



INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO.

DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ.

FACULTAD DE METALURGIA ELECTROMECHANICA

DEPARTAMENTO DE ELECTRICA.

Tesis en opción al título de Ingeniero Eléctrico

*Título: Propuesta de modificación del sistema de bombeo del agua cruda
en la Empresa ECG.*

Diplomante: Ermides Velázquez González.

Tutores: Ing. Emilio Santiesteban Fonseca.

Ing. Adol Hernández Roja.

Moa-2011

“Año 53 de la Revolución”



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Ermides Velázquez González

Autor de este trabajo de Diploma tutorado por el Ing. Adol Hernández Roja y el Ing. Emilio Santiesteban Fonseca, certifico la propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, y la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara, el cual podrá hacer uso del mismo para fines docentes, educativos y posible aplicación.

Ing. Emilio Santiesteban Fonseca

(Tutor)

Ing. Adol Hernández Roja

(Tutor)

Ermides Velázquez González

(Autor)



PENSAMIENTOS

"Invertir en conocimientos produce siempre los mejores beneficios".

Benjamín Franklin

"Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: La voluntad."

Albert Einstein



DEDICATORIA

Este trabajo que va a definir el curso de mi vida se lo dedico a:

Mis padres, Ermide Velázquez Marrero y Maritza González Rodríguez por el amor y el apoyo que me han dado incondicionalmente los 24 años de vida que tengo.

Además de mi hermana Yaritza Velázquez González, a mis familiares, compañero de aula y amistades más allegada, por su ayuda incondicional bajo cualquier circunstancia.



AGRADECIMIENTOS

Agradezco con todo mi corazón a mis padres Ermide y Maritza por el sacrificio y confianza depositada en mí para que pudiese lograr lo que soy hoy, y a mi hermana Yaritza, a los amigos que contribuyeron a que este sueño se realizara.

Agradezco a mis compañeros de aula y a todos los profesores de mi especialidad, a mis tutores y de manera muy especial al Ing. Adol Hernández Roja y el Ing. Emilio Santiesteban Fonseca por sus conocimientos brindados para garantizar el éxito en este trabajo.

Agradezco a la vida por haberme permitido nacer en esta gran revolución socialista y por darme la oportunidad de forjarme como una persona culta y preparada en la especialidad de Ingeniería Eléctrica.



Resumen.

En el siguiente trabajo se realizó una propuesta de modificación a la red hidráulica de alimentación de agua cruda de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara, para determinar las posibilidades de ahorro de energía eléctrica en el accionamiento eléctrico de la estación de bombeo que suministra este fluido a la empresa y parte de la población y otras empresas del municipio. Para esto el trabajo se dividió en tres capítulos.

Capítulo 1: En este se realizó un resumen bibliográfico de los diferentes tipos de bombas, las redes hidráulicas y la metodología para el cálculo de los parámetros de las mismas. Los métodos para regular el flujo de salida en los sistemas de bombeo, demostrando cual es la opción más eficiente.

Capítulo 2: En este se describió el sistema de bombeo actualmente en funcionamiento y se calcularon sus parámetros eléctricos e hidráulicos. Luego se concibió la propuesta de modificación se calcularon sus parámetros hidráulicos, eléctricos y se determinó su eficiencia.

Capítulo 3: En este se determinó los costos económicos de la propuesta de cambio en la red hidráulica. Se determinó el ahorro energético de la nueva instalación y el tiempo de amortización del proyecto. Con los posibles daños medioambientales que puede ocasionar la propuesta y su aporte social.

Por último se realizaron las conclusiones generales del trabajo y las recomendaciones para su desarrollo práctico.



Summary.

The following work was carried out a proposal of modification to the hydraulic net of crude water of the company Commandant Ernesto Che Guevara, in order to determine the possibilities of saving the electric power in the electric control of the station of pump that supply this flowed to the company and part of the population and other companies of the municipality. For this the work divided in three chapters.

Chapter 1: In this was carried out a summary bibliographical of the several types of bombs, the hydraulic nets and the methodology for the calculation of the parameters of the same. The methods in order to regulate the flow of leaving in the systems of pump, demonstrating who it is the most efficient option.

Chapter 2: In this the system was described of pump now in operation and they are calculated their electric and hydraulic parameters. Then the proposal of modification was conceived was calculated their hydraulic parameters, electricians and was determined their efficiency.

Chapter 3: In this was determined the economical costs of the proposal of change in the hydraulic net. Was determined the energy saving of the new installation and the time of amortization of the project. With the possible damages the environment that could occasion the proposal and their social contribution.

For Last they were carried out the general conclusions of the work and the recommendations for their practical development.



Índice

Introducción General.	1
Situación Problemática.	2
Problema.	2
Hipótesis.	2
Objeto de estudio.	2
Campo de Acción.	2
Objetivo General.	2
Objetivos Específicos.	2
Tareas.	3
Resultados esperados.	3
Capítulo I: Marco Teórico Conceptual	5
Introducción.	5
1.1 Generalidades sobre la operación de bombas centrífugas.	6
1.1.1 Curva característica de la Bomba centrífuga.	7
1.2 Tipos de bombas.	8
1.2.1 Bomba roto dinámica.	8
1.2.2 Bombas centrífugas.	8
1.3 Punto de operación de sistemas hidráulicos.	11
1.4 Curvas de isoeficiencia.	12
1.5 Metodología para el cálculo en sistemas hidráulicos.	13
1.6 Métodos de Regulación de las Turbo Máquinas.	20
1.6.1 Regulación por Estrangulación.	21
1.6.2 Regulación por Variación de las Frecuencias de Giro.	24
Conclusiones.	25
Capítulo II: Diseño y Cálculo de la Nueva Propuesta de Bombeo.	27
Introducción	27
2.1 Descripción del sistema de bombeo actual.	28
2.2 Cálculo de operación del sistema actualmente instalado.	30
2.3 Elementos que componen el sistema eléctrico.	32
2.3 Nueva propuesta de operación.	34
2.3.1 Validación técnica de la propuesta	34
2.3.2 Determinación de la potencia y rendimiento del accionamiento.	47
Conclusiones.	50



Capítulo III: Valoración Técnico Económica y Social.	52
Introducción.	52
3.1 Resumen de gastos posibles para ejecutar la inversión.	53
3.1.1 Gasto de salario por ingeniería y proyecto.	53
3.1.2 Gasto por consumo de combustible.	53
3.1.3 Gasto de salario del personal de transporte.	53
3.1.4 Gastos por montaje.	53
3.1.5 Gastos en el movimiento de tierra.	53
3.1.6 Valor de las válvulas.	54
3.1.7 Gasto por tuberías y soportes.	54
3.1.8 Costo total de la inversión.	54
3.1.9 Tiempo de recuperación de la inversión	54
3.2 Impacto Medioambiental	55
3.2.1 Afectación a la vegetación	55
3.2.2 Afectación a la fauna	55
3.2.3 Transformaciones en el Paisaje.	55
Conclusiones	56
Conclusiones Generales.	57
Recomendaciones.	58
Bibliografía.	59



Introducción General.

El sistema de suministro de agua a la Empresa ECG se diseñó inicialmente para que la misma llegara a la industria tratada en la Potabilizadora. Para llevar el agua desde la estación de bombeo hasta dicha Potabilizadora, que se encuentra a 94 m SNM, se utilizan normalmente dos bombas de 1843 m³/h, accionadas por motores de 630kW. Transcurrido el tiempo se comprobó que una buena parte del líquido no exigía un tratamiento riguroso, por lo que se creó un nuevo esquema que luego de bombeada el agua desde la derribadora al tanque de distribución de la Potabilizadora y luego se envía por gravedad hasta la fábrica, donde se distribuye por todo el proceso. Este esquema se conoce con el nombre de Agua Cruda, el mismo representa una fuente potencial de ahorro de energía eléctrica por las características propias de la red hidráulica y su inusual forma de explotación. La reconfiguración de esta red y la determinación de sus parámetros se convierten en una variante a estudiar con el objetivo de encontrar una fuente de eficiencia energética.



Situación Problemática.

No se utiliza eficiente el sistema de suministro de agua cruda a la empresa ECG.

Problema.

Desaprovechamiento de las posibilidades de ahorro de energía en el bombeo de agua de la Empresa ECG.

Hipótesis.

Con una reconfiguración de la red hidráulica se puede disminuir el gasto de energía eléctrica por concepto de bombeo de agua.

Objeto de estudio.

Sistema de bombeo de agua a la Empresa ECG.

Campo de Acción.

Determinación de eficiencia en sistemas de bombeo.

Objetivo General.

Demostrar que existen posibilidades de ahorro de energía eléctrica por concepto de suministro de agua en la Empresa Comandante Che Guevara.

Objetivos Específicos.

- Reconfigurar el esquema de suministro de agua para maximizar las posibilidades de ahorro de energía eléctrica.
- Demostrar que existe la posibilidad de ahorro de energía eléctrica con un nuevo concepto en el suministro de agua cruda.
- Realizar una evaluación económica que valide la efectividad del sistema propuesto.



Tareas.

- Revisión bibliográfica y metodología de cálculo para el uso de bombas centrífugas.
- Revisar el esquema actual de suministro de agua a la Empresa ECG.
- Cálculo de la eficiencia del nuevo sistema.
- Comparación de los dos sistemas, el existente y el propuesto.

Resultados esperados.

- Demostrar que el sistema actual es ineficiente desde el punto de vista energético.
- Reconfigurar el sistema actual de bombeo de la empresa y calcular sus parámetros hidráulicos.
- Demostrar que se puede obtener un ahorro de energía con el uso de la propuesta de reconfiguración.



Capítulo I:

Marco Teórico Conceptual



Capítulo I: Marco Teórico Conceptual

Introducción.

Se estima que más del 60% de la energía eléctrica generada en el mundo es consumida por las máquinas eléctricas (Leonhard1995) y se estima que por lo menos el 20% del ahorro de energía está en el mejoramiento de los rendimientos de los motores y sistemas eléctricos, el otro 80% puede ser tomado de cada una de las partes del accionamiento eléctrico, incluyendo sus cargas mecánicas y el propio proceso. Nuestro objeto de estudio es la carga que representa su red hidráulica.

1.1 Generalidades sobre la operación de bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas constituyen no menos del 80% de la producción mundial de bombas, porque son más adecuadas para manejar una cantidad mayor de líquido que las bombas de desplazamiento positivo. En nuestro país, prácticamente todas las industrias poseen al menos una bomba centrífuga.

La primera fuente a la que debe recurrirse para obtener información sobre las bombas es la placa de datos que estos equipos traen consigo, la cual proporciona información útil y necesaria para su identificación y evaluación.

Con la información de placa (marca, modelo, velocidad, diámetro y tipo de impulsor) se puede recurrir a los catálogos del fabricante para obtener las características técnicas (curvas características, carga vs gasto, eficiencia vs gasto, NPSH vs gasto, etc.) de la bomba o bombas de interés.

Los datos que se pueden obtener directamente de la bomba son los diámetros de succión y de descarga de la bomba y la potencia (hp) y velocidad (RPM) del motor que la acciona. Con esta información se puede obtener un modelo de bomba en algunos catálogos de fabricantes que muestran una clasificación por tamaño de la bomba como por ejemplo: 1½ x 2 – 6; el primer número (1½) indica el diámetro de descarga, el siguiente (2) indica el diámetro de succión y el último indica el diámetro máximo del impulsor (todos en pulgadas), de modo que si se quieren obtener las curvas características de esta bomba se hace una búsqueda de los modelos de bombas con diámetro de succión de 2" y de descarga de 1½", esta búsqueda probablemente arroje bastantes modelos y sea complicado el seleccionar una bomba, si se cuenta con las RPM y la potencia del motor que acciona la bomba se puede reducir el número de bombas de la búsqueda.

Para garantizar que la evaluación de la bomba sea adecuada y que las medidas de ahorro de energía sean aplicables, es necesario obtener información general de la empresa y de la operación de la bomba.

Tiempo de operación de la bomba. En caso de que la empresa se encuentre en tarifa horaria es conveniente presentar el desglose del tiempo de operación para cada uno de los periodos

de la tarifa eléctrica de la empresa. Esta información se utiliza para evaluar el ahorro económico de las medidas de ahorro de energía. ^[17]

1.1.1 Curva característica de la Bomba centrífuga.

Teniendo la información de los datos de placa de la bomba, se deben consultar los catálogos o información técnica del fabricante para obtener las curvas características de la bomba centrífuga; dichas curvas son aquellas que relacionan las variables que intervienen en el funcionamiento de la misma (Figura 1.1).

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

La curva de carga vs gasto (trazada para diferentes diámetros de impulsor y a velocidad constante).

- La curva de NPSH vs gasto.
- La curva de eficiencia vs gasto (o curvas de isoeficiencia).
- La curva de potencia vs gasto.

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

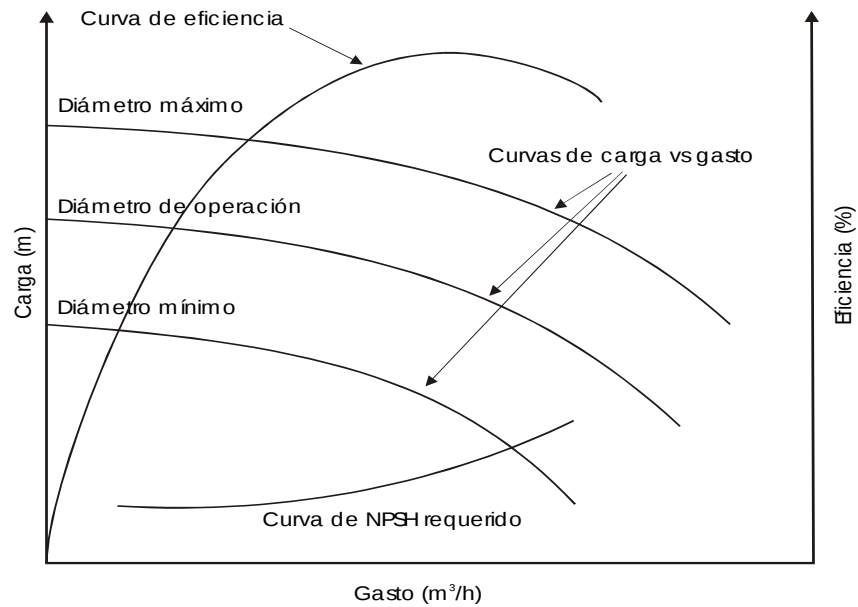


Figura (1.1). Curvas Características de una Bomba Centrífuga

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

La carga estática total se determina conociendo la altura geométrica del nivel del líquido entre los recipientes de succión y descarga y la línea de centros de la bomba, así como las presiones en esos mismos puntos.

1.2 Tipos de bombas.

Todos los tipos de bombas pueden ser clasificados en dos categorías principales: las bombas roto dinámicas y las bombas de desplazamiento positivo. ^[6]

1.2.1 Bomba roto dinámica.

Constan de un elemento rotor o rodete el cual imparte velocidad al fluido generando presión. Pueden ser centrífugas, de flujo axial, de flujo mixto y multietapas.

1.2.2 Bombas centrífugas.

Llamadas así dado que la cabeza de presión es generada por acción centrífuga. El rodete está formado por una serie de aspas curvas ubicadas en ambos lados de los platos. El rodete gira dentro de la voluta como se muestra en la (figura 1.1). El flujo entra a la bomba a través del centro u ojo del rodete y el fluido gana energía a medida que las paletas del rodete lo

transportan hacia afuera en dirección radial. La voluta generalmente tiene forma de caracol para generar un incremento gradual en el área de flujo de tal manera que la energía cinética a la salida del rodete se convierte en cabeza de presión a la salida.

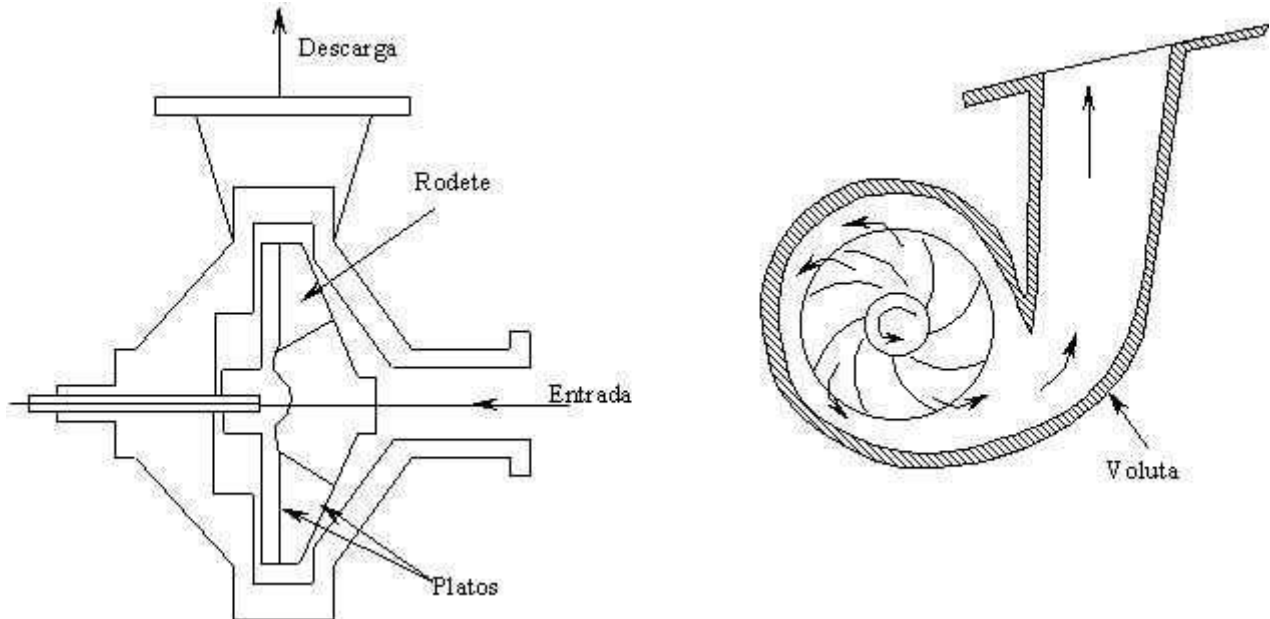


Figura (1.2). Bomba centrífuga.

Bombas multietapas.

Son el resultado de colocar varias bombas centrífugas idénticas en serie. Cada rodete imparte la misma cabeza al líquido y la cabeza total generada es proporcional al número de rodetes. Se utiliza un montaje vertical para bombear agua de pozos profundos.

Bombas de flujo axial.

El líquido entra en dirección axial y la fuerza centrífuga no juega ningún papel en la generación de la cabeza. El movimiento helicoidal impartido por el rodete al fluido es contrarrestado por los álabes fijos y la descarga se encuentra nuevamente en la dirección axial.

El ángulo de inclinación de las aspas tiene gran influencia sobre la cantidad descargada: a menor ángulo, menor cantidad para una velocidad dada. Las bombas de flujo axial

generalmente se ubican suspendidas sobre el pozo de succión con la campana de succión y el rodete sumergidos. El rotor tiene la forma de un propulsor de barco.

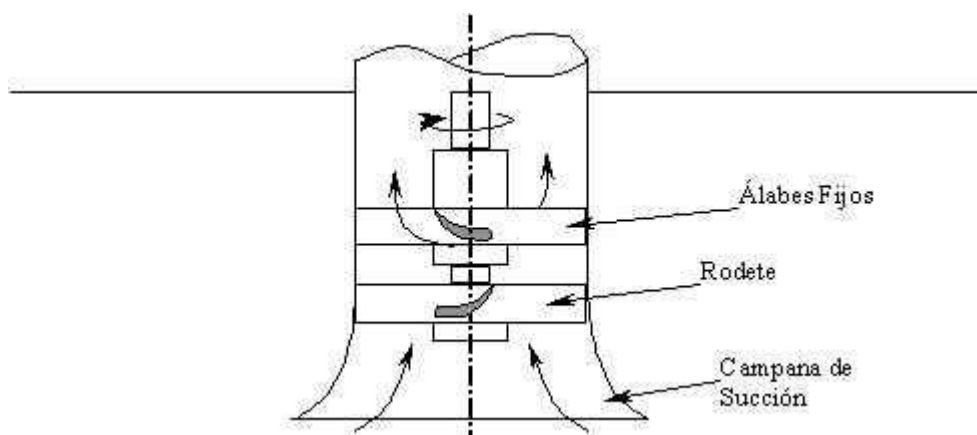


Figura (1.3). Bomba de flujo axial.

Bombas de flujo mezclado.

Este tipo de bombas ha sido desarrollado para realizar actividades que se encuentran entre el alcance de las bombas centrífugas y el de las de flujo axial; por consiguiente, el flujo es en parte radial y en parte axial. Para evitar problemas de cavitación con las bombas de flujo axial y de flujo mezclado se deben tomar muchas precauciones en el diseño del pozo de succión y en la localización del rodete con respecto al nivel del agua. La apariencia de una bomba de flujo mezclado es muy similar a la de una bomba axial.

Bombas de desplazamiento positivo.

Funcionan como el resultado de cambios volumétricos en la bomba. Los ejemplos más comunes de este tipo de bomba son las bombas de pistón en las cuales el pistón desplaza un volumen dado de fluido con cada golpe. En la actualidad estas bombas son poco utilizadas por las desventajas que presentan frente a las bombas roto dinámicas, como se muestra en la (tabla 1.1).

Bombas de desplazamiento positivo	Bombas roto dinámicas
Flujo no permanente debido a la acción de la bomba	Flujo permanente
No puede operar contra una válvula cerrada: para o falla.	Puede operar contra una válvula cerrada. La energía creada de esta manera se convierte en calor.
Para una tarea determinada es más grande que una bomba roto dinámica.	Para una tarea determinada es más pequeña que una bomba de desplazamiento positivo.
No puede bombear fluidos que contengan sólidos.	Puede bombear mezclas de sólidos y líquidos, como por ejemplo aguas residuales.

Tabla (1.1). Comparación entre bombas de desplazamiento positivo y roto dinámicas.

1.3 Punto de operación de sistemas hidráulicos.

El punto de operación es el punto de intersección de la curva de resistencia del sistema y la curva característica cabeza/descarga (H/Q) de la bomba, graficadas en el mismo sistema de coordenadas H Vs. Q como se muestra en la figura (1.4).

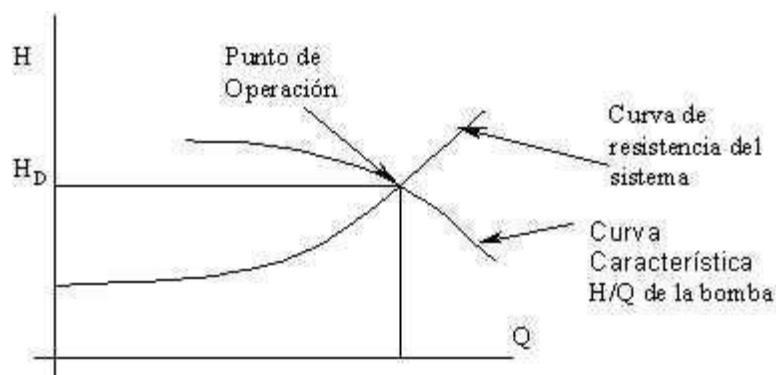


Figura (1.4). Punto de operación de una bomba.

No siempre es posible ajustar el sistema a una bomba disponible de tal manera que el punto de operación coincida con el de mayor eficiencia. Las casas manufactureras de bombas suministran diagramas que indican el rango adecuado de operaciones para cada bomba. ^[18]

1.4 Curvas de isoeficiencia.

Si es posible probar una bomba para diferentes velocidades, la relación H/Q para cada velocidad puede ser graficada como se muestra en la figura (1.5). Si los valores de eficiencia para los puntos probados se ubican en las curvas H/Q , entonces las líneas de igual eficiencia se pueden dibujar como se observa y son conocidas como curvas de isoeficiencia. De esta manera se muestra en un sólo diagrama la relación entre cabeza, descarga, velocidad y eficiencia.

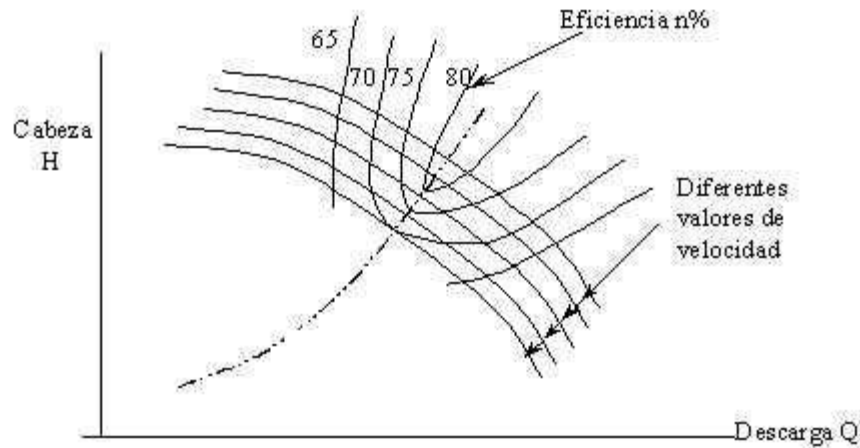


Figura (1.5). Curvas de isoeficiencia.

1.5 Metodología para el cálculo en sistemas hidráulicos.

La energía entregada por la bomba al fluido, expresada en altura es:

$$H_b = \frac{P_s - P_e}{\gamma} \quad (1.1)$$

Esta bomba está acoplada a un motor eléctrico monofásico, al cual se le suministra una potencia, N_{elec} dada por:

$$N_{elec} = V * I \quad (1.2)$$

Para calcular la potencia eje del motor eléctrico se dispone de un sistema de freno, mediante el cual se registra la fuerza del motor a una distancia, b , del eje de giro, de esta forma la calculamos mediante la expresión:

$$N_{eje\ mot} = F * b * \omega \quad (1.3)$$

Conocidas estas dos potencias podemos calcular la eficiencia del motor eléctrico:

$$\eta_{motor} = \frac{N_{elec}}{N_{eje\ mot}} \quad (1.4)$$

Continuando, con las características de la bomba. Como el motor está conectado con un sistema de transmisión por correa a la bomba, la potencia en el eje de la bomba se ve afectada por el rendimiento mecánico de dicha transmisión:

$$N_{\text{eje bom}} = N_{\text{eje mot}} * \eta_{\text{trasmis}} \quad (1.5)$$

Por último la potencia útil, es decir la potencia suministrada al fluido es:

$$N_{\text{fluido}} = \gamma V_s * H \quad (1.6)$$

Así la eficiencia d la bomba es:

$$\eta_{\text{trasmis}} = \frac{N_{\text{util}}}{N_{\text{eje bomb}}} = \frac{\gamma V_s * H}{N_{\text{eje bomb}}} \quad (1.7)$$

Unidades de las magnitudes Físicas y designaciones adoptadas:

Simbología	Unidades
A: Área	m ²
D: Diámetro	m
g: Aceleración local de gravedad	m/s ²
£: Rugosidad relativa	-
H _v : Pérdida de carga	m
L: Longitud	m
P: Presión	Pa
Q: Caudal volumétrico	m ³ /h
Re: Número de Reynolds	-
T: Temperatura grado centígrado	°C
V: Velocidad de circulación del flujo	m/s
K: Coeficiente de pérdida	-
λ: Coeficiente de rozamiento	-
γ: Viscosidad cinemática	m ² /s
Υ: Peso específico	Kg/m ³

Determinación de la velocidad de un conductor en operación.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (1.8)$$

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1.9)$$

Determinación del coeficiente de rugosidad

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{\epsilon}{3.7} + \left(\frac{6.85}{R_e} \right)^{0.9} \right] \quad (1.10)$$

$$\epsilon = \frac{e}{d_{eq}} \quad (1.11)$$

Determinación del número de Reynolds.

$$R_e = \frac{V_d}{\nu} \quad (1.12)$$

Determinación de las pérdidas locales Hv de válvulas, conexiones y tuberías especial.

$$H_v = K \frac{V^2}{2g} \quad (1.13)$$

Determinación de las pérdidas por longitud aplicando la ecuación Darcy-Weisbach.

$$H_v = \lambda \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (1.14)$$

$$\Sigma H_v = H_{vr} + H_{vL} \quad (1.15)$$

Ecuación de las pérdidas.

$$H_{m1} = \frac{\Sigma H_{vi} * Q_1^2}{Q_1^2 \max} \quad (1.16)$$

La ecuación de Bernoulli para la determinación de la presión.



$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \Sigma H_v \quad (1.17)$$

$$P_1 = ((Z_2 - Z_1) + \Sigma H_v) * \gamma \quad (1.18)$$

Determinación del diámetro de una conductora.

$$Q = V \times \frac{\pi d^2}{4} = \sqrt{\frac{Q^4}{V * \pi}} \quad (1.19)$$

$$Q = V + A \quad (1.20)$$

Calculo de la presión para antes del platillo orificio.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_{1.2}}{\gamma} + \frac{V_{1.2}^2}{2g} + Z_{1.2} + \Sigma H_v \quad (1.21)$$

$$P_{1.2} = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - \frac{V_{1.2}^2}{2g} - Z_{1.2} - \Sigma H_v \right) * \gamma \quad (1.22)$$

Cálculos para el platillo orificio.

$$C = \frac{Q_{\max} * \sqrt{\rho}}{0.01252 D_n^2} \quad (1.23)$$

$$m = \frac{C}{\sqrt{\Delta P}} \quad (1.24)$$

Cálculo para el número de Re.

$$R_e = \frac{Q_{\max} * \rho}{D_n * \mu} \quad (1.25)$$

Para calcular el diámetro del diafragma.

$$D = D \sqrt{m} \quad (1.26)$$

Para comprobarlo.

$$Q_{\text{máx}} = \gamma * D_n^2 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (1.27)$$

Determinación de las pérdidas después de un platillo orificio.

$$H_v = \lambda \frac{L}{d} * \frac{v^2}{2g} \quad (1.28)$$

$$\Sigma H_v = H_{vr} + H_{vL} \quad (1.29)$$

1.5 Fundamentos del diseño de conductoras hidráulicas.

En el diseño de una conductora hidráulica intervienen variables de naturaleza hidráulica, que caracterizan funcionalmente el sistema; cuando el objetivo económico está presente en el problema, se consideran los costos asociados a cada uno de los elementos del sistema, así como su relación con las variables hidráulicas.

La línea queda caracterizada hidráulicamente por una serie de variables; en el caso de una línea que corresponde a un tubería, las cuatro variables hidráulicas fundamentales son: velocidad v , caudal Q , diámetro D , y pérdida de carga h_f . Existen dos ecuaciones básicas que ligán obligatoriamente estos cuatro parámetros en cada línea:

Ecuación de continuidad:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} * v \quad (1.30)$$

Ecuación de pérdidas:

$$h_f = \frac{8fL}{\pi^2 g D^5} * Q^2 \quad (1.31)$$

La ecuación de continuidad se plantea como la relación $Q = f(v, D)$ para el caso de conductos de sección circular. En el caso de la ecuación de pérdidas se recomienda seleccionar la ecuación de Darcy-Weisbach porque es consistente dimensionalmente y es la más utilizada

con este fin. Considerando que el régimen de circulación del agua es turbulento, se puede obtener el factor de fricción f (a dimensional) a partir de la fórmula de Colebrook:

Uno de los primeros modelos que se obtenidos experimentalmente para la determinación de las pérdidas hidráulicas en conducciones cerradas, utilizadas en la transportación de agua, fue reportado por Williams y Hacen, y ha sido especialmente verídico para tuberías de hierro colado de diámetro de 7,62 cm o más grande, según lo refiere Karassik. Sobre la base de esta dependencia empírica se han establecido nomogramas y tablas hidráulicas que simplifican el empleo de este modelo, válido solamente para el flujo de agua a temperaturas comunes, en las que la viscosidad es alrededor de 1,1. Según se demuestra si la viscosidad varía con la temperatura de forma que la primera decrezca hasta 0,29, las pérdidas hidráulicas calculadas por la fórmula de Williams Hazen, pueden diferir de las reales en un 20 %. Resultados similares muestran otras relaciones empíricas propuestas por Mauricio Levi [57], Chezy, Scobey, Flamant y Capen [94], para el flujo de agua por tuberías, y que han sido menos populares que la de William-Hazen^[21].

La ecuación de Darcy-Weisbach, sin dudas sigue siendo universalmente aceptada al brindar buenos resultados en la determinación de las pérdidas hidráulicas h (en metros) en conductos cerrados que transportan cualquier fluido

$$h = \frac{(L+Le)}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (1.32)$$

Dónde:

f : es el factor de fricción de Darcy, adimensional,

d : es el diámetro interior del conducto, m

L : es la longitud recta del conducto, m,

Le : es la longitud equivalente debida a válvulas y accesorios que presenta el conducto, la que se puede estimar según publicaciones especializadas.

V : es la velocidad promedio a través de la sección transversal del conducto, m/s.

Nekrasov propone que la ecuación de Darcy-Weisbach puede arreglarse convenientemente de tal forma que la constante hidráulica de la tubería K agrupe las características geométricas

del conducto, las propiedades y la resistencia friccional del fluido newtoniano según el régimen de corriente establecido en el conducto, esto es:

$$H = K * Q^m \quad (1.33)$$

- Para régimen laminar: ($Re < 2\,300$)

$$K = \frac{128\nu(L+Le)}{\pi^2 g d^5} \quad (1.34)$$

$$m = 1$$

- Para régimen turbulento: ($Re = > 2\,300$)

$$K = \lambda(L + Le) \frac{8}{\pi^2 g D^5} \quad (1.35)$$

$$m = 2$$

El diagrama de Moody, tradicionalmente ha sido usado como la fuente más accesible y aceptable de información sobre el factor de fricción de Darcy. Para desarrollar un modelo matemático de este factor los contenidos del diagrama de Moody deben ser reducidos a una forma que permita, convenientemente, obtener el factor de fricción como una función de la rugosidad relativa (e/d) y del número de Reynolds (Re).

Para el régimen de circulación laminar de fluidos de naturaleza newtoniana existe plena correspondencia entre los ensayos de Moody en tuberías comerciales y la siguiente ecuación.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1.36)$$

Históricamente, la ecuación de Colebrook (1939) ha sido la más cotizada y representativa de la forma funcional del factor de fricción para flujo turbulento ($Re \Rightarrow 2\,300$); desafortunadamente, el factor de fricción está implícito con respecto al número de Reynolds y la rugosidad relativa en la representación de Colebrook. Por su parte, Blasius propuso una relación empírica para tubos hidráulicamente lisos, válida en el rango de $3\,000 < Re < 100\,000$. [21]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log_{10} \left[\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right] \quad (1.37)$$

1.6 Métodos de Regulación de las Turbo Máquinas.

Para satisfacer las demandas del sistema al que esté acoplado la máquina centrífuga, es necesario que esta sea capaz de variar sus parámetros de trabajo dentro de ciertos límites manteniendo un alto rendimiento. Para lograr esto, los diseñadores tratan de obtener modelos que garanticen, para las máquinas sometidas a regímenes variables de trabajo, características de rendimiento altas y planas (curva 1, figura 1.6).

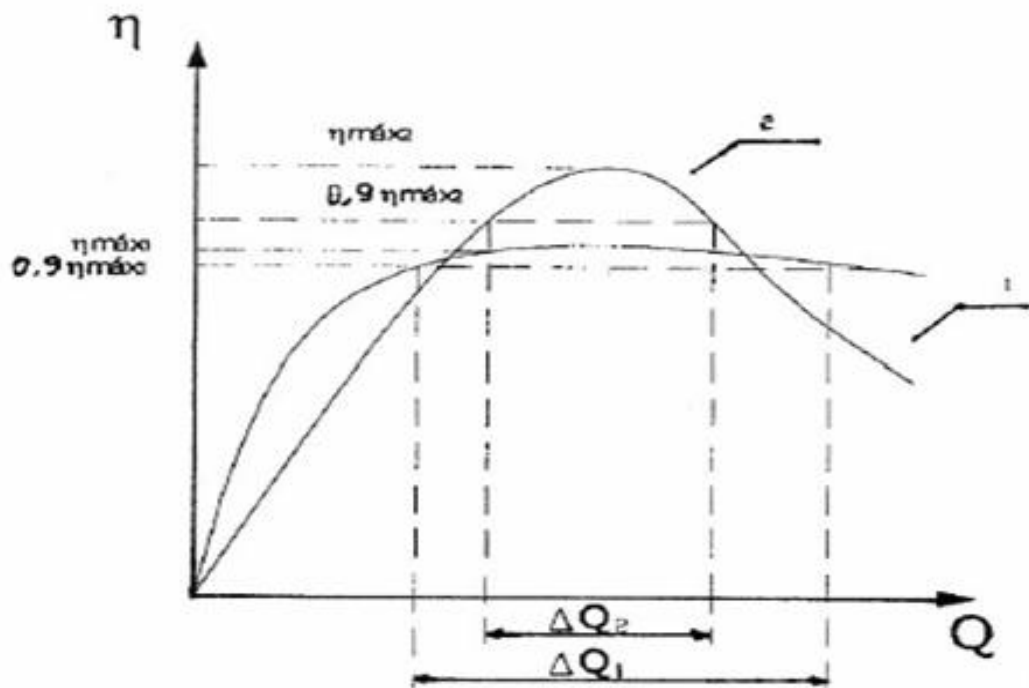


Figura (1.6). Curvas de rendimiento y formas de trabajo óptimo.

Para las máquinas que trabaja en condiciones estables de operación se busca que el rendimiento sea lo más elevado posible en el punto de operación (curva 2, figura 1.6).

La zona de trabajo óptimo de una máquina centrífuga, se define como la variación de gasto que queda en el entorno de $0.9 \eta_{\max}$.

En la (figura 1.6) se observa que la curva 1 tiene una zona de trabajo óptimo mayor que la curva 2. Estos criterios deben tenerse en cuenta al seleccionar la máquina para una aplicación dada, pues una máquina de alto rendimiento puede resultar ineficiente si se opera fuera de su zona de trabajo óptimo durante la mayor parte de su tiempo de explotación.

Estos criterios también son válidos al seleccionar los sistemas de regulación de la máquina. A continuación se estudiarán los sistemas de regulación más empleados en las máquinas centrífugas. ^[16]

1.6.1 Regulación por Estrangulación.

La estrangulación es el sistema más empleado en la regulación de las máquinas centrífugas debido a su sencillez y poco costo de inversión. No obstante, desde el punto de vista energético es el menos eficiente por basarse en el incremento de las pérdidas del sistema.

La regulación por estrangulación se realiza mediante una válvula o compuerta colocada en la succión o descarga de la máquina.

La estrangulación a la descarga es la más empleada y su efecto consiste en aumentar la resistencia del sistema con tuberías, proporcionalmente con el cierre de válvula o compuerta, Debido a esto el punto de operación se traslada desde la punta A (figura 1.7) hacia la zona de menores gastos a lo largo de las características de H contra Q de la máquina.

El gasto mínimo de la regulación será cero, con la válvula totalmente cerrada, y el gasto máximo corresponderá con un punto A, correspondiente a las características del sistema, con la válvula totalmente abierta.

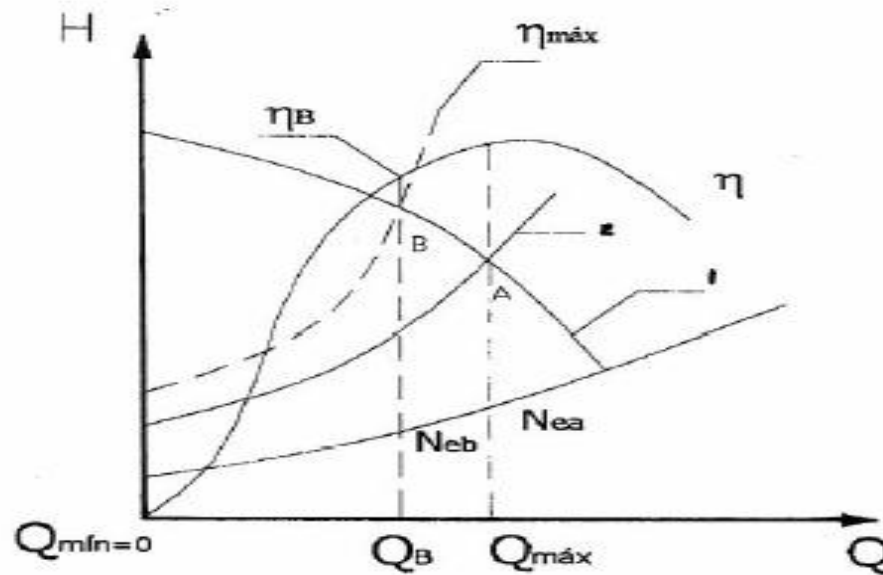


Figura (1.7). Regulación por estrangulación en la descarga.

Curva 1. Características de la máquina.

Curva 2. Características del sistema.

Generalmente, este sistema se emplea para la regulación en un solo sentido, es decir, desde un gasto máximo a gastos menores.

Debe observarse que esta regulación provoca una disminución del rendimiento de la máquina, ya que cualquier gasto a la izquierda del punto A posee un rendimiento menor

(Ver punto B en la figura 1.7)

Este aspecto en ocasiones tiene a crear ya si se observa la ecuación de potencia (N_e contra Q), la operación de la maquina en el punto B requiere un menor consumo de potencia en el punto A sin embargo no debe de perderse de vista que el gasto también es menor, y si se evaluar el consumo de potencia específica, tiene que:

$$\frac{N_{eA}}{Q_A} < \frac{N_{eB}}{Q_B} \quad (1.38)$$

Esto es demostrable ya que si sustituimos el valor de N_e en la ecuación anterior tenemos que:

$$\frac{\rho g H_A Q_A}{Q_A} < \frac{\rho g H_B Q_B}{Q_B} \therefore H_A < H_B \quad (1.39)$$

Lo cual se corrobora en la (figura 1.7)

La estrangulación en la succión no se recomienda en el caso de las bombas, ya que esto puede ocasionar que ocurra la cavitación al aumentar la caída de presión en la succión. En los ventiladores es aplicable, ya que en los gases no se presentan estos problemas. La estrangulación en la succión debe ubicarse lo más próxima a la succión de la máquina. En este caso su efecto se manifiesta como una modificación de la curva del sistema como se muestra en la (figura 1.8). La caída de la característica de la máquina es originada por la disminución de la presión en la succión del impelente.

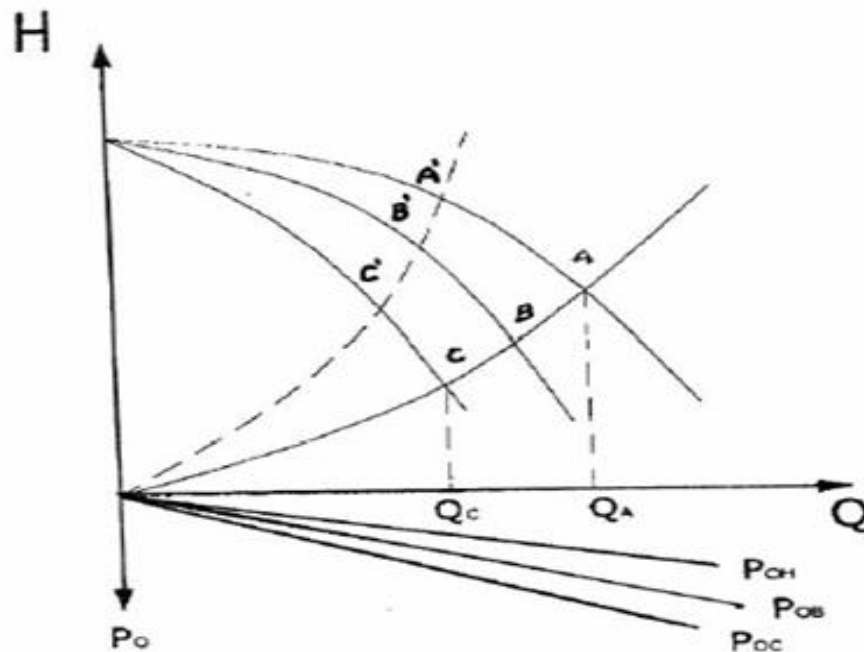


Figura (1.8). Regulación por estrangulación en la succión.

Si la válvula o regulador se aleja de la succión de la máquina, se superpondrán los dos efectos, el de estrangulación en la succión y efecto similar al de regulación en la descarga, ya que el incremento en las pérdidas elevaría la resistencia total del sistema, como muestra la curva de punto, obteniendo los puntos de operación, con lo cual se produce una regulación más brusca de la máquina.

1.6.2 Regulación por Variación de las Frecuencias de Giro.

Este sistema de regulación es muy aplicado en aquellas máquinas accionadas por turbinas, motores de combustión interna y motores eléctricos de velocidad variable.

La regulación en este caso se produce de acuerdo con las leyes de semejanza estudiadas y los puntos de operación estarán ubicados sobre la curva del sistema. (Ver figura 1.9)

Al aplicar este método es necesario comprobar si para las máximas revoluciones por minuto de la máquina, el motor posee la potencia requerida, ya que como se expresa en la siguiente ecuación:

$$\frac{N_{eA}}{N_{eB}} < \frac{V^5_{2a}}{V^5_{2b}} * \frac{n^3_a}{n^3_b} * \frac{\rho_a}{\rho_b} * \frac{\eta_b}{\eta_a} \quad (1.40)$$

La potencia varía proporcionalmente con el cubo de las revoluciones. Es importante señalar que las leyes de la semejanza permiten calcular los puntos homólogos para distintas curvas.

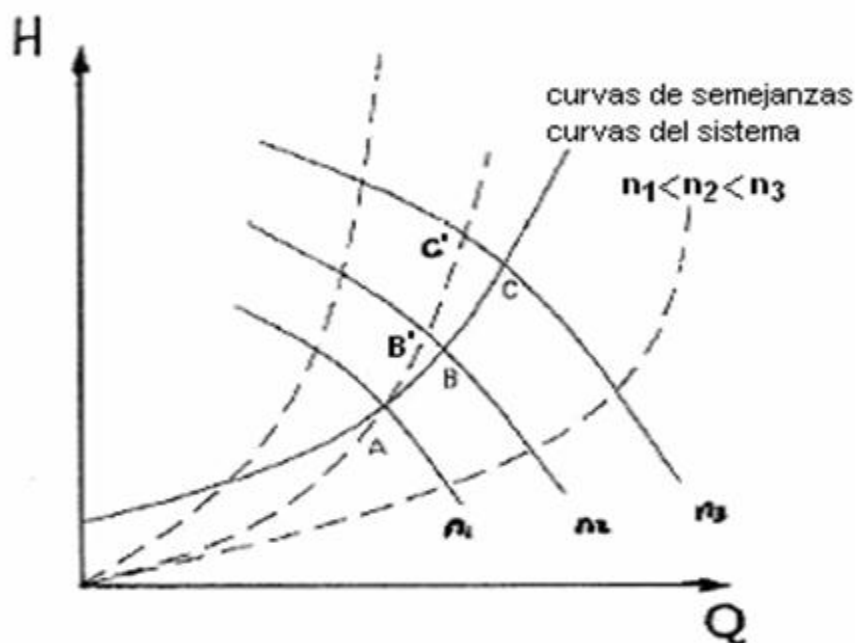


Figura (1.9). Regulación de la capacidad por la variación de las revoluciones por minutos.



Conclusiones.

- Se especificaron las características de operación de la bomba centrifugas.
- Se seleccionó la metodología para el cálculo de redes de sistemas hidráulicos.
- Se especificaron los métodos de regulación de los turbo máquina demostrando que el de regulación por variación de la frecuencia de Giro es el más eficaz.



Capítulo II:

Diseño y Cálculo de la Nueva Propuesta de Bombeo.



Capítulo II: Diseño y Cálculo de la Nueva Propuesta de Bombeo.

Introducción

En nuestro caso la instalación hidráulica de agua cruda incluyendo la bomba centrífuga que constituye la carga mecánica rotacional, este subsistema proceso (Tubería, Codos, Accesorios, Recipientes, etc.) tiene una de las mayores reservas de oportunidades para mejorar los rendimientos de energía eléctrica.

2.1 Descripción del sistema de bombeo actual.

La captación del flujo de agua del río se hace mediante la estación de bombeo que se encuentra situada a 230 m de la cortina de la presa Derribadora.

El agua proveniente de la presa pasa a través de una tubería de hormigón de 1,60 m de diámetro diseñado para conducir 2 m³/s hasta la cámara de succión de las bombas de la estación de bombeo.

La antecámara consta de dos partes, una delantera a cielo abierto que sirve como disparador, esta parte consta además de un aliviadero capaz de evacuar 0,2 m³/s en caso de avería y de una rejilla metálica de limpieza manual a través de la cual el agua pasa hacia la otra parte de la antecámara de succión propiamente dicha.

De la cámara de succión toman seis bombas (Pos-345-BO-01-A, B, C, E y F) por una Tubería de diámetro 400 mm con válvulas (Pos-344-VA, 01-A, B, C, D, E, F) la descarga de las bombas es mediante una Tubería de diámetro 500 mm que consta de una válvula de no retorno Pos-344-VA-02 y una de mariposa Pos-344-va-03. Además de las válvulas 344-VA-04 A, B, C, D, E, F respectivamente, la norma de consumo de Energía eléctrica para esta operación es de 034 kW/m³.

De aquí el agua pasa a un cabezal común de 1m de diámetro del cual salen 2 líneas paralelas con válvulas (Pos-345-VA-05 A, B) que conducen el agua hasta la cámara distribuidoras, dicha Tubería consta de una instalación contra golpe de ariete como medida de seguridad para la Tubería y un By-pass de agua cruda(Pos-345-VA-125 A, B) con el objetivo del abastecimiento de esta a los lugares que no sea posible la utilización del agua potable en nuestra empresa, parte de esta se alimenta a la PSA.

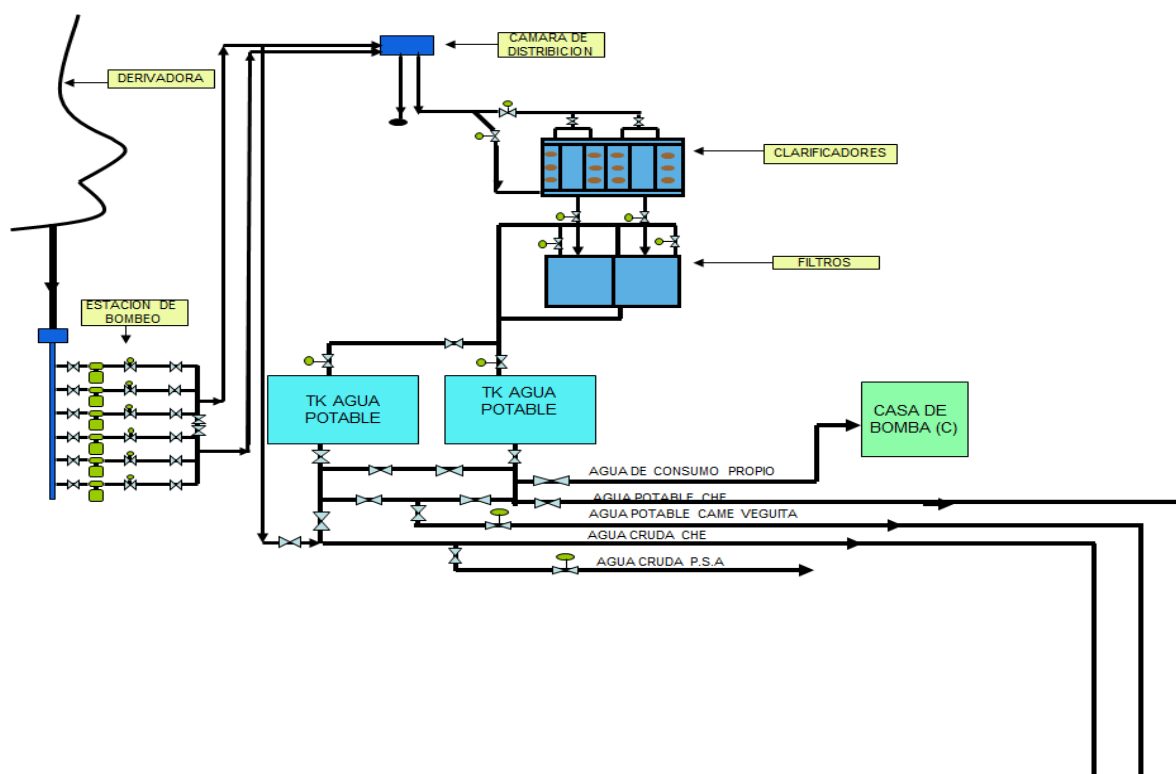


Figura (2.1) Esquema de la estación de bombeo.

En condiciones normales según proyecto operan 4 bombas, divididas en dos líneas por las cuales se suministran 1940 l/s aunque en caso de avería o reparaciones de una de las líneas el suministro de agua a la cámara distribuidora puede ser parada una línea, en condiciones actuales operan dos bombas y cuatro de reserva debido a la poca demanda de los consumidores.

La cámara distribuidora marca el punto de división entre el flujo a presión y el flujo por gravedad. Es un tanque cisterna descubierto en forma de rectángulo dividido en dos partes de las cuales el agua procedente de la estación de bombeo descarga en una sección independiente de 0,5 m de largo por 0,3 m de ancho, al final de las cuales se encuentra un vertedor dissipador de energía de 1 m de altura por el cual se vierte el agua a una segunda cámara más grande de donde se distribuye el agua a diferentes puntos, entre ellos 600 l/s hacia la planta potabilizadora de la empresa a través de una tubería de 800 mm de diámetro.



Características de las Bombas

Tipo: 450 D90

Capacidad: 460 L/s

Head: 85 m.

Características de los motores Eléctricos.

Tipo: A 400 y-4 TH

Potencia: 630Kw

Voltaje: 6000 v.

Frecuencia: 60 Hz

r.p.m: 1760

2.2 Cálculo de operación del sistema actualmente instalado.

Nº	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	H (mca)	H bom (mca)
1	0,01	0,01	12738,85	73,01	124,82
2	0,08	0,10	101910,83	73,30	123,37
3	0,15	0,19	191082,80	73,90	121,60
4	0,22	0,28	280254,78	74,77	119,49
5	0,29	0,37	369426,75	75,87	117,06
6	0,36	0,46	458598,73	77,21	114,31
7	0,43	0,55	547770,70	78,76	111,23
8	0,5	0,64	636942,68	80,52	107,82
9	0,57	0,73	726114,65	82,47	104,09
10	0,64	0,82	815286,62	84,62	100,02
11	0,71	0,90	904458,60	86,96	95,64
12	0,78	0,99	993630,57	89,48	90,92
13	0,85	1,08	1082802,55	92,18	85,88
14	0,92	1,17	1171974,52	95,06	80,51

15	0,99	1,26	1261146,50	98,11	74,82
16	1,06	1,35	1350318,47	101,33	68,80
17	1,13	1,44	1439490,45	104,71	62,45
18	1,2	1,53	1528662,42	108,27	55,78
19	1,27	1,62	1617834,39	111,98	48,78
20	1,34	1,71	1707006,37	115,86	41,45

Tabla (2.1).Cálculo de operación del sistema actual.

A partir los resultados del cálculo, se obtiene el punto de trabajo instalación actual. En el mismo se determinó la curva característica de la bomba centrífuga mediante las descripciones del fabricante. Para el caso de la instalación de bombeo de la planta potabilizadora se plantea la operación de dos bombas en paralelo, según se indica en la (figura 2.2)

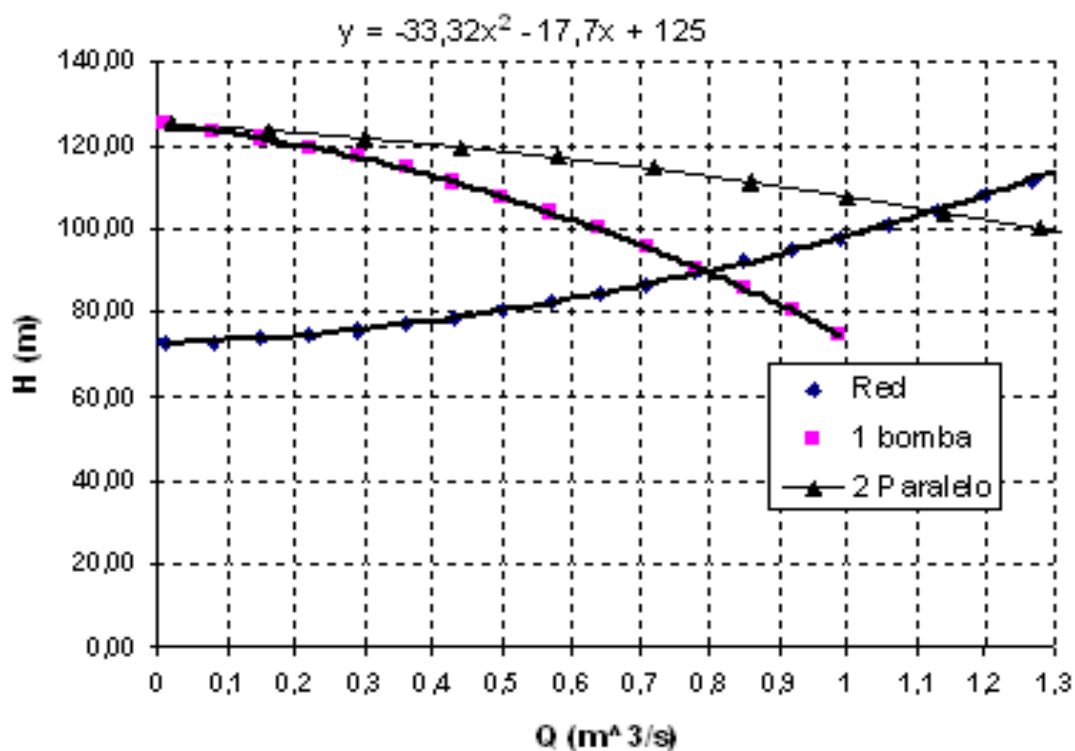


Figura (2.2) Comportamiento de operación en la instalación actual.

De los resultados mostrados en la (figura2.2) se puede arribar a que, las dos bombas trabajando en paralelo suministran al sistema de la potabilizadora un caudal de $1,12 m^3/s$, a una altura de 111 m. A partir de este análisis se realiza el

cálculo y se exponen los parámetros característicos de la instalación de bombeo, según se muestra en la (tabla 2.1)

2.3 Elementos que componen el sistema eléctrico.

La instalación se compone de:

- 2 Paneles de entrada de 6 kV.
- 2 Paneles de medición de 6 kV.
- 6 Paneles de motores de 6 kV.
- 2 Paneles de enlace de 6 kV.
- 6 Paneles de capacitores de 6 kV.

Protecciones:

- Contra cortocircuito.
- Por sobrecarga.
- mínima tensión.
- Falla a tierra.
- Contra gases.
- Térmica para el transformador.

Mediciones.

- Mediciones de los parámetros trifásicos.
- Medición de voltajes de línea.
- Medición de la corriente de fase.
- Medición del $\cos\Phi$.

Señalización

- Luminosa indicando el estado del interruptor conectado o desconectado.
- Señal sonora que se activa con las protecciones de cortocircuito, sobrecarga, tensión mínima, falta de fase.

Bloqueos.



- Para apertura del gabinete cuando está por debajo de la tensión nominal 6 kV.
- Contra la conexión de la energía cuando alguna puerta de los gabinete esté abierto.

Panel del motor principal:

Protecciones.

- Contra cortocircuito.
- Por sobrecarga.

Mediciones.

- Corriente en las tres fases.
- Voltaje entre líneas.
- Contador de horas de trabajo.

Señalización.

- Luminosa indicando el estado del motor y de la válvula.
- Luminosa proceso de arranque o de parada.
- Luminosa indicando el estado del interruptor conectado o desconectado.
- Luminosa indicando baja tensión de operación.

Bloqueo.

- Contra conexión del interruptor de un motor con el interruptor desconectado.
- Contra apertura de la puerta del panel cuando este se encuentra bajo tensión 6 kV.
- Contra arranque del motor cuando se encuentre alguna de las puertas de los paneles de 6 kV abierta.

2.3 Nueva propuesta de operación.

En la estación de bombeo se utilizan bombas para llevar el agua cruda hasta la potabilizadora, luego esta agua sin ningún tratamiento se envía por gravedad a la ECG, debido a que la estación de bombeo está a 20.20m sobre el nivel del mar y la empresa ECG a 15.23m sobre el nivel del mar, es posible bombear directamente el agua cruda con un ahorro sustancial de energía y alcanzar los niveles de caudal y presión óptimo para el proceso productivo.

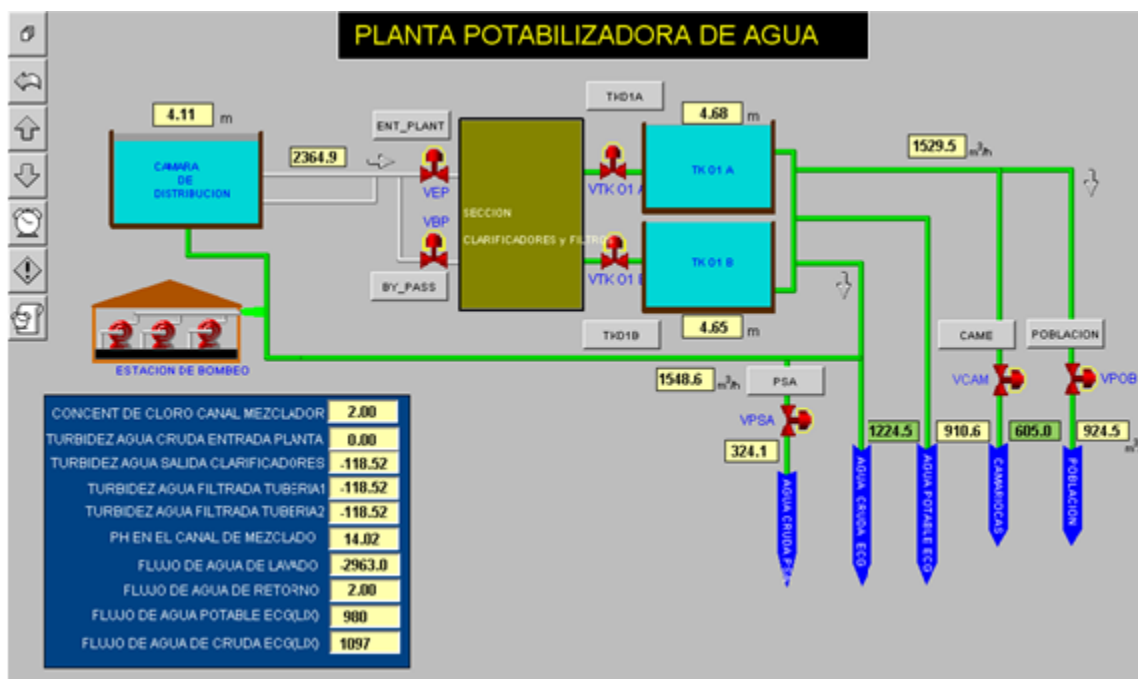


Figura (2.3). Esquema de la nueva estación de bombeo.

2.3.1 Validación técnica de la propuesta

Validación técnica de la propuesta aplicando la metodología descrita en el primer capítulo.

Datos técnicos de las bombas y la instalación.

$$H = 83.7 \text{ m}$$

$$N = 630 \text{ kW}$$

$$P = 85317855 \text{ Pa}$$

$$Q = 1843$$



Total de bombas instaladas -----6

Caudal máximo de una conductora ----- 2 m³/s

Calculo a consumir por la nueva instalación---2483 m³/h

$$Q = Q_{\text{máx}} - Q_{\text{consumir}} \quad (2.1)$$

$$Q = 2 - 0.069$$

$$Q = 1.31 \text{ m}^3/\text{s}$$

Determinación de la velocidad de una conductora en operación:

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

$$V = \frac{1.31}{0.78} A = \frac{3.14 * (1)^2}{4}$$

$$V = 1.67 \text{ m/s} A = 0.78 \text{ m}^2$$

Determinación del coeficiente de rugosidad interna para la conductora de diámetro de 1 metro:

$$\epsilon = \frac{e}{d_{\text{eq}}} \quad (2.3)$$

$$\epsilon = 0.0015$$

Determinación del número de Reynolds para la conductora en operación:

$$R_e = \frac{V_d}{\gamma} \quad (2.4)$$

$$R_e = \frac{1.67 * 1}{0.805 * 10^{-6}}$$

$$R_e = 2.07 * 10^{-6}$$



Determinación de las pérdidas locales Hv de válvulas, conexiones y tuberías especial (tramo1).

$$H_v = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.5)$$

Conductora de presión L = 58.218 m donde se realiza la nueva interconexión:

Pérdidas en válvulas y conexiones y otros.	Coefficiente de pérdidas.	Hv(m)
Salida bajo el agua.	1.0	0.141
Codo 130°.	0.25.	0.35
Total.		0.176

Tabla (2.2).Pérdidas de carga Hv operado una conductora, tramo 1 con V = 1.67 m/s:

Determinación de las pérdidas por longitud aplicando la ecuación Darcy-Weisbach.

$$H_{v_{1,2}} = \lambda \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (2.6)$$

$$H_{v_{1,2}} = 0.0219 * \frac{58.218}{1} * \frac{(1.67)^2}{19.62}$$

$$H_{v_{1,2}} = 0.3572 \text{ m}$$

Ecuación de las pérdidas para el tramo 1-2.

$$hm1 = \frac{\sum H_{v1} * Q1^2}{Q1^2_{max}} \quad (2.7)$$

$$hm1 = \frac{0.357 * Q1^2}{1.31}$$

$$hm1 = 0.273 Q1^2$$

$$hm1 = \frac{\sum H_{v2} * Q2^2}{Q2^2_{max}} \quad (2.8)$$



$$hm1 = \frac{0.87 * Q^2}{0.65}$$

$$hm1 = 0.133 Q^2$$

La ecuación de Bernoulli para la determinación de la presión.

$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \Sigma H_v \quad (2.9)$$

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} = Z_2 + \Sigma H_v \quad (2.10)$$

$$P_1 = ((Z_2 - Z_1) + \Sigma H_v) * \gamma \quad (2.10)$$

Para la conductora de 1m

$$Z_2 - Z_1 = 101.9 - 94.59$$

$$Z_2 - Z_1 = 7.31 \text{ m}$$

$$P_1 = (7.31 + 0.357)$$

$$P_1 = 7.66 * 1000$$

$$P_1 = 7667 \text{ Kg F/m}^2$$

$$P_1 = 75187 \text{ Pa}$$

$$P_2 = (7.31 + 0.357) * \gamma$$

$$P_2 = 7.397 * 1000$$

$$P_2 = 7397 \text{ Kg F/m}^2$$

$$P_2 = 72539 \text{ Pa}$$

Tramo de interconexión de las conductoras de diámetro 1m a la conductora de diámetro de 0.8m:



Selección del diámetro de la conductora.

$$Q_{\text{máx}} = Q_{H2Ocruda(Fca+came)} + Q_{H2OP.S.A} \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{máx}} = 2083 + 400$$

$$Q_{\text{máx}} = 2483 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{máx}} = 0.579 + 0.111$$

$$Q_{\text{máx}} = 0.69 \text{ m}^3/\text{s}$$

Determinación del diámetro de la nueva conductora:

$$d = \sqrt{\frac{Q*4}{V*\pi}} \quad (2.12)$$

$$d = \sqrt{\frac{0.69 * 4}{1.25 * 3.14}}$$

$$d = 0.838 \text{ m}$$

Seleccionando un diámetro de 0.8m

$$V_{\text{media}} = \frac{Q}{A} \quad A = \pi \frac{d^2}{4} \quad (2.13)$$

$$V = \frac{0.69}{0.5024} \quad A = \frac{3.14 * (0.8)^2}{4}$$

$$V = \frac{1.37\text{m}}{\text{s}} \quad A = 0.5024\text{m}^2$$



Pérdidas en válvulas conexiones y otros.	Coeficiente de perdida	H _v (m)
Salida a tubería	0.5	0.0478
Válvula de compuerta 0.8 m, abierto 100 por ciento.	0.10	0.0095
Codo 90° de 0.8 m fabricado.	0.25	0.0239
Descarga tubería	2.5	0.2391
Total		0.3203

Tabla (2.3). Trabajando la conductoras V=0.68 m/s.

Determinación del número de Reynolds para la nueva instalación.

$$R_e = \frac{V_d}{\nu} \quad (2.14)$$

$$R_e = \frac{1.37 * 0.8}{0.805 * 10^{-6}}$$

$$R_e = 1.36 * 10^{-6}$$

Determinación de la rugosidad superficial de la nueva conductora que se recomienda instalar.

$$\epsilon = \frac{e}{d_{eq}} e = 0.0002 \text{ m} \quad (2.15)$$

$$\epsilon = \frac{0.0002}{0.8} d_{eq} = 0.8 \text{ m}$$

$$\epsilon = 0.00025$$

$$\epsilon = 0.25 * 10^{-3}$$

$$T = \left(\frac{1}{-2 \log \left[\frac{\epsilon}{3.7} + \left(\frac{6.81}{Re} \right)^{0.9} \right]} \right)^2 \quad (2.16)$$



$$\tau = \left(\frac{1}{-2\log[67567 * 10^{-9} + (5007 * 10^{-9})^{0.9}]} \right)$$

$$\tau = 0.0150$$

$$H_v = \lambda \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (2.17)$$

$$H_v = 0.150 \frac{157.8}{0.8} * \frac{(1.37)^2}{19.62}$$

$$H_v = 0.2830 \text{ m}$$

$$\Sigma H_v = H_{vr} + H_{vL} \quad (2.18)$$

$$\Sigma H_v = 0.2830 + 0.0466$$

$$\Sigma H_v = 0.3296 \text{ m}$$

Calculo de la presión antes del platillo orificio.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_{1.2}}{\gamma} + \frac{V_{1.2}^2}{2g} + Z_{1.2} + \Sigma H_v \quad (2.19)$$

Datos

$$P_1 = 7667 \text{ Kg F/m}^2$$

$$V_1^2 = 1.67 \text{ m/s}$$

$$Z_1 = 96.69 \text{ m}$$

$$V_{1.2}^2 = 1.37 \text{ m/s}$$

$$Z_{1.2} = 90.90 \text{ m}$$

$$\Sigma H_v = 0.3296 \text{ m}$$



$$P_{1.2} = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - \frac{V_{1.2}^2}{2g} + Z_{1.2} - \sum H_v \right) * \gamma \quad (2.20)$$

$$P_{1.2} = P_1 + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 * \gamma - \frac{V_{1.2}^2}{2g} * \gamma - Z_{1.2} * \gamma - \sum H_v * \gamma$$

$$P_{1.2} = 7667 + \frac{(1.67)^2 * 1000}{19.62} + 96.69 * 1000 - \frac{(1.37)^2 * 1000}{19.62} - 90.90 \\ * 1000 - 0.3296 * 1000$$

$$P_{1.2} = 7667 + 142.14 + 96690 - 95.66 - 90900 - 329.6$$

$$P_{1.2} = 104499.14 - 91325.26$$

$$P_{1.2} = 13173.88 \text{ Kg F/m}^2$$

$$P_{1.2} = 129191.63 \text{ Pa}$$

Determinación de la presión de la nueva línea de interconexión de diámetro 0.8 m.

Datos

$$P_{1.2} = 13173.88 \text{ Kg F/m}^2$$

$$V_{1.2}^2 = 1.37 \text{ m/s}$$

$$Z_{1.2} = 87.49 \text{ m}$$

$$V_{1.3}^2 = 1.15 \text{ m/s}$$

$$Z_{1.3} = 87.49 \text{ m}$$

$$\sum H_v = 0.4153 \text{ m}$$



$$\frac{P_{1.2}}{\gamma} + \frac{V_{1.2}^2}{2g} + Z_{1.2} = \frac{P_{1.3}}{\gamma} + \frac{V_{1.3}^2}{2g} + Z_{1.3} + \sum H_v \quad (2.21)$$

$$P_{1.3} = \left(\frac{P_{1.2}}{\gamma} + \frac{V_{1.2}^2}{2g} + Z_{1.2} - \frac{V_{1.3}^2}{2g} + Z_{1.3} - \sum H_v \right) * \gamma \quad (2.22)$$

$$P_{1.3} = 13173.88 + \frac{(1.37)^2 * 1000}{19.62} + 90.9 * 1000 - \frac{(1.15)^2 * 1000}{19.62} - 87.49 * 1000 - 0.4153 * 1000$$

$$P_{1.3} = 13173.88 + 95.66 + 90900 - 67.40 - 87490 - 415.3$$

$$P_{1.3} = 104169.54 - 879727$$

$$P_{1.3} = 158836.74 \text{ Pa}$$

$$P_{1.3} = 16196.84 \text{ Kg F/m}^2$$

Determinación de la pérdida locales y por longitud conductora de 0.8 m L=5000 m tramo-3

$$R_e = \frac{V_d}{\gamma} \quad (2.23)$$

$$R_e = \frac{1.15 * 0.8}{0.805 * 10^{-6}}$$

$$R_e = 1.1428 * 10^6$$

$$d_{eq} = 0.8 \text{ m}$$



Pérdidas en válvulas conexiones y otros.	Coeficiente de perdida	H _v (m)
4 valvulas de compuerta (cuña) de 0.8 m.	0.10	0.0067
Codo 45 ⁰ .	0.15	0.0101
Codo 30 ⁰ .	0.20	0.0067
3 Codo 60 ⁰ .	0.10	0.0404
2 Redusido	0.10	0.0134
2 Difusores	0.10	0.0134
Total.		0.0907

Tabla (2.4). Determinación de las pérdidas en el tramo-3

$$H_v = \lambda \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$

$$H_v = 0.0172 * \frac{5744.3}{0.8} * \frac{(1.15)^2}{19.62}$$

$$H_v = 8.3247$$

$$\Sigma H_v = H_{vr} + H_{vL} \quad (2.25)$$

$$\Sigma H_v = 8.3247 + 0.0907$$

$$\Sigma H_v = 8.4154 \text{ m}$$



Determinación de la presión de agua cruda a la fábrica.

Datos

$$P_{1.3} = 16196.84 \text{ Kg F/m}^2$$

$$Z_{1.3} = 87.49 \text{ m}$$

$$Z_{1.4} = 23.35 \text{ m}$$

$$\Sigma H_v = 8.4154 \text{ m}$$

$$P_{1.4} =$$

$$\frac{P_{1.3}}{\gamma} + Z_{1.3} = \frac{P_{1.4}}{\gamma} + Z_{1.4} + \Sigma H_v \quad (2.26)$$

$$P_{1.4} = \left(\frac{P_{1.3}}{\gamma} + Z_{1.3} - Z_{1.4} - \Sigma H_v \right) * \gamma \quad (2.27)$$

$$P_{1.4} = P_{1.3} + Z_{1.3} * \gamma - Z_{1.4} * \gamma - \Sigma H_v * \gamma$$

$$P_{1.4} = 16196.84 + 87.49 * 1000 - 23.35 * 1000 - 84154 * 1000$$

$$P_{1.4} = 103686.84 - 31765.4$$

$$P_{1.4} = 705308.38 \text{ Pa}$$

$$P_{1.4} = 7.12 \text{ Kg F/m}^2$$

El flujo de agua cruda a la fábrica es de.

$$Q = 0.2893 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 1.02 \text{ m/s}$$

$$A = 0.2826 \text{ m}^2$$

A partir de estos resultados se obtiene el punto de trabajo de la propuesta de la nueva instalación. En el mismo se muestran las curvas de las características de una bomba por separado, y dos trabajando en paralelo y su intersección con la curva que describe la impedancia de la red hidráulica, ver figura (2.4).

De este gráfico se puede verificar que operando con una sola bomba se obtendría un caudal aproximado de $1.3 \text{ m}^3/\text{s}$ que suministrar el agua necesaria para cumplir con las necesidades del proceso productivo de la empresa.

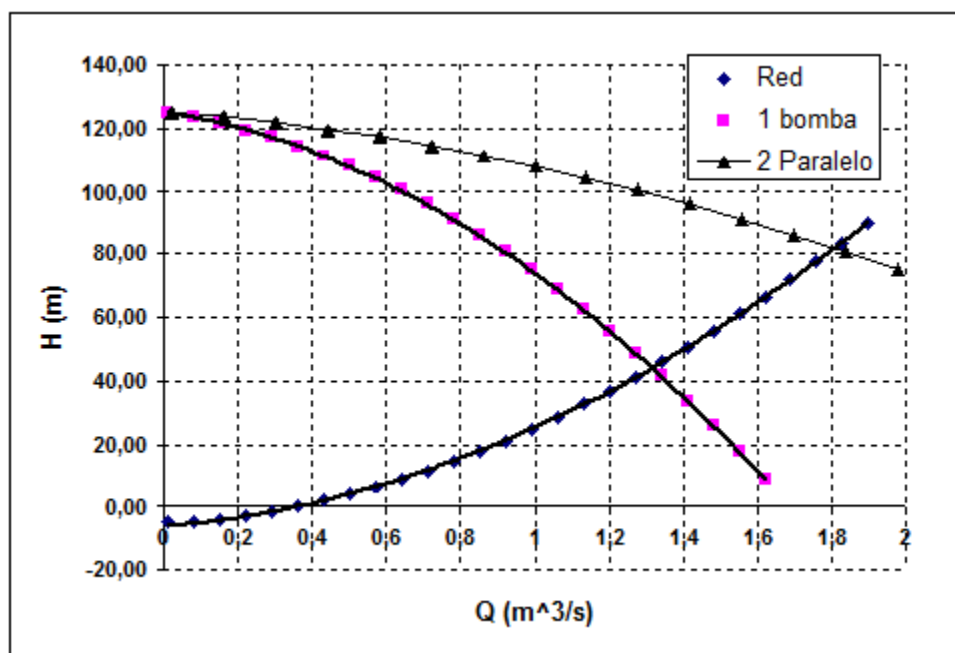


Figura (2.4) Punto de operación de una y dos bombas con la nueva propuesta.



2Q	Q	Re	h	H bom
0,02	0,01	12738,85	-4,99	124,82
0,16	0,08	101910,83	-4,66	123,37
0,3	0,15	191082,80	-3,96	121,60
0,44	0,22	280254,78	-2,96	119,49
0,58	0,29	369426,75	-1,67	117,06
0,72	0,36	458598,73	-0,12	114,31
0,86	0,43	547770,70	1,67	111,23
1	0,5	636942,68	3,71	107,82
1,14	0,57	726114,65	5,98	104,09
1,28	0,64	815286,62	8,47	100,02
1,42	0,71	904458,60	11,18	95,64
1,56	0,78	993630,57	14,10	90,92
1,7	0,85	1082802,55	17,23	85,88
1,84	0,92	1171974,52	20,57	80,51
1,98	0,99	1261146,50	24,11	74,82
2,12	1,06	1350318,47	27,84	68,80
2,26	1,13	1439490,45	31,77	62,45
2,4	1,2	1528662,42	35,89	55,78
2,54	1,27	1617834,39	40,20	48,78
2,68	1,34	1707006,37	44,69	41,45
2,82	1,41	1796178,34	49,37	33,80
2,96	1,48	1885350,32	54,24	25,82
3,1	1,55	1974522,29	59,28	17,51
3,24	1,62	2063694,27	64,50	8,88
3,38	1,69	2152866,24	69,89	-0,08



3,52	1,76	2242038,22	75,46	-9,36
3,66	1,83	2331210,19	81,21	-18,98
3,8	1,9	2420382,17	87,12	-28,92

Tabla (2.5) Cálculo de operación de la nueva propuesta.

Con estos cálculos se valida que la nueva propuesta es viable técnicamente ya que la misma demuestra que con la nueva red hidráulica se puede bombear el caudal a la altura necesaria para mantener el proceso productivo de la industria.

2.3.2 Determinación de la potencia y rendimiento del accionamiento.

Potencia y Rendimiento: La potencia que la máquina le entrega al fluido se denomina potencia útil (N_u) y se determina por la siguiente expresión.

$$N_u = \frac{\rho g Q H}{1000} ; \quad [\text{kW}] \quad (2.28)$$

Datos

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$G = 1.12 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$H = 105 \text{ m}$$

$$P_{\text{Ne}} = 1260 \text{ kW/h}$$

$$N_u = \frac{1000 * 9.81 * 1.12 * 105}{1000}$$

$$N_u = 1153.656 \text{ kW/h}$$



Q: Gasto real que entrega la máquina en (m³/s).

H: Carga real que entrega la máquina (m).

ρ : Densidad del fluido [Kg/m³].

g: Aceleración de la gravedad (m/s²).

p: Presión creada para la máquina (Pa).

Cuando se quiere evaluar el rendimiento de la instalación.

El rendimiento de la máquina depende de muchos factores como son, construcción dimensiones, fluido trasegado, régimen de trabajo, característica del sistema de tubería etc, las cuales serán analizadas posterior mente cuando se estudia cada tipo de máquina en proceso.

Cuando se quiere evaluar el rendimiento conjunto de la máquina y el motor se emplea el criterio de rendimiento de la instalación, que se define como la relación de la potencia útil y la potencia consumida por el motor.

$$\eta_{ins} = \frac{N_u}{N_m} \quad (2.29)$$

Datos

$$N_u = 1153.656 \text{ kW/h}$$

$$N_m = 1231.69 \text{ kW/h}$$

$$\eta_{ins} = \frac{1153.656}{1231.69}$$

$$\eta_{ins} = 0.94$$

Para la nueva instalación



$$N_u = \frac{\rho g Q H}{1000} ; \quad [\text{kW}] \quad (2.30)$$

Datos

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$G = 1.34 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$H = 45 \text{ m}$$

$$P = N_e = 630 \text{ kW/h}$$

$$N_u = \frac{1000 * 9.81 * 1.34 * 45}{1000} \quad (2.31)$$

$$N_u = 591.54 \text{ kW/h}$$

Cuando se quiere evaluar el rendimiento de la instalación.

$$\eta_{\text{ins}} = \frac{N_u}{N_m} \quad (2.32)$$

Datos

$$N_u = 591.54 \text{ kW/h}$$

$$N_m = 615.845 \text{ kW/h}$$

$$\eta_{\text{ins}} = \frac{591.54}{615.845}$$

$$\eta_{\text{ins}} = 0.96$$



Conclusiones.

- Se diseñó el modelo de la nueva red de bombeo.
- Se realizaron los cálculos para la nueva red hidráulica.
- Se determinó la potencia y la eficiencia de los motores e individualmente trabajando con la nueva variante descrita.



Capítulo III

Valoración Técnico Económica y Social



Capítulo III: Valoración Técnico Económica y Social.

Introducción.

La evaluación económica del proyecto es fundamental para determinar si es factible realizar de forma práctica la investigación realizada, determinar el tiempo en que se puede recuperar la inversión y evaluar si el aporte económico no se superpone a los factores medioambientales y sociales.

3.1 Resumen de gastos posibles para ejecutar la inversión.

3.1.1 Gasto de salario por ingeniería y proyecto.

Tabla (3.1). Gasto de salario por ingeniería y proyecto.

Categoría	Tarifa(CUC/horas)	Cantidad	Tiempo de operación	Importe
Investigación	1,53	2	85	260.1

3.1.2 Gasto por consumo de combustible.

Tabla (3.2). Gasto por consumo de combustible.

Denominación	u	Cantidad	Tarifa(CUC/l)	Importe (CUC)
Consumo de combustible	Litros	4000	0,7	2800

3.1.3 Gasto de salario del personal de transporte.

Tabla (3.3). Gasto de salario del personal de transporte.

Categoría	Tarifa(CUC/h)	Tiempo de operación en la transportación (h)	Importe
Camionero	2,56	142	365.7

3.1.4 Gastos por montaje.

Tabla (3.4). Gastos por montaje.

Categoría	Cantidad	Tarifa (CUC/h)	Tiempo de operación (horas)	Importe (CUC)
Plomero	4	2,36	162	1529.3
Ayudante	4	1,57	162	1017.4
Operador de grúa	2	2,60	162	842.4
Total				3389.1

3.1.5 Gastos en el movimiento de tierra.

Tabla (3.5). Gastos en el movimiento de tierra.

Categoría	Cantidad	Tarifa (CUC/h)	Tiempo de operación (horas)	Importe (CUC)
Bulldozer	2	25,2	34	1713.6
Retroexcavadora	1	20	70	1400
Camión	4	9	50	1800
Total				4913.6

3.1.6 Valor de las válvulas.

Tabla (3.6). Valor de las válvulas.

Categoría	Cantidad	Tarifa (CUC/h)	Importe (CUC)
Válvula de 800mm	1	560.69	5600.53
Válvula de 1000mm	1	656.60	6560.69
Total			12161.22

3.1.7 Gasto por tuberías y soportes.

Para la nueva conductora se necesitarían 300 m de tubería de metal. El costo actual de estas equivale a 259.5 CUC/m. El importe total ascendería a 77850 CUC. Para la instalación de las mismas se necesitan 34 soportes a 420 CUC/U con un importe de 14280 CUC.

3.1.8 Costo total de la inversión

De los resultados del cálculo de la inversión se resumen que el costo total alcanza los 116019.72 CUC.

3.1.9 Tiempo de recuperación de la inversión

Motor 1 (bombeo hacia potabilizadora)

La potabilizadora necesita 2500m³/h para poder abastecer a todos los clientes incluyendo a la Empresa Che Guevara la bomba alimentada por el motor 1 puede suministrar 2880m³/h, esto representa un aporte de 380m³/h excedentes, que en el día suman 9120m³/h, que equivalen 3 horas con 36 minutos de bombeo. Como el motor 1 consume 615.84 kWh, desconectarlo 3^{1/2} horas significarían un ahorro diario de 2155.44kWh y en el año de 786.7356MWh.

Motor 2 (bombeo directo hacia ECG)

La bomba accionada por el motor 2 envía 4680m³ para bombear este fluido el motor consume 572.72 kWh lo que representa un ahorro con respecto a la forma de trabajo anterior de 43.12kWh y en el año 377.73MWh.

El ahorro de las dos bombas sumaría un total de 1164.47 MWh

Esta energía ahorrada a la tarifa actual que se cobra el kWh significaría un ahorro anual de 51189.6 CUC, 4265.8 CUC mensuales, 142.19 CUC diarios.

Este ahorro permitirá amortizar la inversión en 2 años 2 meses y 16 días.

3.2 Impacto Medioambiental

Posibles impactos generados por la construcción de la nueva conductora

3.2.1 Afectación a la vegetación

Durante la fase de construcción, la eliminación de la cubierta vegetal en la zona por la que pasa la conductora es el impacto más destacado. Las zonas próximas sufren una contaminación importante debido a la contaminación atmosférica por movimientos de tierra o por tráfico durante el periodo de construcción.

3.2.2 Afectación a la fauna

El impacto en la fauna deriva especialmente de la desaparición de especies, en particular de, reptiles y aves, en la zona de ocupación de suelo.

3.2.3 Transformaciones en el Paisaje

La construcción supone normalmente un impacto paisajístico puesto que su diseño introduce líneas rectas, que suelen ser discordantes con las líneas onduladas del terreno; además se produce contraste cromático con el entorno por la presencia de zonas desnudas de vegetación.

Este impacto se ven reducido principalmente por el hecho de que la mayor parte de la zona que atravesará la nueva conductora es una zona minera donde la flora y la fauna es escasa.



Conclusiones

- Se determinó el valor total para poder ejecutar la inversión en un costo de 116019.72 CUC.
- Se determinó el ahorro anual de la aplicación de la propuesta en un total de 1163.4 MWh lo que equivale unos 51189.6 CUC
- Se determinó el tiempo de amortización de la inversión en 2 años 2 meses y 16 días aproximadamente.
- Se demostró que las afectaciones medioambientales no eran de gran impacto principalmente basados en las características del territorio donde se realizarán las inversiones.



Conclusiones Generales.

- Se calculó la eficiencia y los parámetros de bombeo del actual sistema de bombeo.
- Se reconfiguró la red de transporte de agua cruda demostrando que con esta propuesta se podían cumplir los parámetros de caudal y altura del agua necesarios para garantizar el proceso productivo.
- Se demostró que la propuesta es más eficiente que el actual sistema en explotación.
- Se determinó el costo para realizar la inversión en 116019.72 CUC.
- Se calculó el ahorro de energía eléctrica en 1163.4 MWh lo que equivale unos 51189.6 CUC que permitirían amortizar la inversión en un plazo aproximado de 2 años y dos meses.



Recomendaciones.

Recomendamos que se ponga en práctica la propuesta estudiada y que se realicen trabajos posteriores donde se evalúe las posibilidades de ahorro en el accionamiento del sistema eléctrico.

Bibliografía.

1. Bandala, M. Pérdidas por Fricción en Fluidos No Newtonianos. Tesis de Licenciatura. Universidad de las Américas, Puebla, México (2001).
2. Banerjee, T. P: Das. Non-Newtonian Liquid Flow Through Globe and Gate Valves. Canadian Journal of Chemical Engineering: 72 (Abril), (1994).
3. Bustabad, O. M; Echeverría. N, L: Flujos de fluidos y separaciones mecánicas. Departamento de ediciones del ISPJAE, Ciudad de la Habana, 1984
4. Fernández, L. B: Introducción a la mecánica de los fluidos, 2da. Edición, Alfa omega Grupo, Editorial. México. (1999).
5. Fitzgerald. A.E. Electric Machinery. Edición Revolucionaria.1966.
6. Hernández, O. R; Mendez, A. C: Dibujo aplicado para ingenieros, tomo II, Editorial pueblo y educación, 1986.
7. Ivanov-Smolenski. A.V. Máquinas Eléctricas. Editorial Mir. 1984.
8. Laurencio. H. A: Cálculo y proyección de las variantes alternativas de los esquemas del transporte de hidromezcla de alta densidad (cola) en el proceso carbonato amoniacal, Tesis de grado, Moa.2004- 84pag.
9. Martínez, L. P; J, A: Linares. Resistance Coefficients of Fittings for Power-Law Fluids in Laminar Flow. Journal of Food Process Engineering: 24, (2001).
10. M. kastenko, Y.L.Piatrovsky. Máquinas Eléctricas. Editorial pueblo y educación. Ciudad de la Abana.1968.
11. Nakayama, T. E: Pipe Transportation of Minced Fish Paste. Journal of Food Science: 45 (4). (1980).
12. Nekrasov, B: Hidráulica. Editorial Pueblo y educación, La Habana, 1968.
13. Pérez. F, D: Instalación al estado de los sistemas de tuberías. Centro de investigaciones hidráulicas, Instituto superior "José Antonio Echeverría ". Habana Cuba, 1970.
14. Perona, P: An Experimental Investigation of Laminar-Turbulent Transition in Complex Fluids. Journal of Food Engineering: 60, 137-145 (2003).
15. Perry. Chemical Engineers, Handbook. Edición revolucionaria. Instituto cubano del libro. La Habana, 1987



16. Ramos Paez, Néstor. Bombas, Ventiladores y Compresores. Ciudad de la Habana, 1994.
17. Rander Céspedes Leyva Rander. Análisis de la perspectiva del suministro de agua por gravedad desde la presa Moa hasta la planta potabilizadora. Tutores: Ms.C. Héctor Luis Laurencio Alfonso Ms.C. Tomas Fernández Columbié. Tesis de grado ISMM 2010.
18. Salvador, F. D: Práctica docente y equipos demostrativos de laboratorio de ingeniería hidráulica, Departamento de ediciones de ISPJAE, Ciudad Habana, 1985.
19. Skenlland, A: Nom newtoman flow and Heat transfer. Edición revolucionarias, Instituto cubano del libro, La Habana, 1987.
20. Toose, E. M: A boundery integral method for two dimentional) (non) – Newtonian drops is slow visions flow. Journal of Non–Newtonian Fluid Mechanics, 1995, (2).
21. Vega Arias, Orlando V. Suministro y utilización del agua cruda en la fábrica C.E.G. Tutores: Ing. Leonardo Ladrón de Guevara Neira. Ing. Walter Quesada Fajardo. Tesis de grado ISMM 1991.
22. Welty J.R: Wicks Fundamentals of momentum, Heat and Mass Transfer. Ed. J. Wiley and Sons. Nueva York, EUA. (1976).