

Evaluación del conjunto bomba-sistema de tuberías de lavado de gases del hidrofinador diésel en la Refinería de Cienfuegos

Evaluation of the gas washing pump-pipe system assembly of the diesel hydrofiner at the Cienfuegos Refinery

Alejandro Elías Suárez^{1,*}, Reinier Jiménez Borges², Yoisdel Castillo Alvarez³, José Danilo Gala Olivera⁴

¹Refinería de Petróleo de Cienfuegos “Camilo Cienfuegos”, Cuba.

²Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente (CEEMA). Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”. Carretera a Rodas km, 3 ½. Cuatro Caminos, Cienfuegos.

³Universidad Tecnológica del Perú.

⁴Refinería de Petróleo de Cienfuegos “Camilo Cienfuegos”. Cuba.

*Autor de correspondencia: aelias@refcfg.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento/No Comercial 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 13 junio 2022 **Aceptado:** 13 julio 2022 **Publicado:** 30 agosto 2022

Resumen

Desde hace años en los procesos industriales se busca el gasto mínimo de recursos sin que se pierda calidad en el proceso terminado. La refinería de petróleo de Cienfuegos no está ajena a esta actualidad, por eso día a día se realizan esfuerzos para lograr, la eficiencia en cada uno de sus procesos, sin disminuir la calidad de productos. En un proceso de mejora continua es necesario detectar cada día posibles factores que debiliten a una organización, conocerlos y corregirlos o eliminarlos. En una inspección visual se detecta problema en la bomba P-01-321, con método de regulación por estrangulamiento. Este equipo, es una bomba centrífuga multietápica soviética modelo HIIC 65/35-500 que opera el sistema de lavado de gases del hidrofinador diésel. El estrangulamiento en el sistema estaba ocasionando un sobredimensionamiento del equipo para el proceso, de los 500 m de carga y 55 m³/h de caudal que puede entregar la máquina, solo son necesarios en el proceso 6 m³/h. Debido a esto se detectan temperaturas de 60°C, 20°C por encima de los 40°C a los que opera el fluido. Además, las vibraciones alcanzan valores que pueden provocar daños debido a que el punto de operación se aleja del rango de 70 a 120 % de flujo nominal recomendado para vibraciones mínimas. El objetivo de este estudio es demostrar que la sustitución de la bomba centrífuga por una volumétrica evita posibles roturas por mala operación del equipo y al mismo tiempo disminuye la demanda de electricidad.

Palabras claves: eficiencia, bombas, vibraciones, temperatura

Abstract

For years, industrial processes have been seeking the minimum expenditure of resources without losing quality in the finished process. The oil refinery of Cienfuegos is no stranger to this current situation, which is why every day efforts are made to achieve efficiency in each of its processes, without reducing the quality of products. In a process of continuous improvement, it is necessary to detect every day possible factors that weaken an organization, to know them and correct or eliminate them. In a visual inspection, a problem was detected in pump P-01-321, with throttling regulation method. This equipment is a Soviet model HIIC 65/35-500 multi-stage centrifugal pump that operates the gas washing system of the diesel hydrofiner. The throttling in the system was

causing an oversizing of the equipment for the process, of the 500 m of load and 55 m³/h of flow that the machine, can deliver only 6 m³/h are needed in the process. Due to this, temperatures of 60°C are detected, 20°C above the 40°C at which the fluid operates. In addition, vibrations reach values that can cause damage because the operating point is far from the range of 70 to 120 % of nominal flow recommended for minimum vibrations. Finally, it is shown that the replacement of the centrifugal pump by a volumetric pump avoids possible breakage due to equipment malfunction and at the same time reduces the demand for electricity.

Keywords: efficiency, pumps, vibrations, temperature

1. Introducción

Las bombas son esenciales tanto en la industria como en el sector doméstico. Estadísticas europeas reflejan que en ese continente son responsables de la emisión de 79 millones de toneladas de dióxido de carbono al consumir 160 TWh de electricidad [1]. A nivel mundial el 22 % de la energía es consumida por motores eléctricos que accionan bombas, el 16 % de estas centrífugas [1]. La refinería de petróleo de Cienfuegos, acorde con la situación internacional, toma acciones para mantener la calidad de sus productos con el menor gasto de recursos. El primer paso para realizar una acción es conocer la existencia de un problema; en una inspección visual, realizada en la planta de procesos, se detecta una bomba en condiciones de estrangulamiento, aunque esta se encuentra en los parámetros de flujo y cargas para el proceso, al mismo tiempo necesita recircular parte del producto bombeado para mantener el caudal necesario. La bomba detectada es del tipo centrífuga, modelo HIIC 65/35-500 -1B-COP de fabricación soviética ubicada en la planta combinada con posición P-01-321 y tiene como función el lavado con agua del gas hidrogenado en la planta de hidrofinación de diésel. Esta presenta al mismo tiempo vibraciones que se encuentran en la zona de posibles daños según lo normado en la ISO 10816 y un punto de operación por debajo de 0,8 veces el valor del flujo nominal recomendado por la norma API STANDARD 610, 12th Edition, 2021. Al mismo tiempo la temperatura se encuentra por encima de la nominal. Al trabajar con altas cargas y bajo flujo es necesario tomar medidas basadas en un estudio que demuestre la necesidad de sustituir el equipo.

Estudios demuestran que altos niveles de vibración están relacionados con afectaciones a componentes mecánicos; en un componente de tren de transmisión con grietas provocadas por altos niveles de vibración, estas grietas aumentan su propagación debido a la repetida exposición del componente a vibraciones altas. Aquí se manifiesta que en cualquier parte móvil de equipos que se someten a altas vibraciones y exista una mínima imperfección en el material podría, propiciar la extensión de una grieta [2]. Partiendo de esto es necesario analizar cualquier equipo que pueda ser afectado por este fenómeno tan nocivo. El objetivo fundamental de esta investigación radica en la evaluación y propuesta de sustitución del equipo de bombeo actual y la demostración de factibilidad de la misma.

2. Materiales y Métodos

Características de la bomba y el fluido

La bomba centrífuga modelo HIIC 65/35-500 -1B-COP es utilizada actualmente en el sistema de agua para lavado de la planta de hidrofinación de diésel, es una bomba multietapa del tipo partida axialmente.

La Figura 1 muestra los datos proporcionados por el fabricante del equipo, también conocido como curvas características o curvas de la bomba. Estas curvas según el fabricante son elaboradas para agua a temperatura ambiente y una velocidad de rotación de 2 950 rpm. Si se tiene en cuenta que la

velocidad de rotación actual es de 3 585 rpm, es necesario aplicar teoría de semejanza para proceder a trabajar con esta figura.

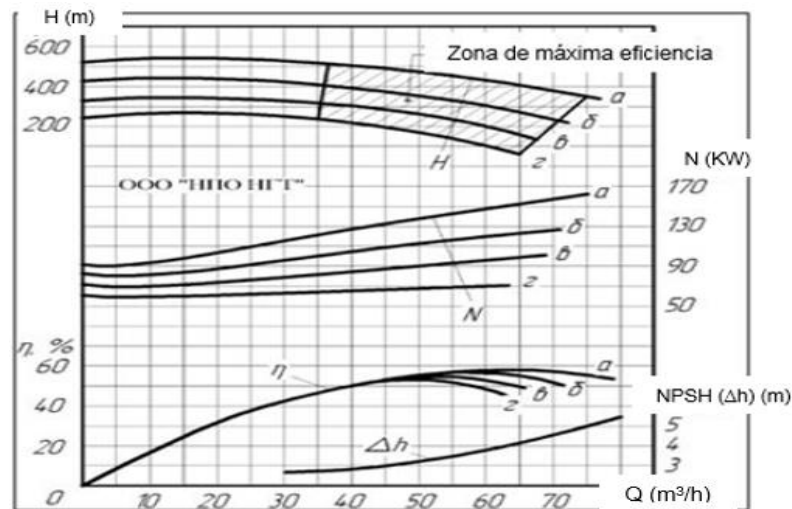


Fig.1 Curvas características de la bomba centrífuga HIIC 65/35-500 (δ) (Manual del fabricante)

La Tabla 1 resume las características principales del equipo. La temperatura de trabajo es fundamental, este parámetro es una referencia para ayudar a conocer si existen problemas en el funcionamiento del equipo. El flujo alcanzado a máxima eficiencia es un punto de referencia para conocer los límites de flujo máximo y mínimos recomendados para la operación.

Tabla 1. Características principales de la bomba centrífuga multietápica modelo: HIIC 65/35-500 (δ)

Característica	Descripción
Temperatura del fluido	40°C
Caudal de trabajo	60 m ³ /h
Caudal en el punto de máxima eficiencia.	55 m ³ /h
Presión de descarga	52 kgf/cm ²
Potencia nominal del motor eléctrico	160 kW
Velocidad medida en el eje de la bomba	3 585 rpm
Cantidad de rotores	8 u
Diámetro exterior de los rotores	Impelente no. 1: 210 mm Impelentes del no. 2 al no. 8: 207,6 mm

La Tabla 2 muestra los resultados obtenidos del laboratorio del análisis del fluido a bombear. Los parámetros de densidad y viscosidad son fundamentales a la hora de realizar la curva de carga contra flujo del sistema.

Tabla 2. Características principales del vapor de agua a 40°C

Característica	Descripción
Dureza total	17,89 mg/lt
PH	6,17
Alcalinidad total	31,91 mg/lt
Cloruros totales	6,12 mg/lt
Conductividad	148 μ/con
Sólidos totales	96,72 mg/lt
disueltos	
Densidad	1000 kgf/ m ³
Viscosidad	1x10 ⁻⁶ m ² /s

Características del sistema de lavado de gases del hidrofinador diésel

La Figura 2 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 $23 \text{ m}^3/\text{h}$ y posee dos tomas de descarga, una de ellas envía directamente $6 \text{ m}^3/\text{h}$ de 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 $17 \text{ m}^3/\text{h}$ restantes de vuelta al tanque. El primer problema detectado es un bombeo excesivo de agua ya que el proceso solo requiere $6 \text{ m}^3/\text{h}$ para mantenerse estable y para lograr esto la válvula de descarga que va al plato de orificios debe estar cerrada parcialmente.

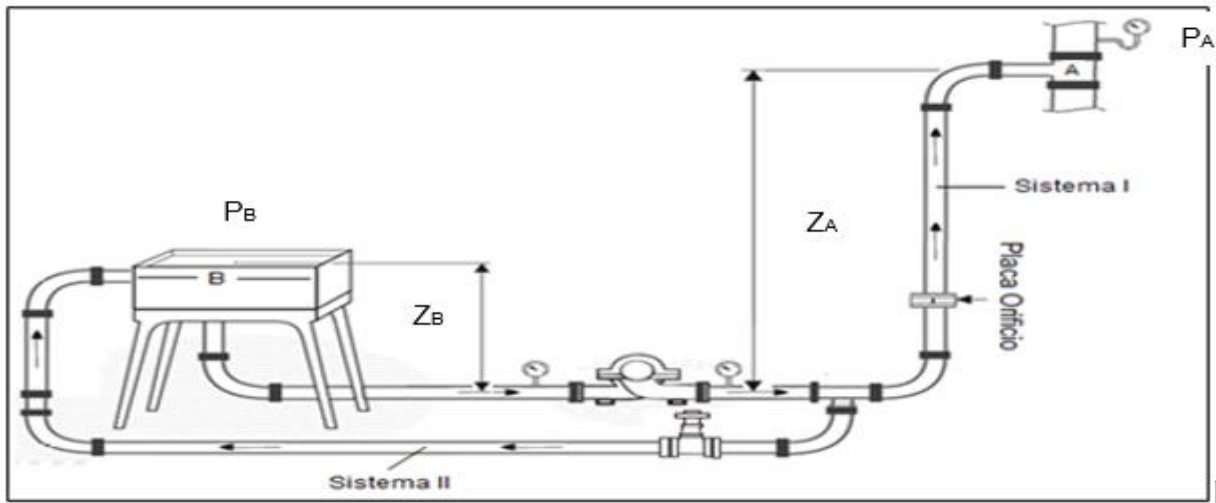


Fig.2 Esquema simplificado del sistema de bombeo de agua de lavado de la planta de hidrofinación de diésel de la Refinería Cienfuegos (Manuales de la planta)

Las características generales del sistema se expresan a continuación:

- Depósito de succión del sistema I y descarga del sistema II (B)
- Línea de gas hidrogenado. Descarga de sistema I (A)
- Sistema de recirculación (Sistema II)
- Sistema de lavado de gases (Sistema I)
- Diámetro de la línea de succión ----- 0,101 m
- Diámetro de la línea de descarga ----- 0,50 m
- Longitud de la línea de succión ----- 22,23 m
- Longitud de la línea de descarga ----- 101 m
- P_B . Presión en el depósito de la succión. ----- $1,003 \text{ kgf/cm}^2$
- Presión manométrica en el depósito de descarga P_A - ---- $31\text{-}35 \text{ kgf/cm}^2$ - 310-350 m
- Altura del líquido en el depósito de succión (Z_B) ----- 4 m
- Altura de la entrada del líquido bombeado a la línea de gas (Z_A) ----- 14,00 m

Los accesorios del sistema se presentan en la Tabla 3.

Tabla 3. Accesorios en los tramos de succión y descarga del sistema de lavado de gases del hidrofinador diésel

Nombre	Cantidad
Codos de radio largo 90° (soldado)	16 u
Válvulas de compuerta	3 u
Placa de orificios	1 u
Válvula de cheque	1 u
Válvula parcialmente cerrada	1 u
Unión	2 u
Reducción	2 u

Las vibraciones en bombas centrífugas y su relación con el punto de operación

Según la norma API STANDARD 610, 12th Edition, 2021 hace referencia a la vibración de la bomba centrífuga. Esta 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. En gráficos de estudios sobre el tema se observa como en un rango de flujo medio las vibraciones son menores, mientras que al aumentar o disminuir el caudal aumenta en mayor o menor medida la amplitud de las vibraciones [3]. 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 [3].

La norma API 610 recomienda que las bombas tengan una región de operación preferida de 70 % a 120 % del flujo que coincide con el punto de operación de mejor eficiencia. Esto se relaciona con un estudio realizado de la optimización de un impelente relacionando la curva del álabe con las vibraciones y los valores de vibración medidos para flujos de 0,8 el flujo nominal, y 1,2 el flujo nominal era evidente que el modelo sin optimizar presentaba valores de vibración mucho menores en la zona de caudal nominal de diseño [4]. Otro estudio de referencia es el realizado por Xiaohui Luo (2022), donde se lleva el equipo al límite de 0,25 veces el flujo nominal alejando hacia la izquierda el punto de operación y alcanzando valores de vibración por encima del doble de las vibraciones a caudal nominal. [5]

Un criterio utilizado frecuentemente para definir el rango de vibraciones óptimo de un equipo es el que utiliza la ISO 10816. Esta norma se utiliza como referencia en turbinas de viento [6]. Otro caso de la utilización de esta norma es en el estudio de resonancia sobre una bomba vertical donde el autor se apoya en el criterio de esta norma para definir el estado de severidad de las vibraciones [7]. El criterio cuenta con una tabla que en función del tipo de máquina dispone de un intervalo de vibraciones mínimos y lo divide en cuatro criterios bueno, satisfactorio, insatisfactorio e inaceptable (Tabla 4).

Tabla 4. Severidad de la vibración por la norma ISO 10816 [8]

Velocidad de la vibración V (rms)		Clase 1 Máquinas pequeñas	Clase 2 Máquinas medianas	Clase 3 Máquinas grandes de base rígida	Clase 4 Máquinas grandes de base suave
in/s	mm/s				
0,01	0,28	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno
0,02	0,45	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno
0,03	0,71	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno
0,04	1,12	Satisfactorio	Bueno	Bueno	Bueno
0,07	1,8	Satisfactorio	Satisfactorio	Bueno	Bueno
0,11	2,8	Insatisfactorio	Satisfactorio	Satisfactorio	Bueno
0,18	4,5	Insatisfactorio	Insatisfactorio	Satisfactorio	Satisfactorio
0,28	7,1	Inaceptable	Insatisfactorio	Insatisfactorio	Satisfactorio
0,44	11,2	Inaceptable	Inaceptable	Insatisfactorio	Insatisfactorio
0,70	18	Inaceptable	Inaceptable	Inaceptable	Insatisfactorio
0,71	28	Inaceptable	Inaceptable	Inaceptable	Inaceptable
1,10	45	Inaceptable	Inaceptable	Inaceptable	Inaceptable

3. Resultados y Discusión

Curva de la máquina modificada a las revoluciones de trabajo aplicando la teoría de semejanza

Teniendo en cuenta que la velocidad de rotación es constante, 3 585 rpm se calcularon los valores de carga y caudal mediante las leyes de semejanza. Partiendo de las ecuaciones de semejanza de la Tabla 5 y conociendo las curvas características del fabricante para agua a temperatura ambiente y 2 950 rpm, se calcularon los nuevos valores de H y (Q) de la bomba centrífuga. En la Figura 1 se muestran las curvas características de la bomba centrífuga HIIC 65/35-500 modelo **δ**, según el fabricante; las gráficas de la Figura 3 muestra la curva de H vs Q y la Figura 4 la curva característica de N vs Q de la bomba centrífuga HIIC 65/35-500 (**δ**) ajustada a la velocidad de trabajo, 3585 rpm.

Tabla 5. Ecuaciones para aplicar la teoría de semejanza

Parámetro	Ecuación	Número	Referencia
Potencia	$N_2 = \frac{(n_2)^3}{(n_1)^3} N_1$	(1)	[9]
Flujo	$Q_2 = \frac{n_2 * Q_1}{n_1}$	(2)	
Carga	$H_2 = \frac{(n_2)^2 * H_1}{(n_1)^2}$	(3)	

Donde:

N_1 : Potencia de dato del fabricante / N_2 : Potencia a calcular

Q_1 : Flujo de dato del fabricante / Q_2 : Flujo a calcular

H_1 : Carga de dato del fabricante / H_2 : Carga a calcular

n_1 : Revoluciones de trabajo de dato del fabricante / n_2 : Revoluciones de trabajo real

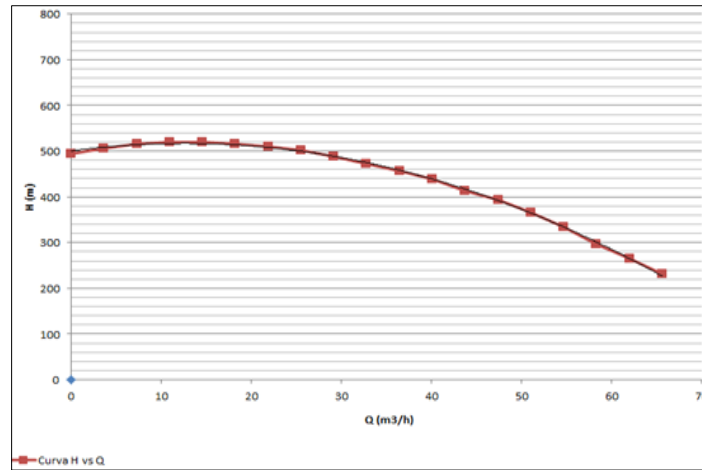


Fig.3 Curva H vs (Q) de la bomba centrífuga ajustada a la velocidad de trabajo, 3585 rpm

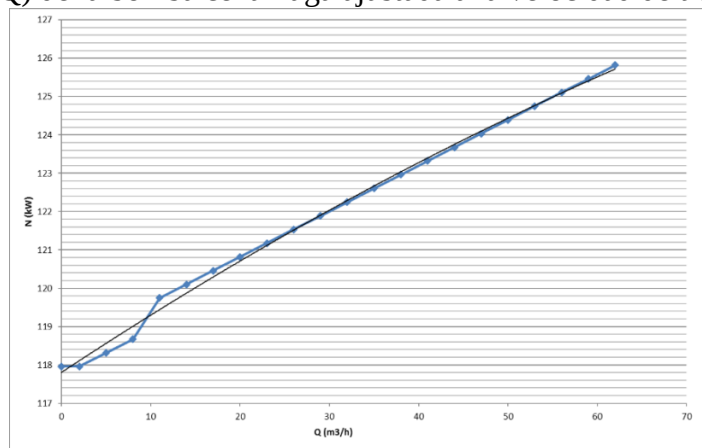


Fig.4 Curva de potencia contra flujo, N vs (Q) a la velocidad constante de 3585 rpm

Punto de operación del sistema a máxima eficiencia y punto de trabajo con estrangulamiento

Partiendo de la Figura 3 donde se consideran las características de carga contra flujo de la bomba modificados, las características del sistema y las ecuaciones de la Tabla 6 se obtiene el punto de operación.

Tabla 6. Ecuaciones para obtener el punto de operación

Parámetro (Referencia)	Ecuación	Número
Ecuación de Bernoulli [10]	$\frac{P_1}{\rho * g} + Z_1 + \alpha \frac{v_1^2}{2g} + \Delta h = \frac{P_2}{\rho * g} + Z_2 + \alpha \frac{v_2^2}{2g} + h_f$	(4)
Número de Reynolds [11]	$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu}$	(5)
Factor de fricción [10]	$f = \frac{1,325}{(\ln((\frac{\epsilon}{3,7 * D}) + (\frac{5,74}{R^{0,9}})))^2}$	(6)
Velocidad del fluido [11]	$v = \frac{Q}{A}$	(7)

Donde:

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 : Coeficiente de Coriolis / h_f : Pérdidas de presión por rozamiento en la conducción (m). / Δh : Carga de la bomba en metros. / ρ : Densidad del fluido (kg/m^3) / g : Aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$) / Re : Número de Reynolds / A : Área de la sección interior de la tubería en m^2 / Q : Flujo que circula en el sistema en m^3/s / μ : Viscosidad dinámica del fluido ($\text{Pa} \cdot \text{s}$) / f : Factor de fricción / V : Velocidad del fluido (m/s).

En la Figura 5 se muestra el punto de operación del sistema del ramal II y la curva de la bomba 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 $55 \text{ m}^3/\text{h}$ 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 6 y una potencia consumida de 125 kW.

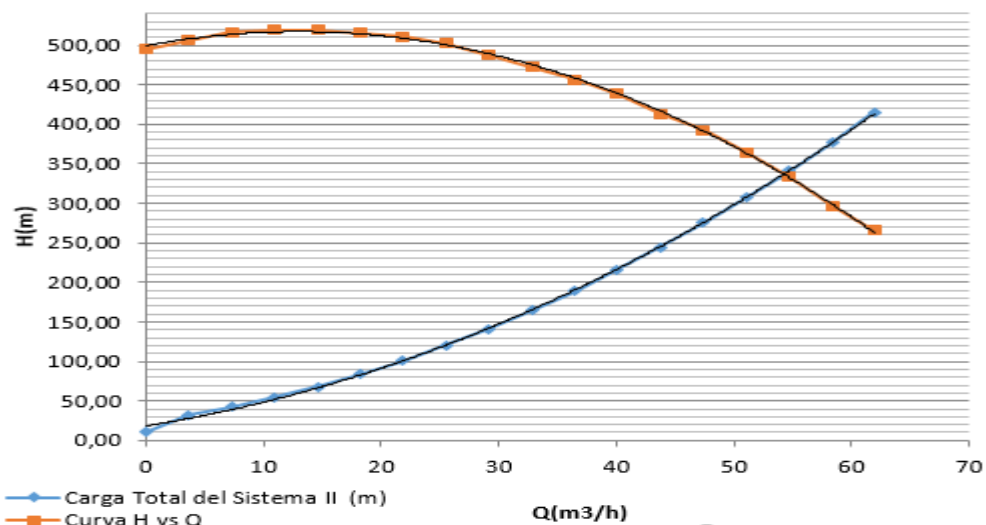


Fig.5 Curva de la bomba centrífuga modelo HIIC 65/35-500 -1B-COP operando en condiciones nominales

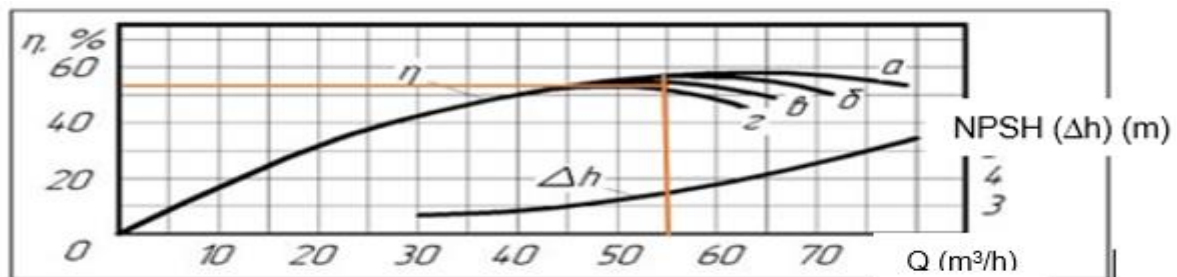


Fig.6 Curva de $\eta(Q)$ de la bomba centrífuga modelo HIIC 65/35-500 -1B-COP

(Manual del fabricante)

La Figura 7 muestra las curvas de los ramales I y II y la curva de la bomba centrífuga modelo HIIC 65/35-500-1B-COP operando en condiciones de estrangulamiento (Operación real actual).

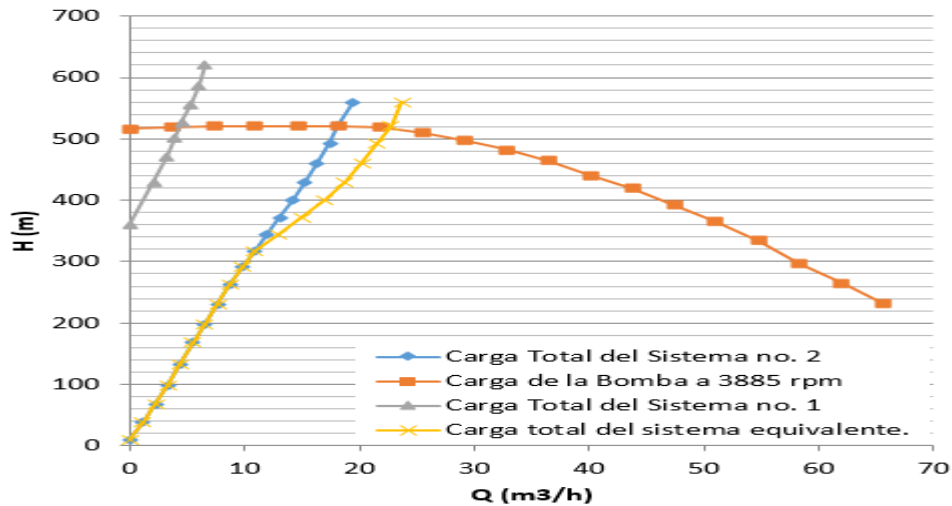


Fig.7 Curva de la bomba centrífuga modelo HIIC 65/35-500 -1B-COP operando en condiciones actuales

El punto de contacto del sistema (Ramal I) con la curva de la bomba producto de la operación bajo estrangulamiento, generando una carga de 520 m y un caudal de 5 m³/h. También se muestra el punto de operación 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 es ramificado, se suman los caudales para iguales valores de carga. En la figura 7 también se muestra la curva del sistema equivalente de los ramales I y II y su punto de operación con la curva de la bomba, generando un caudal de 23 m³/h y una elevación de 520 m. Como se muestra en la figura 7 la bomba centrífuga alcanza una eficiencia de 34 % para el punto de operación de 23 m³/h.

Teniendo en cuenta el intervalo permisible de operación de la bomba centrífuga recomendado por el fabricante en la curva H vs (Q) mostrado en Figura 8 con líneas diagonales, se puede observar que el punto de operación de la bomba bajo las condiciones de estrangulamiento se encuentra fuera de este valor recomendado por el fabricante, desplazado hacia la izquierda.

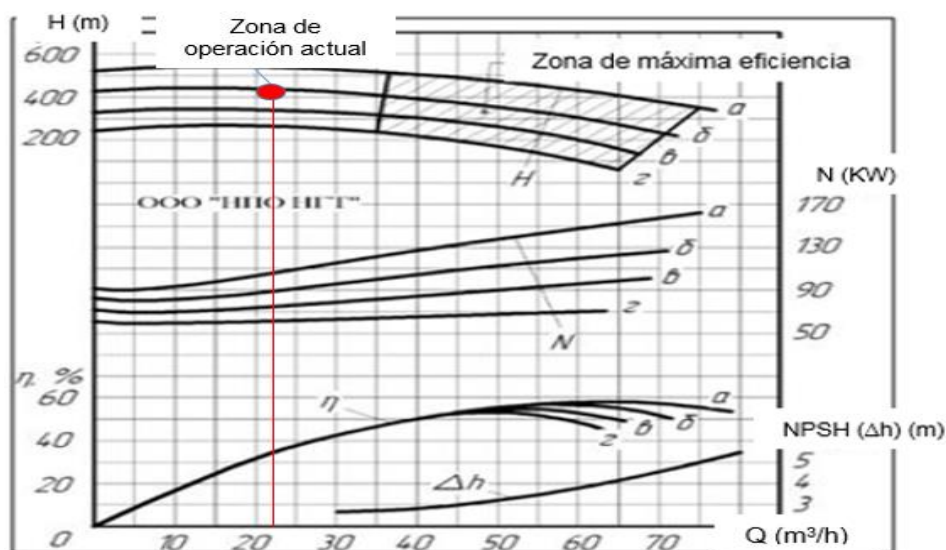


Fig.8 Curvas características de la bomba centrífuga modelo: HIIC 65/35-500 -1B-COP (Manual del fabricante)

Análisis de vibraciones y temperatura operando a las condiciones actuales

En la Tabla 7 se muestran los valores de la velocidad de amplitud cuadrática media de la raíz (root mean square amplitude (rms)) de la vibración medidos en la bomba y el motor con el colector de datos de vibración VIBxpert II, en condiciones de operación bajo estrangulamiento a 23 m³/h y en la Tabla 8 se muestran los valores de la velocidad (rms) de la vibración medidos en la bomba y el motor en condiciones de operación a máxima eficiencia.

Tabla 7. Valores de la vibración medidos en la bomba y el motor en condiciones de operación bajo estrangulamiento a 23 m³/h

	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	3	7,4	6,9	5,2
CENTRÍFUGA	4	8,9	7,1	6,3

Tabla 8. Valores de la vibración medidos en la bomba y el motor en condiciones de operación a máxima eficiencia

	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	3	4,2	3,4	1,6
CENTRÍFUGA	4	3,8	2,3	1,0

Según la tabla de severidad de la vibración de la norma ISO 10816, la bomba centrífuga modelo HIIC 65/35-500 -1B-COP 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 7 con los valores de severidad de la vibración establecidos en la ISO 10 816, 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 con equilibrio entre la zona inaceptable e insatisfactoria sobre la bomba, 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 (Tabla 8) con los valores de severidad de la vibración establecidos en la tabla 4 ISO 10 816, indican que la bomba centrífuga opera en una condición de vibración menor con zona satisfactoria como promedio.

En la Figura 9 se muestra la imagen termográfica tomada en la carcasa de la bomba en condiciones de operación actual bajo estrangulamiento.

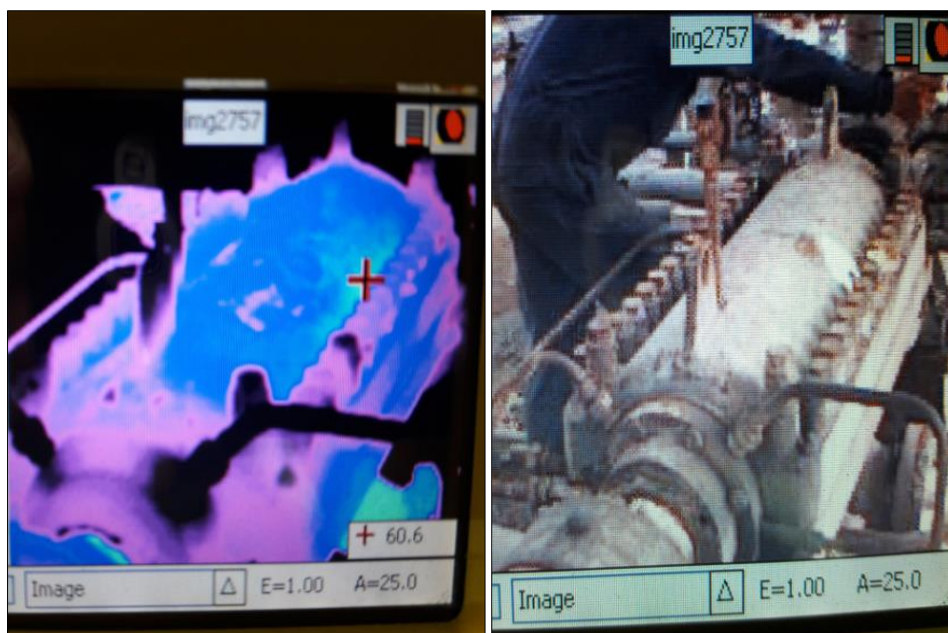


Fig.9 Imágenes real y termografía tomadas en la carcasa de la bomba en condiciones de operación actual bajo estrangulamiento

Como se muestra en la parte inferior derecha de la imagen térmica, la temperatura en la carcasa alcanza un valor de 60,6°C la cual comparada con la temperatura de operación en condiciones nominales la cual es de 40°C indica 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.

Selección de un nuevo equipo de bombeo

Teniendo en cuenta que el punto de operación se encuentra desplazado a la izquierda a 0,41 del flujo nominal lejos del 0,8 mínimo recomendado, las vibraciones se encuentren por encima de las recomendadas y duplicando el valor que alcanza cuando el flujo es 55 m³/h (punto de máxima eficiencia alcanzada por el equipo), obligando el aumento de temperatura en la carcasa, se hace necesario analizar la propuesta de sustituir la bomba.

En los criterios de selección de bombas, para un valor de flujo de 22 galones por minuto (6 m³/h) de caudal y 1 640 ft (500 m) de carga, se recomienda el tipo de bomba reciprocante [12]. A partir del criterio anterior se selecciona del catálogo del fabricante de bombas de pistón CAT PUMP la bomba modelo 2530, esta presenta un caudal de 26 gpm lo que equivale a 6 m³/h, una presión de 69 kgf/cm² (67,66 bar) y una potencia de 12,7 kW alejado de los 125 kW de potencia del equipo actual. La inversión inicial sería de 839 311,36 CUP que incluye el Kit de reparación de un año. Luego existirá una diferencia de 30 650,13 CUP anuales que se ahorran por concepto de mantenimiento planificado. La energía eléctrica teniendo en cuenta que se estima la bomba trabaje 8 016 horas/año y una tarifa de 3,61 CUP/kW se ahorran 3 249 710,45 CUP al año. En total la sustitución de la bomba ahorra 3 280 360,58 CUP al año.

Utilizando el método de periodo simple de recuperación (PSRI) dado en la Ecuación 8 se plantea que cualquier inversión que se recupere en un tiempo razonable (2 años o menos) será una inversión factible.

$$PSRI = \frac{\text{Inversión en capital}}{\text{Ahorros anuales netos}} \quad (8)$$

Inversión en capital = capital total invertido (CUP)

Ahorros anuales netos = diferencia monetaria entre utilizar el equipamiento seleccionado o mantener la tecnología actual (CUP). 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.

4. Conclusiones

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. La bomba logra operar con una eficiencia máxima del 51 % cuando alcanza un caudal de 55 m³/h disminuyendo al 31 % la eficiencia cuando el caudal es de 23 m³/h, punto donde se opera actualmente. La Norma API recomienda una región de operación entre 70 y 120 % por lo que operar al 45 % que se encuentra el equipo se aleja del rango mínimo. Lo mismo ocurre si se analiza con respecto al mínimo recomendado por el fabricante o con estudios de casos anteriores. Esto provoca que la temperatura de operación sea de 60,6°C, comparada con la temperatura de operación en condiciones nominales la cual es de 40°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. 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. La inversión inicial sería de 839 311,36 CUP. En total la sustitución de la bomba ahorra 3 280 360,58 CUP al año a recuperar en 0,26 años de trabajo según el método de PSRI.

Referencias

1. Capurso, T., Bergamini, L., Torresi, M., *Performance analysis of double suction centrifugal pumps with a novel impeller configuration*. Energy Conversion and Management, 2022. **14**(1): p. 1-14. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2022.100227>.
2. Dekys, V., Kalman, P., Hanak, P., Novaka, P., Stankovicov, Z., *Determination of vibration sources by using STFT*. Procedia Engineering, 2017. **177**(1): p. 496-501. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.251>.
3. Al-Obaidi, A., *Investigation of effect of pump rotational speed on performance and detection of cavitation within a centrifugal pump using vibration analysis*. Heliyon, 2019. **5**(6): p. 1-19. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2019.e01910>.
4. Wang, K., Luo, G., Li, Y., Xia, R., Liu, H., *Multi-condition optimization and experimental verification of impeller for a marine centrifugal pump*. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2020. **12**(1): p. 71-84. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2019.07.002>.
5. Luo, X., Yang, J., Song, L., *Analysis and research on vibration characteristics of nuclear centrifugal pumps at low flow rates*. Energy Reports, 2022. **8**(4): p. 1273-1282. DOI: <https://doi.org/10.016/j.egyr.2022.01.210>.
6. Moghadam, F., Nejad, A., *Theoretical and experimental study of wind turbine drivetrain fault diagnosis by using torsional vibrations and modal estimation*. Journal of Sound and Vibration, 2021. **509**(1): p. 25-49. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.116223>.

7. El-Gazzar, D., *Finite element analysis for structural modification and control resonance of a vertical pump*. Alexandria Engineering Journal, 2017. **56**(4): p. 695-707.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.aej.2017.02.018>.
8. Al-Naggar, Y., Jamil, N., Hassan, MF., Yusoff, A., *Condition monitoring based on IoT for predictive maintenance of CNC machines*. Procedia CIRP, 2021. **102**(1): p. 314-318.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2021.09.054>.
9. Subramaniam, U., Elavarasan, RM., Raju, K., Shanmugam, P., *Sensorless parameter estimation of VFD based cascade centrifugal pumping system using automatic pump curve adaptation method*. Energy Reports, 2021. **7**(1): p. 453-466.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.01.002>.
10. Suárez, A., Borges, R., *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, 2020. **12**(2): p. 146-153.
11. Adeodu, A., Daniyan, I., Omitola, O., Ejimuda, C., Agbor, E., Akinola, O., *An adaptive Industrial Internet of things (IIoTs) based technology for prediction and control of cavitation in centrifugal pumps*. Procedia CIRP, 2020. **91**(1): p. 927-934.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.03.125>
12. McNaughton, K. *Bombas Selección y Mantenimiento*, 1992. México: MacGraw-Hill/Interamericana de México. ISBN:978-9684220362

Conflicto de Intereses

Los autores declaran que no existe ningún conflicto de intereses.

Contribución de los autores

Alejandro Elías Suárez. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4701-013X>

Participó en el diseño de la investigación, metodología y administración de proyecto.

Reinier Jiménez Borges. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3430-0322>

Participó en análisis de datos, recursos, redacción y edición.

Yoisdell Castillo Alvarez. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8105-6206>

Participó en análisis de datos, recursos, redacción y edición.

José Danilo Gala Olivera. ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4884-0992>

Participó en análisis de datos, recursos, redacción y edición.