



ANÁLISIS HIDRÁULICO DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE POZO PROFUNDO PARA EVITAR FALLAS CONSTANTES AL MOTOR ELÉCTRICO POR SOBRE CARGA

J. Santana Villarreal Reyes

*Instituto Politécnico Nacional-Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Azcapotzalco
svillarreal@ipn.mx*

Juan José Martínez Cosgalla

*Instituto Politécnico Nacional-Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Azcapotzalco
jmartinezc@ipn.mx*

Fredy Donis Sánchez

*Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Unidad Azcapotzalco
fdonis@ipn.mx*

Resumen

Este trabajo trata del estudio analítico de un sistema de bombeo de pozo profundo, para alimentar de agua potable a una comunidad que sufre la falta de este preciado líquido por fallas constantes y paros repentinos del sistema de bombeo. El análisis del diseño de red hidráulica, diámetro de columna y descarga, naturaleza de la misma densidad del fluido, viscosidad a temperatura de bombeo, nivel dinámico y estático, es información importante para corregir este problema. Utilizando la ecuación de la energía, ecuación del medio continuo, el número de Reynolds, la ecuación de P. K. Swamee y A. K. Jain para encontrar el coeficiente de rozamiento, ecuación de Darcy.-Weisbach para determinar la caída de presión por rozamiento, de acuerdo al flujo volumétrico requerido y a la ingeniería de tuberías se determina la carga de la bomba, se da una propuesta de una bomba nueva elevando el rendimiento electromecánico y disminuyendo la potencia al freno, cumpliendo con los requisitos de flujo y carga evitando así la fallas constantes de la planta.

Palabras clave: flujo, carga, potencia de accionamiento, rendimiento, bomba

Unos de los conflictos más comunes que presentan algunas comunidades es el no abastecer de agua potable a ciertos fraccionamientos lo que ocasiona que los habitantes dejen de recibir este

servicio y su inconformidad crezca, por lo que es conveniente hacer un análisis hidráulico (energético), de la planta de bombeo. Desde hace seis meses la planta está inhabilitada debido a que la bomba no proporciona el flujo volumétrico



requerido, ni la presión necesaria para que llegue a cada casa de la comunidad, cabe señalar que este problema ya viene de algunos años atrás, esto implica que la planta está trabajando por un periodo de tiempo y después irremediablemente falla, teniendo periodos largos fuera de operación. Se hizo un levantamiento físico y visual del sistema hidráulico de pozo profundo, es decir, se tomaron datos de campo como lo es la cantidad de corriente eléctrica consumida por el motor, flujo volumétrico entregado por la bomba instalada; la tabla 1 muestra los datos de operación de la bomba sumergible que opera en la planta

Tabla 1 Datos de la bomba actualmente instalada.

Bomba Sumergible	
Tipo de bomba	Bomba centrífuga con motor sumergido
Impulsores	Radiales, cerrados
Tipo de lubricación	Agua
Pasos	8
Revoluciones	3500 RPM
Voltaje	440 V
Amperaje	145 A
Potencia	125 HP

Estos datos son obtenidos de la información técnica del fabricante, mismas condiciones de operación recomendados por éste, el flujo volumétrico o caudal (Q) requerido o de diseño es de 35 l/s, con una presión de trabajo de 2.8 kg/ cm², haciendo trabajar el equipo de bombeo y tomando datos de amperaje se registró una corriente de sobre carga de 200 A, cuando el motor eléctrico jaula de ardilla NEMA (por sus siglas en inglés), clase B soporta una corriente máximo de 166.7 A, este incremento de amperaje ocasiona que se detenga la planta de bombeo, teniendo la hipótesis de que quizá el incremento de amperaje sea por problemas en: el diseño de red hidráulica, cálculo de las pérdidas por rozamiento, determinación de la carga de la bomba (H) o mala selección del equipo de bombeo, además se debe medir el caudal y la presión en el punto requerido.

Datos del pozo y longitud de tubería

El aforamiento del pozo es muy importante, porque se tienen datos del pozo, como es: diámetro de ademe profundidad total, nivel dinámico, nivel estático. La tabla 2 muestra los datos requeridos, para el análisis hidráulico y determinar a partir del caudal de diseño, la carga de la bomba, potencia hidráulica, así como la selección de la bomba.

Tabla 2 Datos del aforamiento del pozo, carga y tubería.

Datos del pozo profundo, tubería y carga	
Carga dinámica	223 m. c. a
Diámetro del pozo (Ademe)	14 pulgadas
Diámetro de columna	8 pulgadas
Nivel estático	121 metros
Nivel dinámico	132 metros
Longitud de tubería hasta el tren	248 metros

Instalación de la bomba de pozo profundo

A continuación, se muestra la instalación de la bomba sumergible del sistema de bombeo de pozo profundo figura 1, cabe mencionar que esta instalación es como actualmente se encuentra el sistema de bombeo y que la instalación está

destinada a operar bajo condiciones normales de diseño.

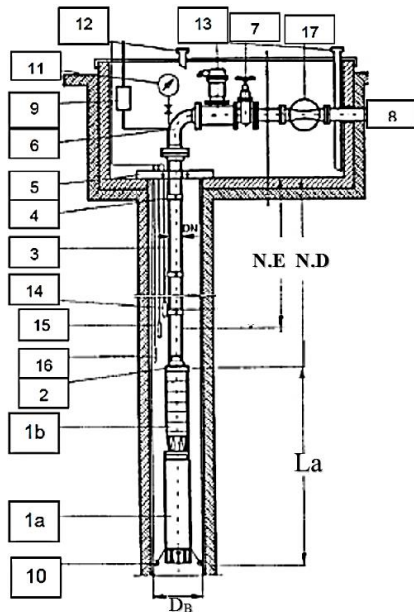


Figura 1. Instalación de la bomba sumergible de pozo profundo. Fuente: plano de instalación de la planta.

La tabla 3, indica cada una de las partes de la instalación del sistema de bombeo, así como su ubicación en la instalación, dando un panorama general de cómo está la instalación.

Tabla 3 Datos de instalación de la bomba sumergible.

1a. Motor sumergible.
1b. Bomba sumergible
2. Válvula de compuerta
3. Columna de bombeo
4. Abrazadera para suministro de energía.
5. Placa
6. Codo de descarga
7. Válvula de retención
8. Tubería de descarga.
9. Salida del cable de energía eléctrica.
10. Campana de succión
11. Manómetro.
12. Venteo de pozos.

13. Válvula de admisión y expulsión de aire.
14. Sensor de nivel superior.
15. Sensor de nivel inferior.
16. Sensor de presión para medición del nivel del agua.
17. Medidor de flujo.
DB. Diámetro del pozo.
La. Largo de la unidad.
N.E. Nivel estático
N.D. Nivel dinámico.

Desarrollo de cálculo

Para determinar las variables de que depende la selección de una bomba centrífuga que para este caso requiere que sea sumergible, es necesario determinar la caída de presión por rozamiento primarias y secundarias, de la red hidráulica a fin de determinar la carga de la bomba con el nuevo flujo volumétrico requerido por la comunidad, esto requiere de los planos hidráulicos; la Figura 2 es una vista de elevación de la planta de bombeo.

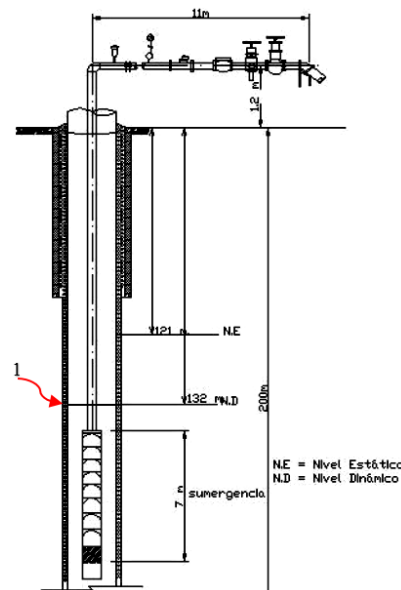


Fig. 2 Plano hidráulico vista de elevación de la bomba

La Figura 3 es una vista donde se observan los accesorios de la nueva red hidráulica propuesta y la Figura 4 es una vista de planta de la línea de conducción hasta el punto requerido.

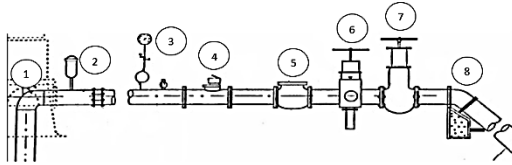


Fig. 3 Plano hidráulico accesorios en la línea de descarga de la bomba.

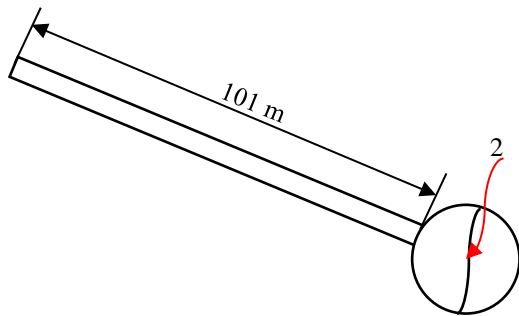


Fig. 4 Plano hidráulico longitud de línea de conducción de la bomba hasta el punto de descarga.

La tabla 4, son los accesorios requeridos en la descarga de la bomba vistos en la figura 3, la válvula de admisión, expulsión de aire, el manómetro y la válvula aliviadora de presión no genera pérdidas secundarias.

Tabla 4 Accesorios de la línea de descarga bomba sumergible.

Accesorio	
1	Codo de 90° (Descarga)
2	Válvula de admisión y expulsión de aire
3	Manómetro
4	Medidor de Caudal
5	Válvula Check (retención)
6	Válvula aliviadora de presión
7	Válvula de compuerta
8	Codo de 45°

Evaluación del equipo existente

Profundidad del pozo: 200 m
 Presión de descarga de la red = 28 m. c. a.
 Nivel estático: 121 m
 Nivel dinámico: 132 m
 Caudal: 35 l/s = 554.7 gpm
 Diámetro del Ademe. 0.3556 m (14 in)
 Diámetro de columna: 0.2032 m (8 in)
 Diámetro de la tubería de descarga: 0.2032 m (8 in)
 Material de la tubería: Acero al carbono roscada cédula 40
 Sumergencia de la bomba debajo del nivel dinámico: 7 m
 Longitud total de la tubería hasta el tren de descarga: 248 m

Determinación de las pérdidas por rozamiento

Para determinar las pérdidas por rozamiento primarias y secundarias, se requiere calcular las velocidades en la columna de bombeo como en la tubería de conducción hasta el punto del tren de descarga.

De continuidad tenemos:

$$Q = v \times A$$

$$v_{tub} = \frac{0.035 \times 4}{\pi (0.2032)^2} = 1.079 \text{ m/s}$$

Esta velocidad de la columna es la misma que la de la tubería de descarga, por ser del mismo diámetro.

Calculando el número de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{vD}{\nu}$$

donde:

Re - número de Reynolds

v-velocidad media de la tubería

D- diámetro de la tubería

ν-viscosidad cinemática del fluido



$$R_e = \frac{1.079 \times 0.2032}{1.02 \times 10^{-6}} = 2.14 \times 10^5 \text{ adm}$$

Rugosidad absoluta para la tubería de acero al carbono cédula 40, $\varepsilon = 0.045 \text{ mm} = 4.5 \times 10^{-5} \text{ m}$, rugosidad relativa $\varepsilon/D = 0.00022$

Del diagrama de Moody se lee el coeficiente de rozamiento λ .

$$\lambda = 0.0177$$

Utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach para determinar las pérdidas por rozamiento

$$H_{r \text{ tot}} = \lambda \frac{L + L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

donde:

$H_{r \text{ tot}}$ – pérdida de energía por rozamiento

total, en el sistema

λ – coeficiente de rozamiento

L – longitud total de tubería recta

L_e – longitud equivalente por accesorios

D – diámetro de la tubería

v – velocidad media de la del fluido

g – aceleración gravitatoria

La longitud equivalente por cada accesorio que se muestran en la Figura 3, y que son necesarios en la línea de conducción hasta el tren de descarga (ver Figura 4), la tabla 5 se enumeran estos accesorios y su longitud equivalente para valorar la pérdida de energía por rozamiento secundaria.

Tabla 5 Longitud equivalente por accesorios de la línea de descarga.

Accesorio	Diámetro (mm)	Le (m)	Pieza	ΣLe (m)
Válvula de retención	203	16	1	16
Válvula de compuerta	203	1.4	1	1.4

Codo de 90° (curva brusca)	203	5.5	1	5.5
Codo 45°	203	3	1	3
Medidor de flujo	203	100	1	100
ΣLe total				125.9

$$H_{r \text{ tot}} = 0.0177 \frac{248 + 125.9}{0.2032} \times \frac{1.079^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{r \text{ tot}} = 1.93 \text{ m. c. a}$$

Aplicando la ecuación de la energía del punto 1 Nivel Dinámico Figura 2 hasta el punto 2 en el tren de descarga figura 4

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + H_{r \text{ tot}}$$

Tomando como plano de referencia la línea centros de la descarga (LCB) Figura 2, en el punto 1 se tiene la presión atmosférica y el punto 2 se ubica en el plano horizontal de la descarga, además para esta ecuación se toma las presiones manométricas.

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + H_{r \text{ tot}}$$

$$H = \frac{p_2}{\rho g} + z_1 + \frac{v_2^2}{2g} + H_{r \text{ tot}}$$

$$H = 28 + (132 + 1.2) + \frac{1.079^2}{19.62} + 1.93 = 163.19 \text{ m. c. a}$$

Pero la carga que tomaron en cuenta para la selección del equipo de bombeo que opera actualmente es de 223 m.c.a.

Con el flujo volumétrico de 35 l/s y la carga de 223 m.c.a, se seleccionó la bomba de la Figura 5, la cual es una curva característica de esta bomba proporcionada por el proveedor, mostrando el caudal la carga, rendimiento potencia de accionamiento y NPSH_R,

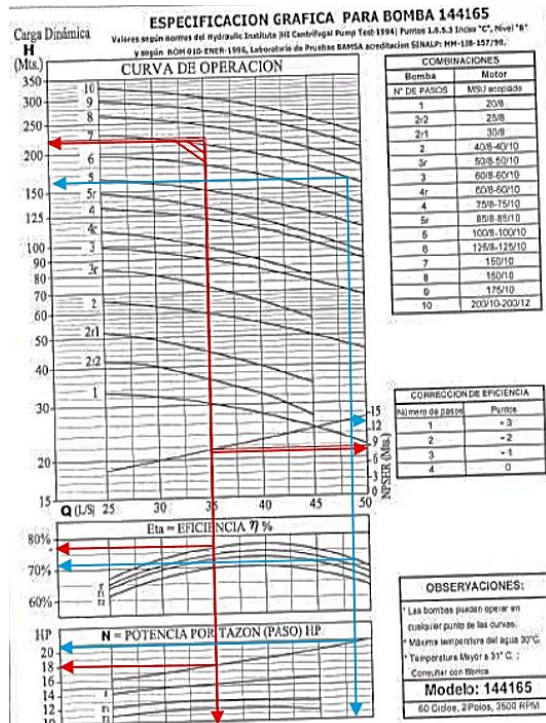


Fig. 5 Curva característica de bomba seleccionada marca BAMSА. Fuente: Catálogo del fabricante

De esta curva característica se lee 19.2 hp de potencia de accionamiento recordando que esta bomba sumergible es de 7 pasos o escalonamientos, lo que la potencia total es de 134.4 hp, rendimiento del 76%, NPSH_R de 8.8 m.c.a, dando un caudal de 35 l/s contra una carga de 223 m.c.a, con un motor de 150 hp con factor de seguridad de 1.15% sería el adecuado, calculando la potencia de accionamiento:

$$P_a = \frac{QxHx\rho xg}{3960x\eta} = \frac{0.035x223x1000}{0.76}$$

$$P_a = 100.75 \text{ kW} = 135. \text{ hp.}$$

Recordando que el motor con que viene acoplada la bomba es de 125 hp, esto representa una sobre carga de 10 hp, sin embargo del cálculo hecho se determinó una carga de 163.19 m.c.a, equivalente a 535.26 ft.c.a, con un flujo de 35 l/s o 554.7 gpm; si ahora buscamos este punto de operación en curva de ingeniería del fabricante, figura 5, líneas en color azul, los datos que arrojan son los siguientes: caudal 48.5 l/s = 768.7 gpm, carga de 163,19 m.c.a = 535.26 ft. c. a, potencia por paso de 21.8 hp, potencia de accionamiento total de 152.6 hp, rendimiento de 70.2%, NPSH_R de 13.5 m. c. a., el punto de operación real de esta bomba es el del punto o líneas azules, esto representa en potencia de accionamiento una sobre carga de 27.6 hp.

Calculando la potencia de accionamiento para el punto azul, que es el punto real de operación

$$P_a = \frac{QxHx\rho xg}{\eta} = \frac{0.0485x163.2x1000x9.81}{0.702} = 109.47 \text{ kW}$$

$$= 147 \text{ hp}$$

Lo que hace que el motor instalado de la bomba demande una corriente eléctrica por arriba de la corriente permitida, además se debe tener cuidado de que la bomba no presente cavitación para este punto de operación.

Cálculos para las nuevas condiciones de operación

- Profundidad del pozo: 200 m
- Presión de descarga de la red = 30 m. c. a.
- Nivel estático: 121 m
- Nivel dinámico: 132 m
- Caudal: 40 l/s = 634 gpm
- Diámetro del Ademe. 0.3556 m (14 in)
- Diámetro de columna: 0.2032 m (8 in)
- Diámetro de la tubería de descarga: 0.2032 m (8 in).

Material de la tubería: Acero al carbono roscada cédula 40



Sumergencia de la bomba debajo del nivel dinámico: 7 m

Longitud total de la tubería hasta el tren de descarga: 248 m

Siguiendo el mismo algoritmo anterior para poder determinar la carga de la bomba con un caudal de 40 l/s manteniendo el mismo diámetro de la tubería y naturaleza, el líquido de bombeo es el mismo a la misma temperatura, determinamos la velocidad media del fluido en la tubería.

$$v_{tub} = \frac{0.040 \times 4}{\pi(0.2032)^2} = 1.23 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{1.23 \times 0.2032}{1.02 \times 10^{-6}} = 2.45 \times 10^5 \text{ adm}$$

Rugosidad relativa $\epsilon/D = 0.00022$

Del diagrama de Moody se lee el coeficiente de rozamiento para estas condiciones de flujo

$$\lambda = 0.0175$$

Teniendo la misma longitud de tubería recta y también la longitud equivalente por accesorios ya que solo cambio la variable del caudal, se determina la caída de presión por rozamiento total del sistema.

$$H_{rtot} = 0.2032 \frac{0.2032}{0.2032} \times \frac{1.23^2}{2 \times 9.81} = 2.93 \text{ m. c. a}$$

Calculando la carga de la bomba

$$H = 28 + (133.2) + \frac{1.23^2}{19.62} + 2.93$$

$$H = 165.57 \text{ m. c. a} = 543.09 \text{ ft. c. a.}$$

Con los datos encontrados de carga y flujo volumétrico se selecciona una bomba distinta a la que se encuentra operando en el sistema, buscando que se tenga menor número de tazones, menor potencia de accionamiento, mayor rendimiento y sobre todo menor NPSH_R, de manera que la bomba

nueva tenga menor riesgo de cavitación, la figura 6 es la curva característica de la bomba propuesta que cumpla con las condiciones de operación de diseño y que no genere sobre carga al motor de 125 hp, solo la que permite la norma (NEMA) para este tipo de motores eléctricos jaula de ardilla clase B que es del 1.15%

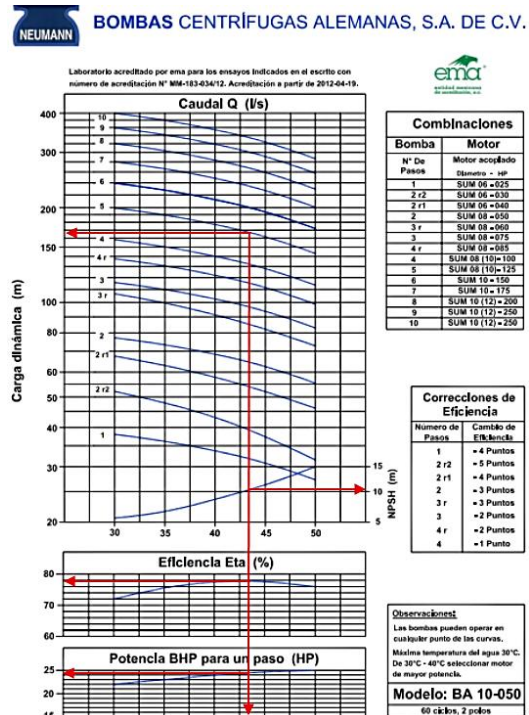


Fig. 6 Curva característica de ingeniería de bomba propuesta marca Bombas Centrífugas Alemanas. Fuente: Catálogo del fabricante.

De esta gráfica de comportamiento se puede leer los valores siguientes:

Caudal de operación real 48,5 l/s = 760.7 gpm

Carga 165 m. c. a = 542. ft. c. a.

Rendimiento 80%

Potencia de accionamiento 24.5 por tazón Potencia total por los 5 tazones 122.5 hp.

Carga neta positiva de succión (NPSH_R) por sus siglas en inglés de 10.2 m.c.a = 33.4 ft.c.a.



Lo que en todos los parámetros esta bomba mejora las condiciones de operación, inclusive proporcionando mayor flujo volumétrico que el de diseño de 40 l/s a 48.5 l/s, llegando el fluido al punto 2 (figura 4) con una presión de 3 kg/cm² o 30 m. c. a, en cuanto a la potencia de accionamiento que requiere esta bomba leída de curva es de 122.5 hp, comparando esta potencia con la del motor eléctrico jaula de ardilla que se tiene en la planta de 125 hp, no tendrá sobre carga.

Cálculo de la potencia de accionamiento con los datos leídos de la curva característica de la bomba

Para el sistema internacional de unidades (SI)

$$P_a = \frac{QxHx\rho g}{\eta} (W)$$

donde:

P_a – potencia de accionamiento en (Watt)

Q – caudal (m³/s)

H – carga de la bomba (m.c.a)

ρ – densidad absoluta del fluido (kg/m³)

g – aceleración gravitatoria (m/s²)

η – rendimiento de la bomba (%)

$$P_a = \frac{0.0485x165.57x1000x9.81}{0.79}$$

$$= 99,716.1 W = 99.7 kW$$

Para el sistema técnico gravitatorio inglés.

$$P_a = \frac{QxHxsg}{3960\eta} (hp)$$

donde:

P_a – potencia de accionamiento (hp)

Q – caudal (gpm)

H – carga de la bomba (ft. c. a)

Ejemplar 25. Enero-junio de 2021

sg – gravedad específica del fluido
(adimensional)

η – rendimiento de la bomba (%)

3960 – factor de conversión para que

P_a este en hp

$$P_a = \frac{760.7x542x1}{3960x0.80} = 130 hp$$

Se observa que de lectura se requieren 122.5 hp de potencia de accionamiento y de cálculo 130 hp, hay una diferencia de 5 hp esto no genera ningún problema al motor dado que su potencia es de 125 hp con un factor de seguridad para este tipo de máquinas de 1.15%, por lo que la potencia máxima a que se debe someter este motor es de 143.75 hp, la bomba nueva requiere una potencia entre 122.5 y 130 hp, el motor está dentro de este intervalo de trabajo, sin tener sobre carga de potencia y corriente, siempre es necesario revisar que la planta de bombeo se encuentre instalada como lo muestran las figuras 2, 3 y 4, estas son los planos hidráulicos cualquier cambio en la red (diámetro de la tubería, naturaleza, longitud, accesorios, niveles de bombeo), ocasiona que la bomba opere fuera del punto seleccionado, este punto puede recorrerse hacia la izquierda dando más carga y disminuyendo el caudal, si este fuera el caso la potencia de accionamiento disminuiría igualmente el NPSH_R, por el contrario si el punto de operación se recorre a la derecha la bomba proporciona más caudal debido a que disminuye la carga a vencer de la bomba, requiriendo mayor potencia de accionamiento y se incrementa el NPSH_R.

Conclusión

Este trabajo de análisis hidráulico, arroja valores de carga menor a la que se utilizó al seleccionar la bomba sumergible que está operando en el sistema, por ende mayor flujo volumétrico, esto hace que le potencia de accionamiento se incremente hasta 150 hp, se observa que la corriente a plena carga del motor del 125 hp es de 145 A, mientras que al hacer trabajar la bomba se lee una corriente de 200 A,



corriente que se transforma en calor y que hace que el motor falle por corriente excesiva, la propuesta que se da en este trabajo de la bomba nueva, presenta ventajas muy importantes como son: mayor flujo volumétrico entregado en el punto 2 o tren de descarga, la carga de la bomba realmente es menor aun con este caudal, la potencia de accionamiento está en el intervalo de la potencia del motor y de la capacidad del transformados de planta de 150 kVA, el $NPSH_R$ disminuye a 10.2 m. c. a., con lo que disminuye también el riesgo de cavitación de la bomba, los problemas de las fallas constantes del motor eléctrico por sobre carga fueron ocasionados desde los datos de diseño, como el caudal y carga que realmente no corresponden a este sistema, quizá la falta de ingeniería y diseño hidráulico ha hecho que esta planta de bombeo presente fallas contantes y, con

ello la inconformidad por la comunidad debido a la falta de suministro de agua potable.

Referencias

Forsthoffer, W. E. (2005). *Pumps: Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks*. USA: Elsevier Science & Technology Books

Mataix, C. (2011). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. México: Alfaomega, Oxford.

McCabe, W. L. Smith, J. C. and Harriott, P. (1991). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. España. McGraw-Hill.

Sulzer. (1995). *Centrifugal Pump Handbook*. London and New York: Elsevier Applied S