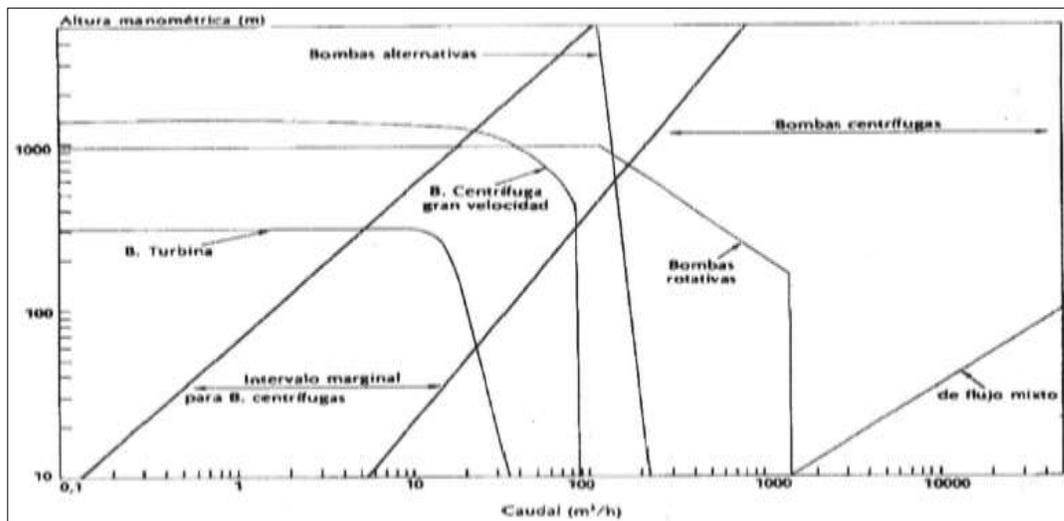


Figura 1.8 Criterios de selección de bombas. (McNaughton, 1996)

Según Kuszczewski podemos tener un criterio más general para la selección de las bombas como se muestra en la tabla 1.3.

Tabla. 1.3 Propiedades generales de las bombas. (Kuszczewski, 1999)

PARÁMETRO	BOMBAS VOLUMÉTRICAS	BOMBAS ROTODINAMICAS
Altura de elevación:	Media y alta	Baja y media
Capacidad (gasto)	Poco	Medio y grande
Auto succión:	Buena	Falta (con excepción de bombas especiales de auto succión)
Velocidad (rpm)	Baja	Media y alta
Peso de máquina por unidad del producto (gasto)	Grande	Chico

En la tabla 1.4 se muestra otro ejemplo de criterios de selección de bomba, conociendo los valores de caudal, altura de elevación, en esta se muestran además los rangos de potencia y rendimiento por tipo de bomba.

Tabla 1.4 Criterios de selección a partir de datos generales de las bombas, según, (Kuszczewski, 1999).

TIPO DE BOMBA	GASTO (m ³ /h)	ALTURA DE ELEVACIÓN (m)	POTENCIA DE LA BOMBA (hp)	EFICIENCIA (η)

Volumétricas de desplazamiento, de alta presión.	de	1 - 30	1600 - 6400	10 – 600	0,65 – 0,78
Volumétricas de desplazamiento, de media presión.	de	1 - 100	40 – 1600	0,5 – 90	0,5 – 0,72
Rotodinámicas, de auto-succión	de	1 - 30	10 - 100	1 - 18	0,3
Centrífugas de un paso	de un	6 - 500	4 – 120	0,4 – 300	0,4 – 0,78
Centrífugas de un paso y rodete doble	de un	500 - 40000	16 - 100	60 – 15000	0,73 – 0,9
Centrífugas, radio-axiales.	radio-	250 - 50000	6 – 40	10 – 8000	0,65 – 0,9
Rotodinámicas, axiales.		250 -80000	2 – 20	10- 5000	0,65 -0,88
Centrífugas, de varios pasos.	de	30-500	160 - 1800	70 – 500	0,6 -0,82

Observando los criterios de selección que se muestran en las tablas 1.3, 1.4 y gráficos de las figuras 1.4, 1.5 y 1.6 se deduce que para un flujo de 2 a 6 m³/h y una carga de 520 m se recomienda una bomba volumétrica de pistón.

1.7. Conclusiones parciales del capítulo.

- Podemos concluir que el método de regulación por estrangulamiento utilizado para el sistema de lavado de gases del hidrofinaor diésel es el menos eficiente pues el sistema trabaja alejado al punto de operación adecuado, con el cual se modifica la curva del sistema aumentando la carga del mismo.
- La bomba centrífuga utilizada según el análisis realizado se encuentra sobredimensionada, pues el flujo requerido se encuentra por debajo del flujo óptimo de operación de la bomba llevando a un aumento del consumo del motor en su funcionamiento normal.
- Según los criterios de selección analizados la bomba ideal para el lavado de gases del hidrofinaor diésel es una bomba de desplazamiento positivo de tipo pistón.

Capítulo: 2



Capítulo 2. Análisis del punto de operación, temperatura y vibraciones para el caso en estudio y metodología de cálculo.

En este capítulo se determinan los parámetros de flujo y carga para la operación actual con estrangulamiento y la máxima eficiencia con las descargas completamente abiertas. Utilizando equipamiento especializado fueron tomados los valores de temperatura al modo de operación actual (con estrangulamiento) y las vibraciones con máxima eficiencia serán comparados con los valores del equipo estrangulado.

2.1. Características de la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP y del producto a bombear.

La bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP ubicada en el título 300 de la planta combinada con posición P-01-321 tiene como función el lavado con agua del gas hidrogenado en la planta de hidrofinación de diésel. Como se muestra en la figura 2.1 la bomba centrífuga usada es una bomba multietápica del tipo partida axialmente. En la figura 2.2 se muestra una vista en corte de la bomba, donde se aprecia sus partes componentes.



Figura 2.1. Bomba centrífuga multietápica modelo: НПС 65/35-500 -1B-COP

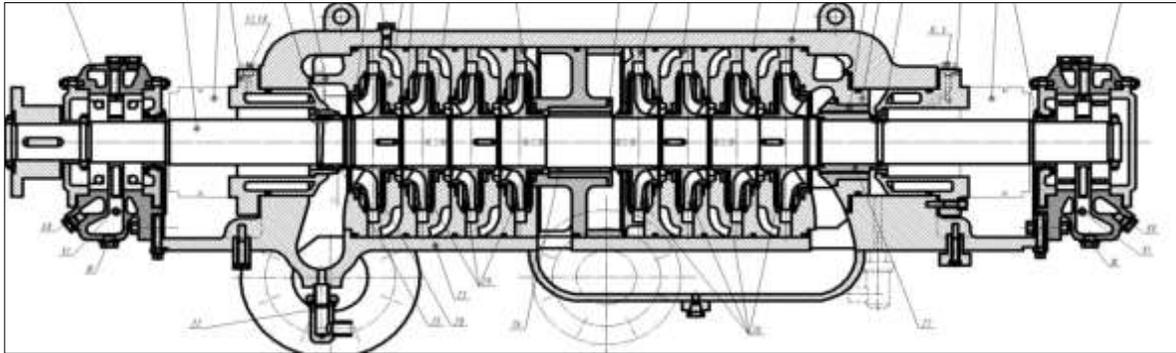


Figura 2.2. Vista en corte de la bomba centrífuga multietápica modelo: **НПС 65/35-500 - 1B-COP**

Los datos técnicos de la bomba P-01-321 se muestran en la tabla 2.1 la cual muestra los parámetros del fabricante que se ajustan al diseño original del proceso para el cual fue diseñado.

Tabla 2.1 Datos técnicos de la bomba centrífuga modelo: НПС 65/35-500, P-01-321.

Datos técnicos de la bomba, P-01-321

Fabricante	URSS
Año fabricación	1980
Temperatura del fluido, °C.	40
Tipo de Rotor	1B
Caudal de trabajo, m ³ /h.	60
Caudal en el punto de máxima eficiencia, m ³ /h	55
Carga, m	520
Presión de descarga, kgf/cm ² .	52

Potencia nominal del motor eléctrico, kW.	160
Velocidad medida en el eje de la bomba, rpm	3585
Cantidad de rotores	8
Tipo de acoplamiento,	Directo por acoplamiento estriado, tipo Falk.
Diámetro exterior de los rotores:	
Impelente No. 1, mm.	210
Impelente No. 2-8, mm.	207,6

Las características del fluido a bombear para cumplir con los requerimientos del proceso se describen en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Características del condensado de vapor de agua a 40°C, obtenidas del análisis de laboratorio.

Propiedades del condensado de vapor de agua a 40°C

Dureza Total, meq/l	17,89
PH	6,17
Alcalinidad Total, meq/l	31,91
Cloruros Total, mg/l	6,12
Conductividad, μ S/cm	148

Sólidos totales disueltos, mg/l	96,72
Densidad, kg/m ³	1000
Viscosidad, m ² /s	1x10 ⁻⁶

2.2. Corrección de las curvas características al fluido y las revoluciones de trabajo según las curvas del fabricante.

Teniendo en cuenta que la velocidad de rotación es constante, 3585 rpm se calcularon los valores de carga y caudal mediante las leyes de semejanza.

A partir de las ecuaciones de semejanza se calcularon los nuevos valores de H (Q) de la bomba centrífuga introduciendo las mismas en el programa Microsoft Excel. En las tablas del anexo 2 se exponen los resultados del cálculo las curvas que generan las figuras 2.4 y 2.5 para ambos ramales velocidad de constante de 3585 rpm.

$$N_2 = \frac{(n_2)^3}{(n_1)^3} N_1 \quad \text{Ec.2.1}$$

$$Q_2 = \frac{n_2 * Q_1}{n_1} \quad \text{Ec.2.2}$$

$$H_2 = \frac{(n_2)^2 * H_1}{(n_1)^2} \quad \text{Ec.2.3}$$

En la figura 2.3 se muestran las curvas características de la bomba centrífuga НПС 65/35-500 -1В-СОР, según el fabricante para agua a temperatura ambiente y 2 950 rpm.

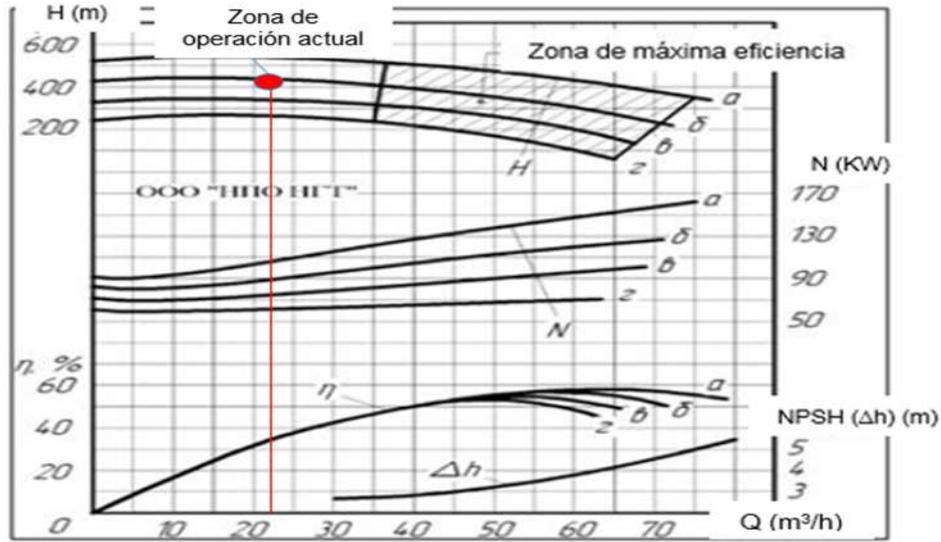


Figura 2.3 Curvas características de la bomba centrífuga НПС 65/35-500 -1B-COP (Группа ГМС, 1981).

En la figura 2.4 se muestra la curva de Q vs H y la figura 2.5 la curva característica de Q vs N de la bomba centrífuga НПС 65/35-500 -1B-COP ajustada a la velocidad de trabajo, 3585 rpm.

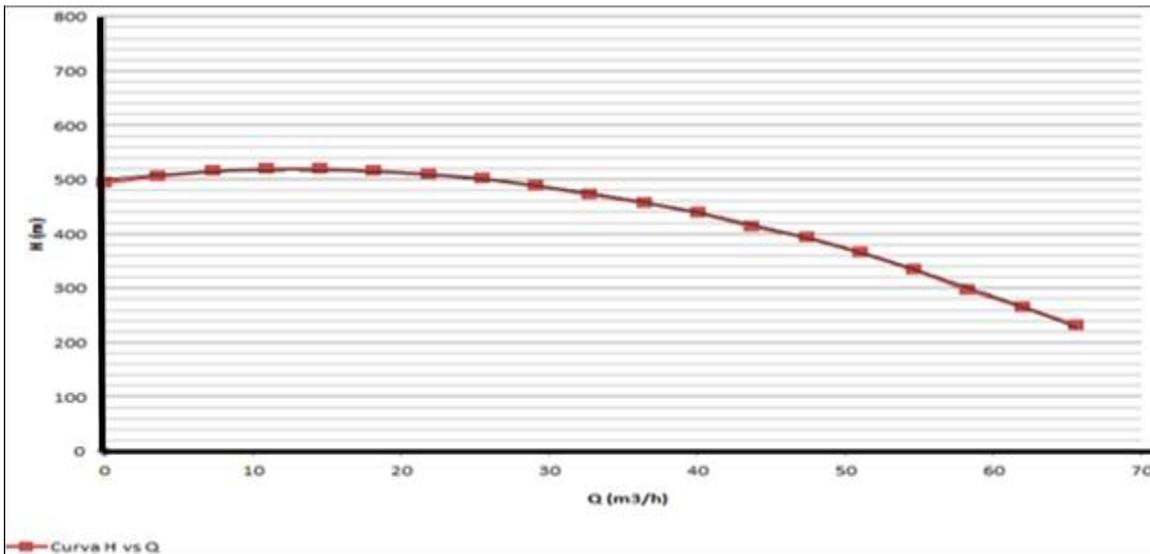


Figura 2.4 Curva Q vs H de la bomba centrífuga ajustada a la velocidad constante, 3585 rpm.

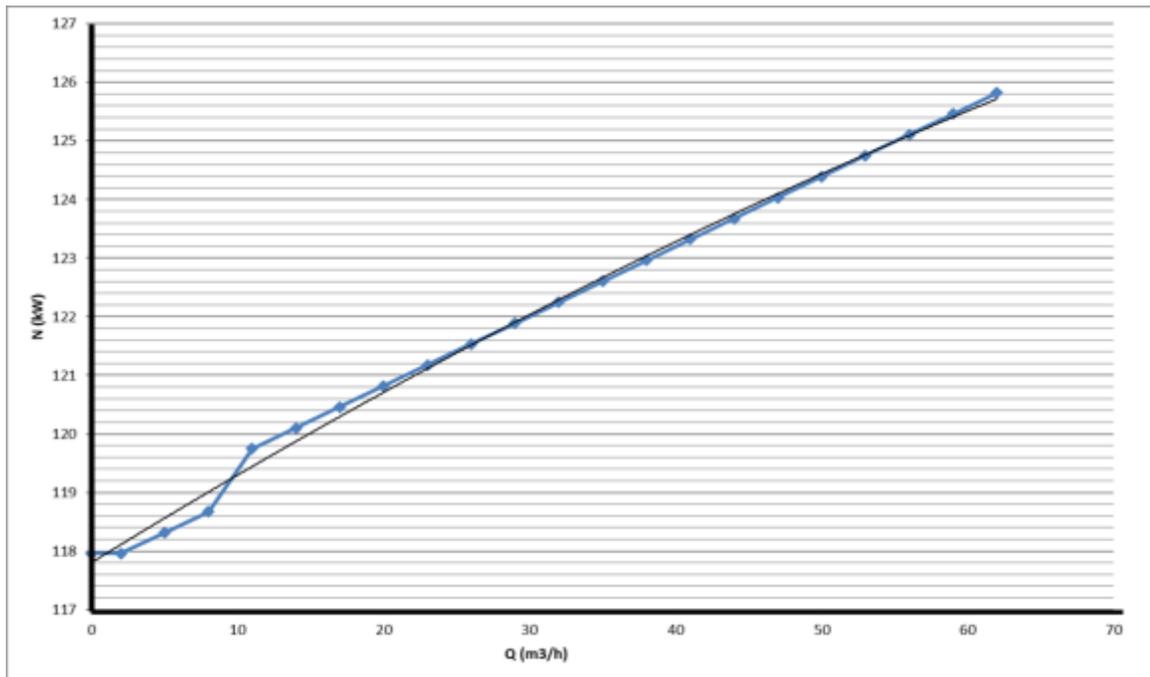


Figura 2.5 Curva de la nueva función de potencia contra flujo, Q vs N a la velocidad constante de 3585 rpm.

2.3. Metodología de cálculo para determinar el punto de operación para alcanzar la máxima eficiencia.

Para obtener el punto de operación es necesario superponer las curvas de la máquina modificadas en el acápite anterior y la curva del sistema, con el objetivo de obtener el punto de máxima eficiencia. A continuación, en la tabla 2.3 se muestran las características generales del sistema:

Tabla 2.3 Características generales del sistema.

Características	Descripción
Diámetro de la línea de succión, m	0,101
Diámetro de la línea de descarga, m	0,050

Longitud de la línea de succión, m	22,23
Longitud de la línea de descarga, m	101
P _A - Presión en el depósito de la succión, kgf/cm ²	1,003
Presión manométrica en el depósito de descarga, kgf/cm ²	31 - 35
Altura del líquido en el depósito de succión (Z ₂), m	4
Altura de la entrada del líquido bombeado a la línea de gas (Z ₁), m	14

Para evaluar el comportamiento del fluido desplazándose a lo largo del sistema de lavado de gases del hidrofinao y determinar el punto de operación se puede utilizar la Ecuación de Bernoulli (Anexo 1 es un apoyo gráfico):

Tabla 2.4 Ecuaciones para obtener el punto de operación

Parámetro (Referencia bibliográfica)	Ecuación	Número
Ecuación de Bernoulli (Suárez & Borges, 2020)	$\frac{P_1}{\rho * g} + Z_1 + \alpha \frac{v_1^2}{2g} + \Delta h = \frac{P_2}{\rho * g} + Z_2 + \alpha \frac{v_2^2}{2g} + h_f$	Ec.2.4
Número de Reynolds (Adefemi Adeodu y otros, 2020 https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.03.125)	$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu}$	Ec.2.5
Factor de fricción (Suárez & Borges, 2020)	$f = \frac{1.325}{(\ln(\frac{\epsilon}{3.7 * D} + (\frac{5.74}{R^{0.9}})))^2}$	Ec.2.6

Velocidad del fluido $v = \frac{Q}{A}$ Ec.2.7
(Adefemi Adeodu y otros, 2020
<https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.03.125>)

En el anexo 3 se define el glosario de términos para la comprensión de las ecuaciones empleadas para la realización de los cálculos necesarios para realizar la evaluación del conjunto bomba sistema de tuberías para el lavado de los gases de la planta de hidrofinación de diesel.

Consideraciones:

$$V_2 = 0$$

La velocidad en ese punto puede despreciarse ya que es un depósito de grandes dimensiones.

$$P_2 = P_{\text{atm}}$$

$$H_2 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 - Z_2 + \sum hf \quad \text{Ec.2.8}$$

El término de las pérdidas queda:

$$\sum hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \cdot (k_1 + k_2 + \dots k_3) \quad \text{Ec.2.9}$$

Donde k_1 ; k_2 ; ...; k_3 son los coeficientes de pérdida en accesorios obtenidos experimentalmente.

Escribiéndolo en función del caudal:

$$Q = v \cdot A \rightarrow v = \frac{Q}{A} \rightarrow v^2 = \frac{Q^2}{A^2} \quad \text{Ec.2.10}$$

Sustituyendo la ecuación 6 en 7:

$$\sum hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{Q^2}{2gA^2} + \frac{Q^2}{2gA^2} \cdot (k_1 + k_2 + \dots k_3) \quad \text{Ec. 2.11}$$

Estableciendo las constantes K_1 y K_2 .

$$K_1 = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2gA^2} \quad \text{Ec. 2.12}$$

$$K_2 = \frac{1}{2gA^2} \quad \text{Ec.2.12}$$

Sustituyendo 9 y 10 en:

$$\sum hf = K_1 Q^2 + K_2 Q^2 x(k_1 + k_2 + \dots k_3) \quad \text{Ec. 11}$$

$$\sum hf = Q^2 [K_1 + K_2 x(k_1 + k_2 + \dots k_3)] \quad \text{Ec. 12}$$

Sustituyendo en Ec 4:

$$H_2 = \frac{P_1}{\rho g} + Z_2 - Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + [K_1 + K_2 x(k_1 + k_2 + \dots k_3)] \quad \text{Ec. 13}$$

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + H_2 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + \sum hf \quad \text{Ec. 14}$$

Consideraciones:

$$V_2 = 0$$

La velocidad en ese punto puede despreciarse ya que es un depósito de grandes dimensiones.

$$P_2 = P_{\text{atm}}$$

$$Z_2 = Z_2$$

$$H_2 = \sum hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{Q^2}{2gA^2} + \frac{Q^2}{2gA^2} \cdot (k_1 + k_2 + \dots k_3) \quad \text{Ec.15}$$

Donde $\sum hf$ total son las pérdidas totales en todo el sistema (tubería recta más accesorios) del punto A hasta el mismo punto B.

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.

La curva del sistema queda definida por la carga estática total y las pérdidas de presión en el sistema de bombeo (carga dinámica).

Cálculo de las pérdidas de carga:

En La tabla 5 se muestran los valores experimentales medios de K, en función de:

P= Distancia de penetración de la compuerta en la sección supuesta circular, ofrecida por la válvula de paso del líquido, expresada en m.

D= Diámetro de esta sección (diámetro interior de la válvula) en m.

Tabla 5. Valores experimentales medios de K en válvula de compuerta. (Dirección General del agua de la región de Murcia, 2006).

p/D	1/8	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	7/8
K	0,15	0,26	0,81	2,1	5,5	17	98

En la tabla 6 se muestran los valores experimentales medios de K, en función de:

A= Área de la tubería, expresada en m².

B= Área del orificio, expresada en m².

Tabla 6 Valores experimentales de K para placa de orificio. (KSB Chile S.A., 2014).

A/B	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K	225,9	47,77	17,51	7,801	3,753	1,796	0,791	0,290	0,068

Velocidades de succión:

$$Q = A * V$$

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

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 0,0101^2}{4} = 0,008 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,015}{0,008} = 1,94 \text{ m/s}$$

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{V * D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,9425 \cdot 0,101}{0,000\ 001}$$

$$Re = 196\ 192,5$$

Rugosidad relativa:

$$\frac{E}{D} = 0,008$$

Coefficiente de fricción:

Para un Reynolds de 196 192,5 y un diámetro de 0,101 m se utilizó la ecuación siguiente:

$$f = 0,018 + \frac{1,7}{\sqrt{Re}}$$

$$f = 0,018 + \frac{1,7}{\sqrt{196\ 192,5}}$$

$$f = 0,022$$

Pérdidas de carga en tramos rectos.

Para determinar las pérdidas del tramo recto de succión fue empleada la ecuación Ec 6.

$$\sum hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$\sum hf = 0,022 \times \frac{22,23}{0,101} \times \frac{(1,94)^2}{2 \times 9,81}$$

$$\sum hf = 0,925$$

Pérdidas de carga en accesorios.

Para el cálculo de las pérdidas por accesorios se listan los accesorios de la línea de succión del sistema en la tabla 7.

Tabla 7 Cantidad de accesorios y pérdida de carga localizada en el tramo de succión.

Tipo de accesorio	Cant. Accesorios	Coef. K	Sud Total
Salida (tanque)	1	1	1
Reducción estrechamiento	1	0,1	0,1
Codo 90° soldado	7	1	7
Válvula corte abierta completamente	3	0,2	0,6
Válvula de cheque ≤ 200mm	0	1,5	0
TOTAL			8,7

$$\sum hf = \frac{v^2}{2g} x (k_1 + k_2 + \dots k_3)$$

$$\sum hf = \frac{1,94^2}{19,6} x (k_1 + k_2 + \dots k_3)$$

$$\sum hf = \frac{1,94^2}{19,6} x 8,7$$

$$\sum hf = 1,67 \text{ m}$$

$$\sum hf_{total} = 0,925 + 1,67 = 2,595 \text{ m}$$

Pérdidas de carga en la línea de descarga:

Velocidad de descarga:

$$Q = A * V$$

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

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 0,050^2}{4} = 0,001963 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,015}{0,001963} = 7,78 \text{ m/s}$$

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v * D}{\mu}$$

$$Re = \frac{7,78 * 0,050}{0,000001}$$

$$Re = 389242$$

Rugosidad relativa:

$$\frac{E}{D} = 0,016$$

Coefficiente de fricción:

Para un Reynolds de 389 242 y un diámetro de 0,05 m se utilizó la ecuación siguiente:

$$f = 0,0203 + \frac{1,7}{\sqrt{Re}}$$

$$f = 0,0203 + \frac{1.7}{\sqrt{389\,242}}$$

$$f = 0,023$$

Pérdida de carga en tramo recto:

Para determinar las pérdidas del tramo recto de succión se empleando la ecuación Ec 6.

$$\sum hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$\sum hf = 0,023 \times \frac{22,79}{0,05} \times \frac{(7,78)^2}{2 \times 9,81}$$

$$\sum hf = 32,45 \text{ m}$$

Pérdida de carga en accesorios:

En la Tabla 8 se listan los accesorios de la línea de descarga.

Tabla 8 Pérdida de carga localizada en el tramo de descarga.

Tipo de accesorio	Cantidad de accesorios	Coef. K	Sud Total
Entrada a tubo.	1	1	1
Reducción estrechamiento	1	0,1	0,1
codo 90° soldado	9	1	9

Válvula parcialmente cerrada	1	84	84
Válvula de cheque (50 mm)	1	1,5	1,5
TOTAL			95,6

$$\sum hf = \frac{v^2}{2g} x (k_1 + k_2 + \dots k_3)$$

$$\sum hf = \frac{7,78^2}{19,6} x (k_1 + k_2 + \dots k_3)$$

$$\sum hf = \frac{1,94^2}{19,6} x 95,6$$

$$\sum hf = 295,40 \text{ m}$$

Calculo de NPSH disponible (KSB Chile S.A., 2014):

$$\text{NPSH}_{\text{disp.}} = \frac{P_2 - P_v}{\delta g} x 10 + \Delta z - H_p$$

$$\text{NPSH}_{\text{disp.}} = \frac{1,033 - 0,075}{0,992} x 10 + 4 - 2,595$$

$$\text{NPSH}_{\text{disp.}} = 11,06 \text{ m}$$

Se determinó en la curva característica de NPSH (Q) de la bomba centrífuga el valor de $\text{NPSH}_{\text{req.}} = 3,2 \text{ m}$ para el punto de operación de máxima eficiencia, figura 2.3.

2.4. Análisis de la vibración en el punto de operación de la bomba en las condiciones actuales de estrangulamiento, bombeando por el Ramal I y el Ramal II y en condiciones de operación nominales.

Según la norma (API STANDARD 610, 2010) en su epígrafe 6.9.3 la vibración de la bomba centrífuga varía con el flujo usualmente con un mínimo de cercanía al punto de mejor eficiencia de flujo promedio y aumentando a medida que aumenta o disminuye el flujo. El cambio de vibración, dado que el cambio de flujo es variado desde la tasa del punto de mejor eficiencia, depende de la densidad de la energía de la bomba, su velocidad específica y la velocidad específica de succión. En general, el cambio de vibración aumenta con el aumento de la densidad de energía, mayor velocidad específica y mayor velocidad de succión.

Con estas características generales, la tasa de flujo de una bomba centrífuga en operación puede ser dividida en dos regiones, una llamada la de mejor eficiencia o región de operación preferida en la cual la bomba muestra baja vibración, la otra llamada la región de operación permitida, con los límites, ambos altos y bajos, definidas como aquellas tasas de flujo a los cuales la vibración de la bomba alcanza un mayor pero aun aceptable nivel.

Tabla 9. Valores de la vibración medidos en la bomba y el motor en condiciones de operación bajo estrangulamiento a 23 m³/h.

Equipo	Punto de medición	Medición en la dirección radial horizontal.	Medición en la dirección radial vertical.	Medición en la dirección axial.
MOTOR	1	2,8	1,1	0,98
	2	1,8	1,9	1,2
BOMBA CENTRÍFUGA	3	7,4	6,9	5,2
	4	8,9	7,1	6,3

Tabla 10 Valores de la vibración medidos en la bomba y el motor en condiciones de operación a máxima eficiencia.

Equipo	Punto de medición	Medición en la dirección radial horizontal.	Medición en la dirección radial vertical.	Medición en la dirección axial.
MOTOR	1	2,5	0,96	0,32
	2	1,1	0,93	0,65
BOMBA CENTRÍFUGA	3	4,2	3,4	1,6
	4	3,8	2,3	1,0

Según la tabla 10 de severidad de la vibración (ISO 10816 , 2003), la bomba centrífuga con potencia nominal de 160 kW y base rígida se encuentra clasificada en el grupo 2. Esta norma internacional establece los niveles de severidad de la vibración para diferentes tipos de máquinas industriales según su potencia y fundamento.

Comparando los valores de tendencia de la vibración de la bomba mostrados en la Tabla 10 con los valores de severidad de la vibración establecidos en la ISO 10816, nos indica que cuando la bomba opera en condiciones de estrangulamiento a 23 m³/h las vibraciones en la misma se incrementan hasta alcanzar valores no permisibles (Zona D), los cuales causan daños en los componentes de la bomba como por ejemplo, sobrecarga en los rodamientos, incremento de la flexión en el eje producto del aumento del empuje de las fuerzas radiales en el impelente, incremento de la temperatura en los rodamiento, agrietamiento por fatiga generado por las altas vibraciones en la brida de sujeción de los pedestales al cárter de la bomba.

La comparación de los valores de vibración medidos durante la operación de la bomba en condiciones de máxima eficiencia con los valores de severidad de la vibración establecidos en la Figura 2.6 de la ISO 10816, indican que la bomba centrífuga opera en una condición de vibración mínima (Zona A), la cual es comparada según ISO 10816 con la de una máquina nueva.

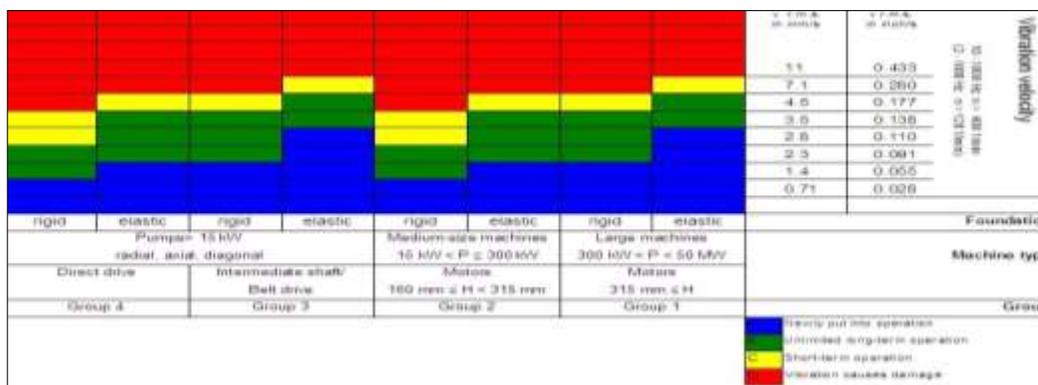


Figura 2.6 Valores de severidad de la vibración, ISO 10816.

2.5. Análisis de la variación de la temperatura en la carcasa de la bomba centrífuga en el punto de operación de la bomba en las condiciones actuales de estrangulamiento, bombeando por el Ramal I y el Ramal II y en condiciones de operación nominales.

En la figura 2.7 se muestra la imagen termográfica tomada en la carcasa de la bomba en condiciones de operación actual bajo estrangulamiento.



Figura 2.7 Imágenes termografías tomadas en la carcasa de la bomba en condiciones de operación actual bajo estrangulamiento.

Como se muestra en la parte inferior derecha de la imagen, la temperatura en la carcasa alcanza un valor de $60,6^{\circ}\text{C}$ la cual comparada con la temperatura de operación en condiciones de nominales la cual es de 40°C indica que en interior de la bomba se está produciendo un incremento de la temperatura debido a la

fricción del impelente con el líquido bombeado durante la reducción del caudal a la descarga de la bomba durante la estrangulación.

Potencia hidráulica de la bomba.

Cálculo de la potencia hidráulica de la bomba en condiciones nominales circulando todo el flujo por el ramal II, válvula completamente abierta.

$$P_{\text{útil}} = \frac{\rho * g * Q_{\text{Pto.máx.efic}} * H_{\text{Pto.máx.efic.}}}{1000}$$

$$P_{\text{útil}} = \frac{988 * 9.81 * 0,0153 * 334}{1000}$$

$$P_{\text{útil}} = 51,1 \text{ kW}$$

$$P_{\text{abs.}} = \frac{51,1}{0,51} = 100,2 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Elec.}} = \frac{P_{\text{ads.pérdidas}}}{\eta_{\text{Motor}}}$$

$$P_{\text{Elec.}} = \frac{100,2 \text{ kW}}{0,80} = 125,2 \text{ kW}$$

Fueron tomados en el panel de control de motores de la bomba, los valores de potencia, tensión y corriente para la condición de operación anteriormente mencionada lo cual arrojó los datos expuestos en la tabla 12.

Tabla 12 Parámetros eléctricos reales obtenidos en el panel de control de motores

Potencia (kW)	Tensión (Volt)	Corriente (A)
125,35	454	187
121,46	456	186
123,8	450	189

Potencia absorbida de la bomba.

Cálculo de la potencia absorbida por la bomba empleada para vencer la resistencia hidráulica que ofrece el estrangulamiento ΔH . La potencia requerida por la máquina para vencer las resistencias hidráulicas ΔH (figura 2.10) que ofrece el estrangulamiento se determinó a continuación.

$$P_{\text{Pérdidas}} = \frac{\rho * g * Q * \Delta H}{1000 * \eta_{\text{Bomba}}}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = \frac{988 * 9,81 * 0,006 * 186}{1000 * 0,31}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = \frac{988 * 9,81 * 0,006 * 186}{1000 * 0,31}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = 33,9 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Elec.}} = \frac{P_{\text{ads.pérdidas}}}{\eta_{\text{Motor}}}$$

$$P_{\text{Elec.}} = \frac{37,2 \text{ kW}}{0,80} = 42,4 \text{ kW}$$

Potencia absorbida de la bomba.

Cálculo de la potencia absorbida por la bomba centrífuga empleada en recircular al tambor de succión gran parte del fluido a través del bypass, en condiciones de estrangulamiento.

$$P_{\text{pérdidas}} = \frac{\rho * g * Q * H}{1000 * \eta_{\text{Bomba}}}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = \frac{988 * 9,81 * 0,005 * 520}{1000 * 0,31}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = \frac{988 * 9,81 * 0,005 * 520}{1000 * 0,31}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = 75 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Elec.}} = \frac{P_{\text{ads.pérdidas}}}{\eta_{\text{Motor}}}$$

$$P_{\text{Elec.}} = \frac{75}{0,80} = 93 \text{ kW}$$

Potencia absorbida de la bomba.

Cálculo de la potencia absorbida por la bomba centrífuga operando en el punto de operación de 23 m³/h y una elevación de 520 m.

$$P_{\text{Pérdidas}} = \frac{\rho * g * Q * H}{1000 * \eta_{\text{Bomba}}}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = \frac{988 * 9.81 * 0,006 * 520}{1000 * 0,30}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = \frac{988 * 9.81 * 0,006 * 520}{1000 * 0,31}$$

$$P_{\text{pérdidas}} = 97.54 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Elec.}} = \frac{P_{\text{ads.pérdidas}}}{\eta_{\text{Motor}}}$$

$$P_{\text{Elec.}} = \frac{83}{0,80} = 121.93 \text{ kW}$$

2.6. Conclusiones parciales.

1. La bomba se encuentra sobredimensionada para el proceso por lo que es necesario utilizar dos tomas de descargas y regular la salida del líquido por estrangulamiento, método más ineficiente de regulación de caudal.
2. La bomba logra operar con una eficiencia máxima del 51% cuando alcanza un caudal de 55 m³/h disminuyendo al 34% la eficiencia cuando el caudal es de 23 m³/h, punto donde se opera actualmente.
3. Al alejarse el equipo del rango mínimo de trabajo provoca que la temperatura de operación sea de 60,6 °C, indicando que en el interior de la bomba se está produciendo un incremento de la temperatura debido a la fricción del impelente con el líquido bombeado durante la reducción del caudal a la descarga de la bomba durante la estrangulación.

Capítulo: 3



Capítulo 3. Análisis de los resultados y valoración económica.

La curva característica de una bomba describe la relación entre la altura manométrica (caída de presión) y el caudal, datos que permiten escoger la bomba más adecuada para cada instalación. La altura manométrica de una bomba es una magnitud, expresable también como presión, que permite valorar la energía suministrada al fluido, es decir, se trata de la caída de presión que debe vencer la bomba para que el fluido circule según condiciones de diseño.

Al determinar los parámetros operacionales podemos realizar el cálculo y determinación de los parámetros del proceso para lograr una mejor eficiencia en el lavado de los gases de la planta de hidrofinación de diesel con el objetivo de lograr la selección de la opción más eficiente, además se realiza un análisis de costos y un estudio de factibilidad económica de las mejoras propuestas. Todo esto nos permite arribar a las conclusiones sobre el problema planteado para la investigación y emitir las recomendaciones pertinentes posibles a aplicar en la entidad.

3.1. Punto de operación de la bomba en condiciones nominales a máxima eficiencia.

En este apartado se obtuvo la curva H vs (Q) de la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP operando en el sistema de agua de lavado de la planta de hidrofinación de diésel.

Mediante uso del programa Microsoft Excel se insertaron las ecuaciones para el cálculo de las curvas del sistema, teniendo en cuenta los ramales I y II del sistema de agua de lavado del gas hidrogenado de la planta de hidrofinación de diésel. En las tablas del anexo 2 se muestran los resultados del cálculo de la curva del sistema Ramal II donde la bomba centrífuga alcanza la condición de máxima eficiencia.

En la figura 3.1 se muestra el punto de contacto de la curva del sistema del ramal II y la curva de bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP producto de la operación hacia el depósito de succión, estando interrumpida la alimentación hacia el sistema de lavado del gas hidrogenado, generando el caudal de 55 m³/h a una carga de 334 m. En este punto de operación se alcanza el valor de máxima eficiencia de la bomba 51 % como se muestra en la figura 3.2 y una potencia adsorbida de 125 kW según curva característica n (Q).

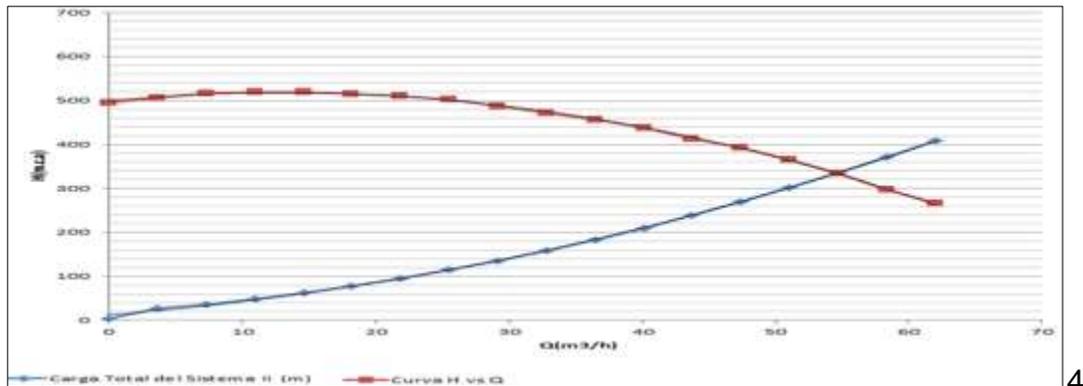
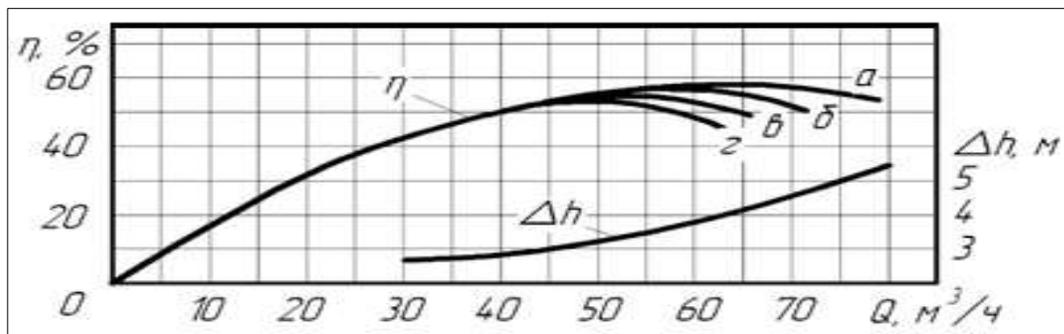


Figura 3.1 Curva de la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP operando en condiciones nominales.

Figura 3.2 Curva de η (Q) de la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP.



3.2. Punto de operación para ramales en paralelo con estrangulamiento en el ramal principal.

En la figura 3.3 se muestra las curvas de los ramales I y II, definidos en el esquema del anexo 1, y la curva de bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500-1B-COP operando en condiciones de estrangulamiento.

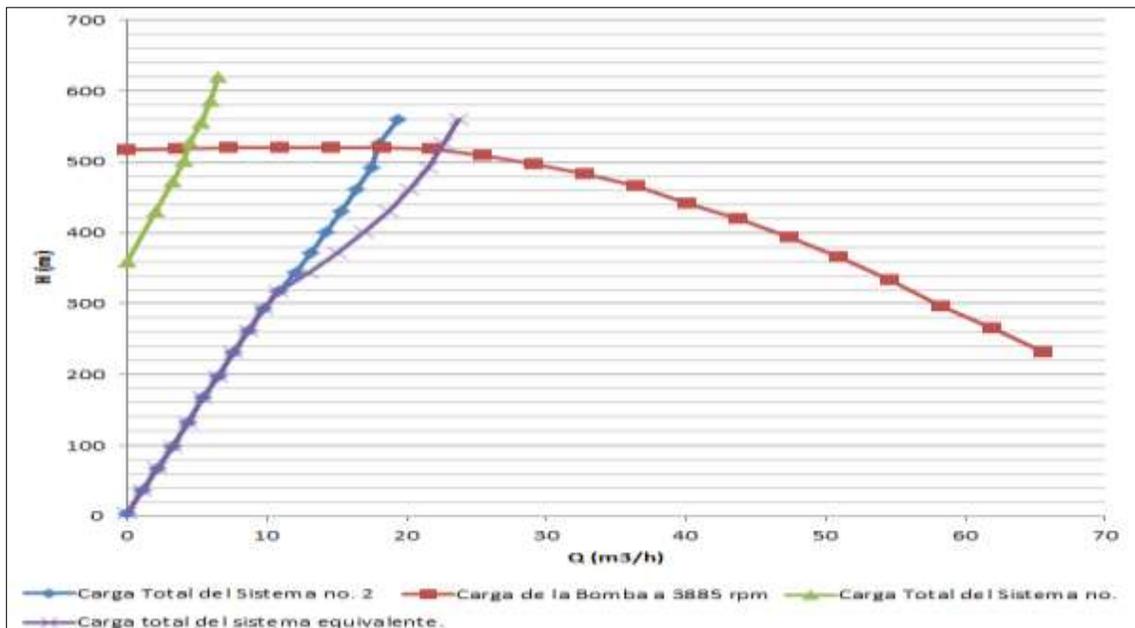


Figura 3.3 Curva de la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP operando en condiciones nominales a máxima eficiencia.

En la figura 3.3 se muestra el punto de contacto del sistema (Ramal I) con la curva de la bomba producto de la operación bajo estrangulamiento, generando una elevación 520 m y un caudal 5 m³/h. También se muestra el punto de contacto del sistema (Ramal II) con la curva de la bomba producto de la condición de estrangulamiento, generando un caudal 18 m³/h a una carga de 520 m.

Teniendo en cuenta que el sistema donde opera la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B-COP es ramificado. Se suman los caudales para iguales valores de carga.

En la figura 3.3 también se muestra la curva del sistema equivalente de los ramales I y II y su punto de contacto con la curva de la bomba, generando un caudal de $23 \text{ m}^3/\text{h}$ y una elevación de 520 m . Como se muestra en la figura 2.7 la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1В-СОР alcanza una eficiencia de 34% para el punto de operación de $23 \text{ m}^3/\text{h}$.

Teniendo en cuenta el rango permisible de operación de la bomba centrífuga recomendado por el fabricante en la curva $H(Q)$ visto en figura 3.4 se puede observar que el punto de operación de la bomba bajo las condiciones de estrangulamiento se encuentra fuera de este rango recomendado por el fabricante, corrido hacia la izquierda.

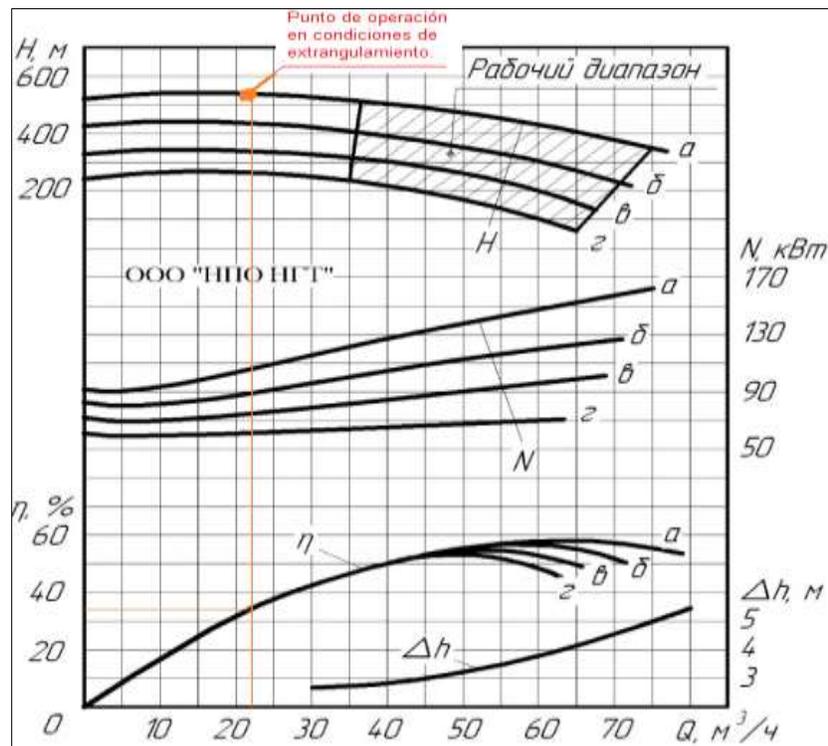


Figura 3.4 Curvas características de la bomba centrífuga modelo: НПС 65/35-500 -1В-СОР.

3.3. Comparación de los parámetros de funcionamiento en el régimen actual de explotación con las condiciones nominales y determinar los sobreconsumos de potencia y reducción del rendimiento del equipo.

Teniendo en cuenta que nos encontramos en la presencia de una máquina sobredimensionada en valores de caudal. Al estrangular la válvula ubicada en la descarga, el sistema de tubería reduce el flujo de operación desde 55 m³/h hasta 23 m³/h, para alcanzar por el ramal I (línea de lavado del gas hidrogenado) un caudal de 5 m³/h a una elevación de 520 m provocando el incremento de los valores de la carga dinámica lo cual es traducido en pérdidas de energía Figura 3.5.

Como se muestra en la figura 3.6 fueron medidos los valores de flujo por los ramales I y II. De lo cual se obtuvo 18 m³/h por el ramal II y 5 m³/h por el ramal I, a una presión de 52 kgf/cm² (520 m aproximadamente) lo cual coincide con el punto de operación obtenido a través de los cálculos.

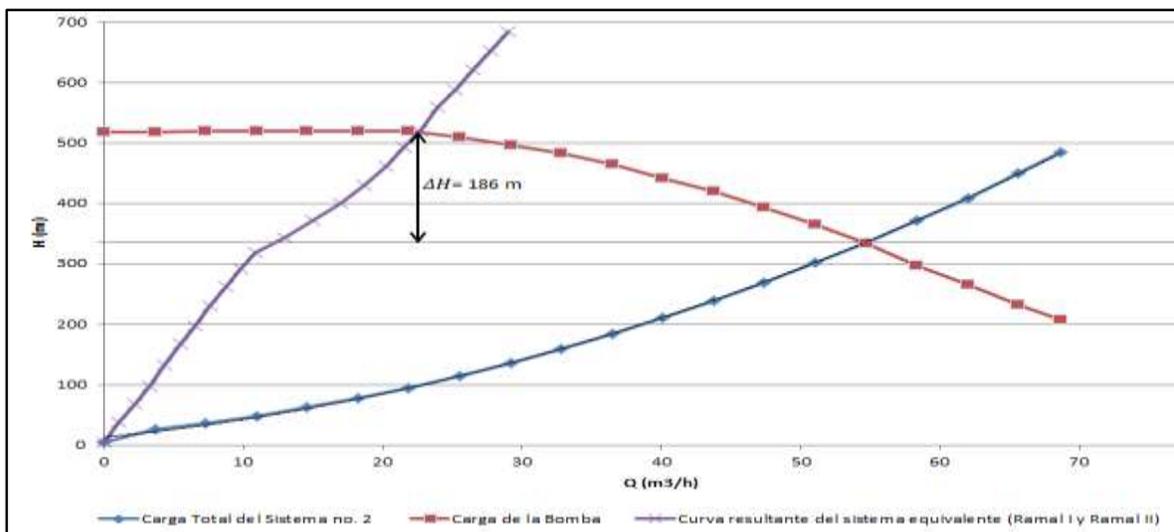


Figura 3.5 Curva de carga total del sistema equivalente (ramal I y II), Curva de carga de la bomba centrífuga y curva del ramal II.



Figura 3.6 Medición de flujo por los ramales I y II en condiciones reales de operación bajo estrangulamiento.

3.4. Selección de opción más eficiente para operar en el sistema de agua de lavado del gas hidrogenado en la planta de hidrofinación de diésel.

Según los criterios de selección observados en el capítulo 1 y conociendo que la bomba originalmente no fue concebida para su uso actual se decide proponer la sustitución de la bomba multietápica por una bomba volumétrica como propuesta inicial.

La segunda opción se trata de un variador de frecuencia que podría aumentar la eficiencia del sistema hasta un punto. Si se tiene en cuenta que debe mantener un flujo constante de 2 a 6 m³/h y presiones entre 32 y 35 kgf/cm², el variador permite trabajar hasta 3000 rpm y disminuir la potencia necesaria de 125 kW a 71 kW entregando un flujo de 23 m³/h que mantendría el sistema actual de estrangulamiento con un ramal de recirculación.

Se debe tener en cuenta sobre la última opción que una bomba más pequeña siempre requiere menores costos en mantenimiento.

Por lo anterior mencionado utilizando la tabla del catálogo del fabricante de bombas de pistón CAT PUMP, figura 3.7, se seleccionó la bomba de pistón modelo 2530 la cual presenta un caudal de 26 gpm lo que equivale a 6 m³/h, una presión de 69 kgf/cm² y una potencia 12,7 kW. Esta satisface los requerimientos del sistema de agua de lavado. En el anexo 1 se muestra la hoja de datos de la bomba de pistón marca: CAT PUMP, modelo: 2530.

PUMP MODEL	MAXIMUM FLOW		MAXIMUM PRESSURE		RPM	SHAFT	POWER	
	gpm	lpm	psi	bar			hp	kW
5CP6120	6	22.8	1,600	110	1450	20 mm	6.6	4.9
5CP5120	6	22.8	2,500	172	1725	20 mm	10.3	7.6
1570	6	22.8	6,000	414	1350	30 mm	24.7	18.2
650	7	26.6	3,000	207	1000	30 mm	14.4	10.6
5CP6120	7.4	28.1	1,200	83	1725	20 mm	6.1	4.5
56	8	30.4	2,500	172	1725	24 mm	13.7	10.1
1560	8	30.4	4,000	276	1140	30 mm	21.9	16.2
5CP6190	9.7	36.9	1,200	83	1725	20 mm	8.0	5.9
1050	10	38.0	2,200	152	958	30 mm	15.1	11.2
660	10	38.0	3,000	207	1429	30 mm	20.5	15.2
6810	10	38.0	10,000	690	600	45 mm	68.5	50.7
7CP6170	10.5	39.9	2,000	138	1450	24 mm	14.4	10.6
7CP6110	10.5	39.9	2,000	138	1725	24 mm	14.4	10.6
1050	12	45.6	1,800	124	1150	30 mm	14.8	10.9
1530	15.6	59.3	1,500	103	1450	30 mm	16.0	11.9
1540E	18	68.4	1,200	83	1100	30 mm	14.8	10.9
2510	20	76.0	2,000	138	1450	30 mm	27.4	20.3
3560	20	76.0	4,000	276	1160	35 mm	54.8	40.5
2530	21	79.8	1,200	83	860	30 mm	17.3	12.8
3520	23	87.4	2,000	138	800	35 mm	31.5	23.3
2530	26	98.0	1,000	69	1025	30 mm	17.1	12.7



Model 1570



Model 660

Figura 3.7 Bomba CAT PUMP modelo 2530

Utilizando esta bomba se logra disminuir el consumo de energía de 112 kW, además que al ser un equipo más pequeño requiere menos gastos en mantenimiento.

3.5. Costos de mantenimiento en un año para la bomba volumétrica seleccionada y la bomba centrífuga.

Se estima que, en un mantenimiento mediano y capital, la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 -1B es desarmada completamente y sometida a una inspección rigurosa de todas las dimensiones de los elementos rotativos y de sellaje de la misma. Cada mantenimiento tiene una frecuencia entre 5 000 el mediano y 20 000 horas el capital. Además, se verifica la existencia de grietas en el árbol mediante ensayos no destructivos, así como la flexión del mismo. La duración de los mantenimientos oscila entre las 24 y 40 horas respectivamente donde participan además un mecánico "A" certificado en el CNCI y un ayudante.

En cada mantenimiento mediano generalmente son sustituidos los rodamientos y aros de sellaje, producto de la pérdida de las dimensiones de este último por desgaste el resto de los accesorios una vez realizada la inspección técnica son sustituidos según el grado de deterioro y la disponibilidad en la empresa. En la tabla 3.1 se lista las piezas intercambiables en la bomba y su precio unitario.

Tabla 3.1 Costo de piezas intercambiables de la bomba centrífuga modelo НПС 65/35-500 en un año.

Descripción de la pieza	Cantidad a sustituir , u	Tiempo de recambio, Horas	Precio unitario, Pesos	Precio total, Pesos
Rodamiento 7216	2	5 000	2021.25	4042.5
Rodamiento 6316	2	5 000	2201.75	4403.5
Aros de sellaje del difusor delantero 1^{ra} Etapa.	1	5 000	1070	1070
Aros de sellaje del difusor izquierdo.	3	5 000	1040	3120
Aros de sellaje del difusor derecho.	4	5 000	1040	4160
Árbol	1	20 000	1263.85	1263.85
Impelente Primera etapa	1	20 000	1768.3	1768.3
Impelente Derecho	3	20 000	1840.62	5521.86
Impelente Izquierdo	4	20 000	1840.62	7362.48
COSTO TOTAL,				32712.49

La tabla 3.2 resume el costo por concepto de mano de obra para esta bomba si aplicamos que:

Costo de mano de obra=Tiempo de duración del mantenimiento*tarifa Ec.3.1

Tabla 3.2 Costo de la mano de obra para mantenimiento de la bomba centrífuga en un año.

Cargo	Tarifa, \$/h	hrs trabajadas	Costo, \$
Mecánico "A"	20.87	64	1335.68
Ayudante	13.84	64	885.76
Costo Total, \$			2221.44

Según los resultados anteriores el Costo total de mantenimiento de la bomba centrífuga si aplicamos que:

$$\text{Costo total} = \text{Costo de mano de obra} + \text{Costo total de piezas recambiables en un año} \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$\text{Costo total} = 2\,221.44 + 32\,711.49$$

$$\text{Costo total} = 34\,932.93$$

Aplicando la ecuación 3.2 para la bomba volumétrica de pistón modelo 2350, cuyo Kit de reparación tiene un costo de \$ 2061.36 podemos decir que el costo total del mantenimiento de esta bomba es de \$ 4282.80 suponiendo que se necesiten las mismas horas de trabajo para mantenimiento.

El precio de una bomba volumétrica de pistón modelo 2350 es de \$ 837 250 pesos.

La inversión inicial sería de 839 311.36 Pesos que incluye el Kit de reparación de un año. Luego existirá una diferencia de 30 650.13 pesos anuales que se ahorran en concepto de mantenimiento planificado. La energía eléctrica teniendo en cuenta que se estima la bomba trabaje 8016 horas/año se ahorran \$ 3 249 710.45 al año. En total la sustitución de la bomba ahorra \$ 3 280 360,58 al año.

Como medida auxiliar para disminuir el consumo de energía eléctrica y mejorar los parámetros de temperatura y vibración de la bomba mientras se espera la compra se recomienda utilizar un variador que logre disminuir a 3 000 rpm la velocidad de la máquina. Ahorrando 1 622 438.4 \$/año por concepto de energía eléctrica este dispositivo se encuentra disponible en los almacenes de la fábrica y tiene un precio de 80000 pesos.

3.6. Estudio de factibilidad económica de las mejoras propuestas.

Utilizando el método de periodo simple de recuperación (PSRI), Ec 3.3 se plantea que cualquier inversión que se recupere en un tiempo razonable (2 años o menos) será una inversión factible.

$$PSRI = \frac{\text{Inversión en capital}}{\text{Ahorros anuales netos}} \quad \text{Ec.3.3}$$

Para el caso de la sustitución de la bomba el PSRI es de 0.26, lo que quiere decir que luego de instalado el nuevo equipo la inversión se recupera en 0.26 años o 3.12 meses por tanto es una inversión factible económicamente según el método empleado.

Para el caso del uso del variador el PSRI es de 0.049 años equivalente a 17 días. Tener en cuenta que a pesar de que demora menos tiempo

en recuperarse no es la más factible ya que la sustitución de la bomba luego de recuperada la inversión entrega 3 280 360,58 pesos mientras que el variador solo aporta 1 622 438.4. El menor tiempo solo refleja que la inversión es mucho menor.

En caso de que la empresa no cuente con fondos para la inversión y se decida solicitar un crédito bancario para la compra de la nueva bomba se utilizará un método conocido como valor presente neto el cual tiene en cuenta las tasas de interés bancaria en función de la inversión.

El primer paso es conocer las tasas a utilizar en la evaluación económica. Los valores de las tasas están dados en la tabla 3.3 según la Dirección General de Tesorería del Banco Central de Cuba en las Circulares 5/2011 y 2/2012.

El impuesto sobre la ganancia es del 35%, según artículo 97 de la Ley 113 publicada en la Gaceta Oficial No. 053 Ordinaria de 21 de noviembre de 2012.

Tabla 3.3. Valores de las tasas de interés anual

Período tiempo	Tasa de interés anual (%)	Tasa mínima (%)	Tasa máxima (%)
Hasta 36 meses	7,5	6,5	8,5
Hasta 60 meses	8	7	9

La tasa de inflación ha sido tomada de Trading Economic (Trading Economic., 2020) y su magnitud ha variado entre 5,00 a 5,90. Se considera la tasa de descuento de 8% y el margen de riesgo de 3%.

Utilizando Microsoft Excel y los datos anteriores se obtuvieron los datos que se muestran en la figura 3.8, de la cual se pueden extraer dos cosas la primera es que el TIR es de 257% muy superior al 8% de la tasa de descuento del banco por lo que se considera factible la inversión ya que es recuperable. Por otra parte, el VPN es positivo por lo que el saldo entre beneficios y gastos es favorable para la inversión.

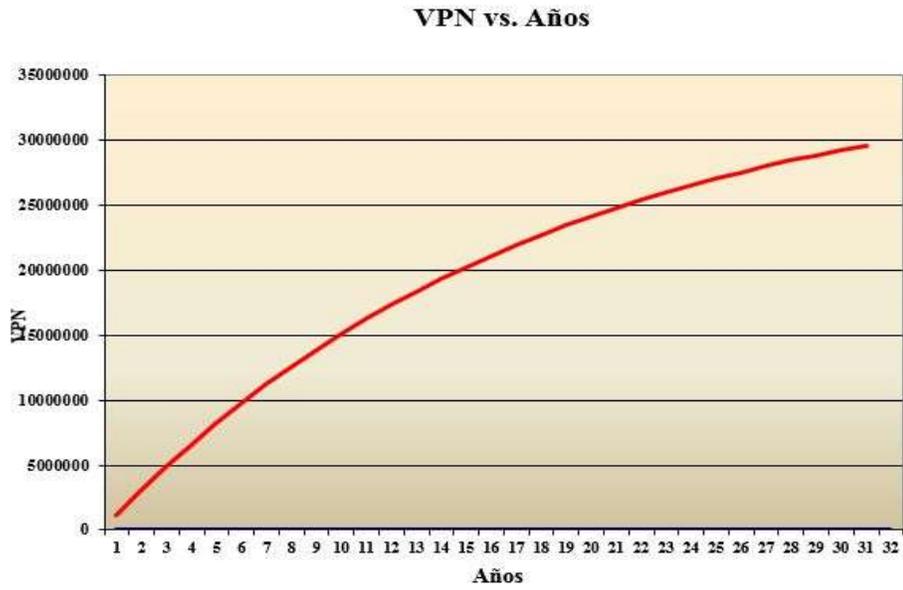
Figura 3.8. Cálculo de VPN y TIR utilizando Microsoft Excel

Por último, la figura 3.9 refleja como en menos de un año se recupera

N°	Datos iniciales	0	1	2	3	4	5	
1	Ingresos (I), \$		3249710,45	3249710,45	3249710,45	3249710,45	3249710,45	
2	Gastos (G), \$		32711,49	32711,49	32711,49	32711,49	32711,49	
3	Costo inversión (K ₀)	837250						
4	Tasa de descuento (r), %		8	8	8	8	8	
5	Tasa de inflación (f), %		5	5	5	5	5	
6	Margen de riesgo, %		3	3	3	3	3	
7	Tasa de impuesto (t), %		35	35	35	35	35	
8	Vida útil estimada, años		5	5	5	5	5	
Resultados								
9	Año		0	1	2	3	4	5
10	Depreciación (Dep), \$			167450	167450	167450	167450	167450
11	Flujo de caja (F _c), \$	-837250	2149656,82	2149656,82	2149656,82	2149656,82	2149656,82	
12	Tasa de descuento real (R)		0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	
13	Tasa de descuento real con margen (D)		0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	
14	Factor de descuento (F _{desc.})		0,94	0,89	0,84	0,80	0,75	
15	Flujo de caja descontado (F _d), \$	-837250	2030714,95	1918354,2	1812210,45	1711939,69	1617216,98	
16	Flujo descontado acumulado (F _{da}), VPN, \$	-837250	1193464,95	3111819,15	4924029,6	6635969,29	8253186,28	
	Flujo real acumulado (F _{da}), VPN, \$		2149656,82	4299313,65	6448970,47	8598627,3	10748284,1	
	VAN	20237021,4						
	TIR	257%	2030714,95	3949069,15	5761279,6	7473219,29	9090436,28	
	PRI promedi	0,38948077						
	PRI real							

la inversión inicial a pesar de contener los intereses del banco.

Figura 3.9 Gráfica de VPN contra el tiempo.



Conclusiones parciales.

- 1- La bomba para la operación de lavado de gases por las características de presión y carga debe ser una bomba del tipo reciprocante; el modelo de la bomba de pistón CAT PUMP 2530, presenta un caudal de 26 gpm que equivale a 6 m³/h, una presión de 69 kgf/cm² y potencia de 12,7 kW con un ahorro de 112 kWh.
- 2- La inversión inicial sería de 839 311,36 pesos. En total la sustitución de la bomba ahorra 3 280 360,58 pesos al año a recuperar en 0,26 años o 3 meses de trabajo según el método de PSRI.

Conclusiones



CONCLUSIONES

- 1- Como resultado del análisis del comportamiento de la bomba se comprueba que la bomba opera al 31% de su eficiencia cuando el caudal es de 23 m³/h, punto donde se opera actualmente pudiendo alcanzar su máxima eficiencia al 51% cuando alcanza un caudal de 55 m³/h.
- 2- La bomba centrífuga, modelo НПС 65/35-500 utilizada para el lavado de los gases del hidrofinador de diesel según el análisis realizado se encuentra sobredimensionada, pues el flujo requerido se encuentra por debajo del flujo óptimo de operación de la bomba llevando a un aumento del consumo del motor en su funcionamiento normal.
- 3- A partir de la metodología aplicada para la evaluación del sistema de tuberías – bomba en el proceso de lavado de gases del hidrofinador de diesel y los resultados obtenidos podemos definir que por las características de presión y carga debe ser una bomba del tipo reciprocante; el modelo de la bomba de pistón CAT PUMP 2530.
- 4- El resultado del análisis técnico económico demuestra que la inversión inicial sería de 839 311. 6 pesos con la sustitución de la bomba con un ahorro de 3 280 360.58 pesos al año a recuperar en 0,26 años de trabajo según el método de PSRI.

Recomendaciones



RECOMENDACIONES

1. Implementar el cambio de bomba para la operación de lavado de gases del hidrofinador de diesel por una bomba del tipo recíprocante; el modelo de la bomba de pistón CAT PUMP 2530.
2. Utilizar un variador de velocidad hasta tanto se pueda realizar la inversión para el cambio de bomba.

Bibliografía



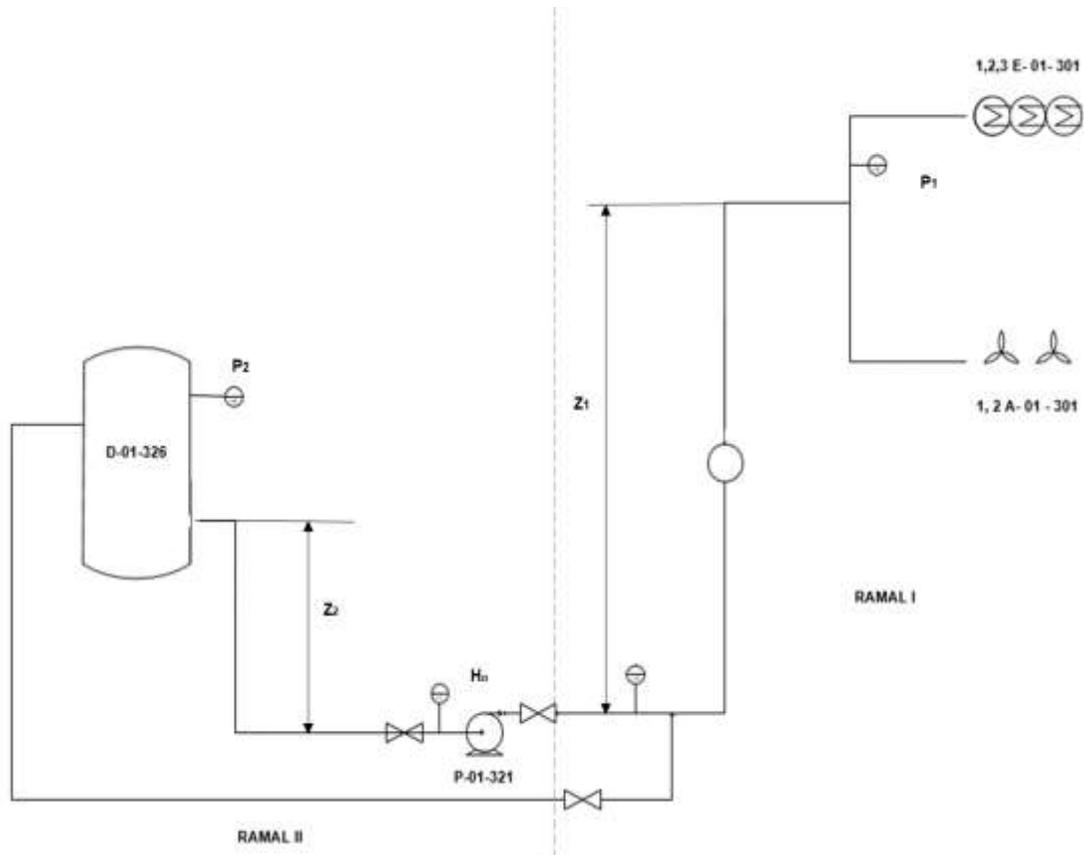
BIBLIOGRAFÍA

- Acosta Azevedo, G. (1975). *Manual de Hidráulica*. Sao Paulo: Ed. HARLA.
- Adefemi Adeodu, Ilesanmi Daniyan, Olusegun Omitola, Chinoyelum Ejimuda, Ecoso Agbor, & Oluwole Akinola. (2020) <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.03.125>). An adaptive Industrial Internet of things (IIOTs) based technology for. *Procedia CIRP*, 927-934 .
- Anagnostopoulos. (2009). A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers the evolution of pumps design simulation. *Computer & Fluids*.
- API STANDARD 610. (2010). *Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries* (Oncena edición ed.). Washington, DC: American Petroleum Institute.
- Bachus, L. y. (2003). *Know and Understand Centrifugal Pump*. Elsevier Ltd.
- Borges, R. J., Yanes, J. P., & García, S. Y. (2016). Teoría y Problemas de Flujo de Fluidos Compresibles y Equipos de Bombeo. *Universo Sur*.
- Carter, I. K. (1968). *Bombas Centrífugas selección, operación y mantenimiento*. La Habana: Instituto del libro, Edición revolucionaria.
- Cherkasski, V. (1986). *Bombas, ventiladores, compresores*. Editorial Mir.: Moscú.
- Dfleiderer, C. (1960). *Bombas centrífugas y turbocompresores*. España: Editorial Labor. S.A.
- E. Bueno Campos- I. Cruz Roche- J.J. Durán Herrera. (s.f.). *Economía de la empresa. Análisis de las decisiones empresariales*. Pirámide.
- Efinétika. (9 de 5 de 2014). www.efinetika.com
- Efinétika. (20 de 2 de 2019). www.efinetika.com
- Girdhar. (2005). *Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance*. Elsevier.
- Gulich, J. F. (2008). *Centrifugal pumps*. Springer-Verlad.

- Hydraulic Institute. (2009). *A brief history of Pumps. World Pumps Magazine*.
- Hydraulic Institute. (2004). Variable Speed Pumping: A guide to successful applications.
- Hydraulic Institute. (2006). Pumps systems matter part 1. En *World Pumps Magazine* (págs. 44-46).
- Hydraulic Institute. (2008). Pumps selection considerations. En *World Pumps Magazine* (págs. 38-39).
- Hydraulic Institute. (2008). Select an energy efficient centrifugal pump. En *World Pumps Magazine* (págs. 38-39).
- ISO 10816 . (2003). *Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ*. Switzerland.
- Karassik, I. (2008). *Pump Handbook 4th edition*. Mc Graw Hill.
- Kaya. (2008). *Energy Efficiency in pumps. Energy Conversion and Management*.
- KSB Chile S.A. (2014). *Manual de entrenamiento*. Chile.
- Kuszczewski, A. (1999). *Redes Industriales de tubería. Bombas para agua, Ventiladores y Compresores*. Mexico: Reverté Ediciones, S.A. de C.V.
- Lobanoff, R. R. (1992). *Centrifugal Pumps Design & Application*. Gulf Professional Publishing an Imprint of Butterworth-Heinemann.
- McNaughton, K. (1996). *Bombas Selección y Mantenimiento*. Mexico: MacGraw-Hill/Interamericana de mexico, S .A. De C.V
- Mott, R. L. (2008). *Mecánica de fluidos*. Mexico: Pearson Educación.
- Nekrasov, B. (1968). *Hidráulica*. Moscú: Mir.
- Nelik. (1999). *Centrifugal y Rotary Pumps: Fundamentals with applications*. CRC Press.
- ROSTOV. (s.f.). Retrieved 10 de 7 de 2018, from <http://ngt-rostov.ru/tehnicheskij-katalog/pererabotka/nasosyi-neftyanyie-tipa-nk-nkv-nps.html>

- Streater, V. L. (2008). *Mecanica de fluidos*. La Habana: Felix Varela.
- Suárez, A. E., & Borges, R. J. (2020). Evaluación del conjunto bomba-sistema de tuberías para el traslado de turbocombustible de intermedio a almacenamiento final en la refinería de petróleo "Camilo Cienfuegos" . *Universidad y Sociedad*, 146-153.
- Trading Economic. (2020, junio). <https://es.tradingeconomics.com/cuba/inflation-cpi>. <https://es.tradingeconomics.com/cuba/inflation-cpi>.
- Tuzson. (2000). *Centrifugal pump design*. John Wiley y Sons.
- Varios. (2015). *Monografía de mecánica de los fluidos*. Cienfuegos: Universo Sur.
- Volk, T. ., (2005). *Pumps Characteristics and Applications 2nd Edition*. Group CRC Press.
- White. (2003). *Fluid Mechanics*.
- Wulfinghoff. (1999). Pump Energy Consumption. In Energy Efficiency Manual . En Wulfinghoff. Energy Institute Press.
- Yassuda Acosta, E. (1966). *Bombas y estaciones elevatorias utilizadas en abastecimiento de agua*. Sao Paulo.
- Группа ГМС. (1981). *насосов типа НПС*. Retrieved Abril de 2018, from www.hms.ru

Anexo 1. Esquema simplificado del sistema de bombeo de agua de lavado de la planta de hidrofinación de diésel de la Refinería Cienfuegos S. A (Elaboración Propia).



Anexo 2. Tablas H vs Q, N vs Q a velocidad constante de 3585 rpm

Ramal I Bajo estrangulamiento							
H(m)	520	500	450	400	350	250	220
Q(m ³ /h)	5	25	40	48	50	63	67

Carga Vs Flujo Ramal II							
H(m)	520	500	450	400	350	250	220
Q(m ³ /h)	18	16	15	14	12	10	8

Ramal I y II						
H(m)	520	500	450	400	350	320
Q(m ³ /h)	23	22	20	18	16	12

Potencia Vs Flujo									
N(KW)	118	119	120	121	122	123	124	125	126
Q(m ³ /h)	5	10	15	20	30	38	48	55	65

Anexos 3. Glosario de términos.

Z_1	Altura de la succión en metros.
P_1	Presión de la succión en, Pa
v_1^2	Velocidad media del fluido en la toma de succión, m/s.
α	Coefficiente de Coriolis.
h_f	Pérdidas de presión por rozamiento en la conducción en metros.
Δh	Carga de la bomba, m.
ρ	Densidad del fluido, kg/m^3
g	Aceleración de la gravedad, $9,81 \text{ m}/\text{s}^2$
A	Área de la tubería, m^2
Q	Flujo que circula en el sistema, m^3/s
μ	Viscosidad dinámica del fluido, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
$\frac{\epsilon}{D}$	Rugosidad relativa.
P_e	Presión a la entrada de la bomba, Pa
P_v	Presión del vapor del líquido, Pa
v	Velocidad, m/s
D	Diámetro de la sección del tubo, m

Pa	Pascal
m	metros
g	gramos
Kg	Kilogramos
s	segundos
mg	Miligramos
l	Litros
°C	Grados Celsius
rpm	Revoluciones por minutos.
γ	Peso específico, kgf/dm ³
Δz	Altura geométrica de succión, m
P_v	Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo 0,075 kgf/cm ² , 40°C según (KSB Chile S.A., 2014)
η_{Motor}	Eficiencia del motor eléctrico.
$P_{Elec.}$	Potencia demandada por el motor eléctrico a la red eléctrica.
PSRI	Periodo simple de recuperación de la inversión
VPN	valor presente neto
KW	Kilowatt