



ISMMM

Departamento de Eléctrica Facultad de

Metalurgia Electromecánica

Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa

# *Trabajo de Diploma*

*En opción al Título de*

## *Ingeniero Eléctrico*

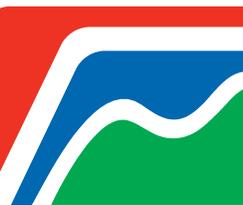
**Título:**

**Eficiencia Energética en el sistema de bombeo de la  
Planta de Espesadores perteneciente a la  
Empresa Pedro Soto Alba**

**Autor: Ernesto Mora Álvarez**

**Tutor: MSc. Gabriel Hernández Ramírez**

**Curso 2014-2015**



## **Declaración de autoridad.**

---

Yo, Ernesto Mora Álvarez, autor del Trabajo de Diploma titulado: "Eficiencia Energética en el sistema de bombeo de la Planta de Espesadores perteneciente a la Empresa Comandante Pedro Soto Alba", certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa "Dr. Antonio Núñez Jiménez", el cual podrá hacer uso del mismo para los fines que estime pertinente.

Para que así conste firmamos la presente a los \_\_\_\_ días del mes de \_\_\_\_\_ del \_\_\_\_\_.

---

**MSc. Gabriel Hernández Ramírez.**

---

**Diplomante. Ernesto Mora Álvarez**

## AGRADECIMIENTO

*En realidad no sé cómo agradecerles o todos por lo que han hecho por mí, solo les brindo mi afecto y cariño a esas personas que de una forma u otra han estado ahí cuando las he necesitado, a todo aquel que me ha dado su apoyo, a todos muchísimas gracias de corazón.*

- *Gracias a mi madre (la más grande)*
- *Gracias a mi hermana Ana Teresa que me apoyó cuando más lo necesitaba.*
- *Gracias a Carlos Remón y Marianne por el tiempo y la dedicación.*
- *Gracias a mis tías y mis tíos por el apoyo y el cariño.*
- *Gracias a mi tutor Gabriel Hernández por enseñarme a trabajar en todo este tiempo.*
- *Gracias a todos los profesores y compañeros de aula por haber compartido conmigo estos 5 años.*

*Espero que me disculpen si he dejado de mencionar a alguien, en realidad son muchos pero sepan que aunque sus nombres no estén en esta hoja todos están en mi corazón.*

*A todos gracias...*

*Ernesto*

## DEDICATORIA

*Dedico este trabajo de todo corazón a mi madre y a mi hermana que lo han dado todo de sí con el amor del mundo para que haya llegado a donde estoy y a toda esa gente linda que en algún momento me han dado la mano y han depositado toda su confianza en mí.*

## PENSAMIENTO.

*La eficiencia energética y el ahorro de energía, constituyen el eje central de esta primera etapa del nuevo paradigma energético cubano.*

*Fidel Castro Ruz*

## ÍNDICE

Introducción: .....	1
CAPÍTULO I: MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO .....	4
1.1.    Introducción.....	4
1.2.    Generalidades sobre los motores de inducción. ....	4
1.3.    Breve descripción sobre bombas. ....	7
1.3.1.    Clasificación.....	7
1.3.2.    Funcionamiento de forma general de la Bomba Centrífuga.....	8
1.3.3.    Uso de las bombas centrífugas.....	8
1.4.    Reología.....	10
1.4.1.    Conceptos.....	11
1.5.    Ecuaciones generales para el análisis de la eficiencia del sistema. ....	12
1.6.    Principio general de los variadores de velocidad. ....	13
1.7.    Curvas características. ....	14
CAPÍTULO II: MÉTODOS Y MATERIALES .....	16
2.1.    Introducción:.....	16
2.2.    Descripción del proceso tecnológico de la planta de Espesadores .....	16
2.3.    Detalle sobre la carga instalada en la planta. ....	19
2.4.    Factores que afectan la eficiencia. ....	23
2.5.    Factores que incrementan la eficiencia. ....	25
2.6.    Características de las bombas para transportar la pulpa en la planta Espesadores. ....	26
2.7.    Criterios básicos para el cálculo de la curva del sistema.....	27
2.8.    Determinación de la eficiencia .....	28
2.9.    Predicción de eficiencia en bombas centrífugas.....	29
2.10.    Verificación de la eficiencia garantizada .....	29
2.11.    Modelos reológicos:.....	31
2.12.    Balance de energía mecánica. ....	31
CAPÍTULO 3: RESULTADO Y ANÁLISIS DEL RESULTADO .....	35
3.1.    Introducción.....	35
3.2.    Análisis de la carga en función del % de sólido .....	35
3.3.    Calculo de rendimiento del sistema para un 45% de solido .....	39
3.4.    Propuestas técnico-económicas .....	40
CONCLUSIONES .....	43
Recomendaciones:.....	44

## **RESUMEN:**

A través del estudio realizado se ha comprobado que la influencia de los parámetros reológicos de la pulpa afecta el rendimiento de los accionamientos con bombas, perteneciente a la Planta de Espesadores donde aumenta la presión en la línea y la altura de carga hasta valores superiores a los previstos, a la vez que se han recalculado los puntos de operación y la curva de trabajo del sistema para las condiciones existentes en donde se pudo constatar que el rendimiento de la bomba es de un 65% y el del motor de un 66 % para un 45% de sólido, el rendimiento del sistema es de un 43% y a medida que aumenta el % de sólido la eficiencia disminuye, la cual es menor a lo establecido en las normas, por lo que se considera ineficiente. Se propone tener en cuenta el modelo reológico para ajustar la potencia y los demás parámetros para disminuir el tiempo de bombeo y mejorar la eficiencia del sistema.

## SUMMARY:

Through the carried out study it has been proven the influence of the rheological parameters of the slurry affects the yield of the workings with pumps, belonging to the Plant of Thickeners where the pressure increases in the line and the load height until values superiors to those expected, at the same time it has been recalculated the operation points and the curve of work of the system for the real conditions where you could verify that the yield of the pumps that is of 65% and that of the motor is 66% for 45 solid%, the yield of the system is 43%, when the solid percent increases the efficiency reduce, which is smaller to that settled down in the norms, for what is considered inefficient. It intends to keep in mind the pattern rheological to adjust the power and the other parameters to reduce the time of pumping and to improve the efficiency of the system.

### **Introducción:**

La problemática del uso racional de la energía en el contexto actual continúa ocupando un lugar prioritario en las investigaciones científicas a nivel mundial. Los sistemas de transporte de fluido son consumidores de una parte de la energía utilizada con fines productivos en cualquier industria de procesos. Si tomamos en cuenta que más del 60% de la energía total que se consume es a costa de los accionamientos eléctricos con motores de inducción, y de esos más del 55% lo constituyen los accionamientos de bombas; se estima además que más del 20% de la energía que se puede ahorrar está asociada con el mejoramiento del rendimiento de los motores y de los subsistemas mecánicos, entonces tiene importancia atender cualquier medida que técnicamente se justifique y contribuya a mejorar los índices de rendimiento de estos sistemas. La industria cubana del níquel involucrada en un constante ascenso en sus producciones, cada vez aumenta más su consumo de energía, cuyos portadores deciden la rentabilidad de sus Empresas, que están entre las once más grandes consumidoras de energía eléctrica del país. Para cumplir estos portadores a mediano y largo plazo, se necesita que paralelamente con el constante crecimiento de sus producciones se perfeccionen los parámetros y regímenes de trabajo de las instalaciones tecnológicas para explotar de forma más racional y eficiente las reservas de recursos minerales existentes en los yacimientos niquelíferos en el municipio, lo que garantizará la existencia de un proceso productivo continuo y con mayor eficiencia. En el caso de la planta de Espesadores de la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba el fluido transportado es pulpa laterítica proveniente de la planta de Pulpa de dicha empresa con una concentración de un 25% de sólidos el que a su vez debe ser transportado hacia la Planta de Lixiviación a partir de un 44% esto se logra mediante bombas centrífugas que representan gran parte del consumo total de la planta. Dada la importancia de estos accionamientos para el proceso es de gran importancia garantizar su eficiencia.

### **Situación problémica.**

El problema abordado, es la baja eficiencia del accionamiento eléctrico de las bombas encargadas del transporte de pulpa para las condiciones de explotación en la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba de Moa, específicamente en la Planta de Espesadores así como no tener en cuenta el rango de concentración de sólidos en las determinaciones experimentales para comprobar su grado de significación sobre la viscosidad de las suspensiones y su efecto en la eficiencia de los accionamientos con las bombas en la planta.

### **Problema de la investigación.**

Desconocimiento del punto de operación óptimo en los accionamientos con bombas cuando operan carga mecánica variable, que tenga en cuenta la características reológicas de la pulpa transportada.

### **Campo de acción.**

Eficiencia energética de los Accionamientos Eléctricos de los Sistemas de Bombeo.

### **Objeto de investigación.**

Accionamiento eléctrico de las bombas de la Planta de Espesadores en la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba.

### **Objetivo general.**

Evaluar la eficiencia energética en los accionamientos en las bombas de flujo para el transporte de pulpa laterítica.

### **Objetivos específicos.**

- Caracterizar el flujo tecnológico y suministro eléctrico de la planta.
- Caracterizar el sistema de bombeo y de la red hidráulica de los espesadores.
- Obtener base de datos (mediciones).

- Proponer variantes para la disminución del consumo energético de la planta.

**Tareas a realizar.**

- Caracterización del flujo tecnológico de la planta.
- Caracterización del sistema de suministro eléctrico de la planta.
- Identificación de variables de control que da el CITECT.
- Caracterización del sistema de bombeo de Espesadores a Lixiviación.
- Determinación del % que representan en la carga instalada en la planta.
- Caracterización de los instrumentos de medición (puntuales o diferencial, unidad de medición). Esquema de medición
- Identificación del modelo reológico del fluido que se transporta en función del porcentaje de sólido y otras variables.
- Determinación de las características de trabajo de las bombas, rendimiento de la bomba y eficiencia del sistema.

**Hipótesis:** Si se logra determinar la caracterización reológica de la pulpa transportada y su influencia en el rendimiento de los accionamientos de bombas, se podrán proponer alternativas técnicas para la disminución del consumo energético en este tipo.

## **CAPÍTULO I: MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO**

### **1.1. Introducción.**

En este capítulo se realiza el estado del arte y se definen las bases conceptuales de la investigación. Se describen los motores de inducción, el flujo tecnológico existente en la planta, conceptos fundamentales relacionados con las bombas, variadores de velocidad y la reología.

### **1.2. Generalidades sobre los motores de inducción.**

Como se conoce; los motores de inducción tienen una elevada eficiencia cuando operan con sus cargas y torques nominales [Bodson, 1994]. Así mismo operando con cargas ligeras, las pérdidas del hierro se incrementan dramáticamente, reduciendo considerablemente la eficiencia [Kusko y Galler, 1983]. Este hecho se explica más adelante, y parece bueno utilizarlo en nuestro estudio porque es una forma evidente de disminuir las pérdidas en el motor de inducción mediante el control del flujo magnético de 1.2. rdo a la demanda de la carga mecánica en el árbol del motor.

Por otra parte, muchas de las aplicaciones de los motores de inducción corresponden a bombas, ventiladores y compresores y en la mayoría de las cuales, los motores operan significativamente por debajo de sus valores nominales de carga; el voltaje aplicado al estator, crea un campo magnético rotatorio que induce corrientes en el rotor, generándose par en el eje; si no se requiere el par nominal, el máximo campo magnético tampoco se requerirá; la corriente que produce, el campo magnético adicional aumenta las pérdidas del acero, disminuyendo el rendimiento del motor. Uno de los aportes desde el punto de vista práctico, alcanzado por los investigadores anteriores, es la obtención experimental en los motores de inducción de la curva  $U/f$  que permite aproximarse a los estados de carga del accionamiento.

La mejora del rendimiento de los accionamientos para bombas se ha tratado con el uso de un accionamiento a velocidad variable por control del caudal de la bomba centrífuga, a cambio de velocidad constante y válvula de estrangulación, lo cual muestra mejoras en el consumo de energía; la mejora se obtiene en el aumento del rendimiento de la bomba; para la mejora del rendimiento del motor en régimen estacionario varios autores han buscado los puntos de operación óptimos por diferentes técnicas; [D.S. Kirschen y otros, 1984] propusieron un método heurístico para variar el flujo en línea, buscando disminuir la potencia total de entrada para controles de tipo vectorial; [P. Famouri y otros, 1991] utilizan las ideas de Kirschen para obtener el deslizamiento óptimo para un control U/f; [M.H. Park y S.K. Sul, 1984] obtienen, experimentalmente, los deslizamientos óptimos para diferentes puntos de operación en controles U/f; otros autores han atacado el problema de manera analítica; [A. Kusko y D. Galler 1983] calculan el deslizamiento óptimo que minimiza las pérdidas por efecto Joule de la máquina; [S.I. Seleme Jr. y C. Canudas de Wit, 1992] consideran adicionalmente la energía magnética almacenada en las inductancias; [García y otros, 1992] estimando adicionalmente las pérdidas en el núcleo.

La mayoría de los algoritmos heurísticos fueron validados en bancos de prueba de laboratorio; estos algoritmos resultan relativamente complejos para su aplicación en un accionamiento industrial comercial con control U/f. A pesar de presentarse un resultado que permite calcular una curva óptima U/f que mejora el rendimiento del motor cuando éste acciona bombas centrífugas o ventiladores, donde el par varía con el cuadrado de la velocidad [Ramírez, 1998]; y además se aplica la condición de flujo óptimo obtenida por S.I. Seleme Jr. y C. Canudas de Wit (1992), adaptado a bombas y ventiladores con resultados experimentales realizados en el Laboratorio de Accionamientos Eléctricos de la Universidad del Valle; no se tiene en cuenta, las fluctuaciones

de carga mecánica debido por ejemplo a posibles vibraciones provocadas por la cavitación en la bomba centrífuga.

El rendimiento de los accionamientos de motores eléctricos ha estado enmarcado en función del estudio de las pérdidas en relación con la potencia de entrada del sistema, la velocidad, el torque, el flujo en el entrehierro, la corriente del estator, el factor de potencia y el cálculo por diferentes métodos del rendimiento del motor, tal como lo reflejan las publicaciones de diferentes autores como [Hsu y otros, 1998] y [Slaets, Van Roy y Belmans, 2000].

Varios esquemas de control de motores eléctricos a lazo abierto y cerrado son implementados basándose en:

- Control del deslizamiento del motor.
- Control de la tensión o corriente mediante una fuente inversora.
- Control combinado de tensión y frecuencia.
- Control vectorial.
- Control de la perturbación de la velocidad del rotor.

La presente investigación propone utilizar los puntos de operación óptimos para optimizar la potencia de entrada del accionamiento para mantener elevada su eficiencia a diferentes estados de cargas mecánicas del sistema.

Por otra parte se ha avanzado en el estudio de la eficiencia de los accionamientos por la vía de efectuar la dirección del motor de inducción por variación del flujo magnético, en aras de un menor consumo de corriente del estator con poca distorsión, muy rápida respuesta del flujo y el torque a los cambios repentinos en los procesos transitorios. Este aspecto va ser utilizado en nuestro algoritmo de control, teniendo en cuenta las especificidades de cambios que ocasiona la carga mecánica del proceso. Por otra parte, durante el trabajo de la máquina de inducción se aprecia como rasgo característico su

comportamiento oscilatorio, aspecto motivado por las variaciones de voltajes desde la red, o por los efectos de la energía reactiva de intercambio entre el motor de inducción y la fuente o convertidor de frecuencia. Nuestro estudio incorpora el comportamiento del accionamiento eléctrico atendiendo los cambios de la carga mecánica.

### **1.3. Breve descripción sobre bombas.**

Las bombas para el hidrot transporte de mezclas lateríticas hay que tener en cuenta la influencia de las características reológicas de la pulpa en el sistema de transporte, Espesadores y Lixiviación de la empresa en la que a grandes rasgos habla sobre la influencia de las mismas en la selección de las bombas y el motor eléctrico acoplado a utilizar que debe tener un 25% más de potencia y una altura de carga mayor que para un accionamiento que transporta un fluido newtoniano. Después de los motores eléctricos, las bombas son una de las máquinas más utilizadas en el mundo. Esto significa que una combinación de motor y bomba constituyen áreas importantes, en que el uso de la energía puede hacerse más eficiente. Un área que brinda grandes oportunidades de ahorro es en los casos en que se controla el flujo de un líquido por métodos de estrangulamiento (válvulas o compuertas) y se sustituye por métodos en que se varía la velocidad del motor que acciona la bomba.

#### **1.3.1. Clasificación**

Se pueden considerar dos grandes grupos: Dinámicas (Centrífugas, Periféricas y Especiales) y de Desplazamiento Positivo (Reciprocantes y Rotatorias). Una idea integral con la apreciación que se tiene en términos de rendimiento de un accionamiento de bombas, siendo este muy típico en cualquier instalación industrial se muestra a continuación:

- Pérdidas del motor

- Pérdidas del acoplamiento mecánico 2%
- Pérdidas de la bomba 25%.
- Pérdida por estrangulamiento de válvulas hidráulicas 33%.
- Pérdidas en las tuberías 20%.

Se pueden considerar dos grandes grupos: Dinámicas (Centrífugas, Periféricas y Especiales) y de Desplazamiento Positivo (Reciprocantes y Rotatorias).

### **1.3.2. Funcionamiento de forma general de la Bomba Centrífuga.**

El flujo entra a la bomba a través del centro ojo del rodete y el fluido gana energía a medida que las paletas del rodete lo transportan hacia fuera en dirección radial. Esta aceleración produce un apreciable aumento de energía de presión y cinética, lo cual es debido a la forma de caracol de la voluta 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.

### **1.3.3. Uso de las bombas centrífugas.**

Las bombas centrífugas, debido a sus características, son las bombas que más se aplican en la industria. Las razones de estas preferencias son las siguientes.

- No tienen órganos articulados y los mecanismos de acoplamiento son muy sencillos.
- La impulsión eléctrica del motor que la mueve es bastante sencilla.

**Elevación de succión.** Es la suma de la elevación estática de succión, de la carga de fricción de succión total y de las pérdidas de admisión (la elevación de succión es una carga de succión negativa).

**Carga de succión.** Es la carga estática de succión menos la carga de fricción total y las pérdidas de admisión, más cualquier presión que se encuentre en la

línea de succión. Es una presión negativa (hay vacío) y se suma algebraicamente a la carga estática de succión del sistema.

**Condiciones de succión.** Por lo que respecta al líquido, se tomará en cuenta la influencia de su presión sobre la succión.

**Presión de vapor.** Si un líquido se encuentra a una temperatura arriba de su punto de ebullición, sufre evaporación en su superficie libre. En el seno del líquido se origina una presión que se llama presión de vapor y que está en función directa con la temperatura del líquido.

**Presión de bombeo.** Destinemos una bomba cualquiera para bombear un líquido. Al funcionar la bomba, tiende a formar un vacío en el seno del líquido. Éste succionar se conoce como presión de bombeo.

**Carga neta de succión positiva (NPSH).** Es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado, en litros por segundo, a través de la tubería de succión, al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba. En el bombeo de líquidos la presión en cualquier punto en la línea de succión nunca deberá reducirse a la presión de vapor del líquido.

**NPSH disponible.** Esta depende de la carga de succión o elevación, la carga de fricción, y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo. Si se varía cualquiera de estos puntos, la NPSH puede alterarse.

**NPSH requerida.** Esta depende sólo del diseño de la bomba y se obtiene del fabricante para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velocidad.

**Cebado de las Bombas.** Consiste en la extracción del aire de la tubería de succión de la bomba para permitir un correcto funcionamiento. Esta operación se realiza en todas las bombas centrífugas ya que no son autocebantes, generalmente cuando ésta se encuentra en una posición superior al tanque de aspiración.

**Carga Hidráulica.** Es la energía impartida al líquido por la bomba, es decir, la diferencia entre la carga de descarga y la succión.

**Punto de Shut-off.** Representa la carga hidráulica que produce la bomba cuando el caudal a través de ella es nulo. (La válvula a la salida de la bomba está cerrada, con el fluido en contacto con el rodete).

**Potencia Absorbida (N).** Representa la potencia requerida por la bomba para transferir líquidos de un punto a otro y la energía requerida para vencer sus pérdidas.

**Potencia Hidráulica (Ph).** Potencia cedida al líquido en el proceso de su transferencia de un punto a otro.

**Eficiencia del motor:** Es la eficiencia relacionada con las pérdidas mecánicas y eléctricas en el motor de inducción, llamado rozamiento del disco y se define como:

**Eficiencia Total.** Define en términos de la relación entre la potencia eléctrica suministrada a la máquina y la potencia hidráulica entregada por ésta.

#### 1.4. Reología

La Reología es como una rama independiente de las ciencias naturales. Su origen se relaciona con la observación de un comportamiento "extraño" o anormal de muchos materiales bien conocidos como las pinturas, las soluciones coloidales, las arcillas, el yogurt, los plásticos, pastas farmacéuticas, selladores empleados para la construcción, entre otros. Según James F. (1996), la Reología es una ciencia que estudia las propiedades mecánicas de diversos productos naturales y tecnológicos, o sea, estudia la deformación de los materiales, incluyendo el flujo de los mismos.

Los fluidos newtonianos son aquellos que siguen la ley de Newton de la viscosidad. Todos los gases y líquidos homogéneos de baja viscosidad, se comportan como fluidos newtonianos. De acuerdo con la ley de Newton, la viscosidad es una constante independiente de la velocidad de deformación; sin embargo, puede variar considerablemente con los cambios de temperatura, pH, así como con la presión (a presiones mayores de  $10^6$  Pa para los gases y de  $10^7$  Pa para los líquidos).

Los fluidos no newtonianos presentan como característica fundamental que su viscosidad es función del gradiente de velocidad, y, por tanto, cambia con la variación de dicho gradiente, aun cuando se mantengan la temperatura y otras condiciones constantes, por lo cual usualmente, se le denomina viscosidad aparente.

#### **1.4.1. Conceptos**

**Fluido no newtoniano:** es aquel fluido cuya viscosidad varía con la temperatura y la tensión cortante que se le aplica. Como resultado, un fluido no newtoniano no tiene un valor de viscosidad definido y constante, a diferencia de un fluido newtoniano.

**Fluido newtoniano:** es un fluido cuya viscosidad puede considerarse constante en el tiempo.

**Reología:** es la parte de la física que estudia la relación entre el esfuerzo y la deformación en los materiales que son capaces de fluir.

El sistema de accionamiento eléctrico puede ser estudiado en busca del mejor uso de la energía transferida desde la red de potencia trifásica en sus cuatro principales componentes. [Abrahamsen, 2000].

**Sistema** Controlador-Convertidor + Motor Eléctrico + Bomba, cuyos estudios basan sus resultados en la simulación de modelos matemáticos linealizados, pero que en ocasiones presentan serias restricciones en el objeto del

convertidor, funcionan bajo condiciones iniciales de trabajo limitadas en el objeto Motor.

**Sistema Mecánico** constituye la carga mecánica rotacional del accionamiento y está determinado por el enlace del árbol del motor con el mecanismo, que en este caso es la bomba centrífuga. En él existen posibilidades reales de estudio accediendo a las relaciones mecánicas del subsistema y su concatenación con la máquina eléctrica.

**Sistema Proceso** Es en nuestro caso la instalación hidráulica de transporte de pulpa sin incluir la bomba centrífuga que constituye la carga mecánica rotacional; y este subsistema proceso (tuberías, codos, accesorios, recipientes, hidromezclas, etc.) tiene una de las mayores reservas de oportunidades para obtener elevados rendimientos.

### 1.5. Ecuaciones generales para el análisis de la eficiencia del sistema.

Potencia eléctrica.

$$P_e = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos\theta \quad (1.1)$$

Potencia hidráulica.

$$P_h = \gamma \times Q \times H \times g \quad (1.2)$$

Dónde:  $\gamma$  es (en  $\text{Kgf/m}^3$ )

Q caudal en ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

H altura en (m)

Rendimiento total de la bomba.

$$\eta_b = \frac{P_b}{P_e} \quad (1.3)$$

$P_b$  = Potencia de salida del motor

$P_e$  = Potencia de entrada al motor

Rendimiento del motor

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_b} \quad (1.4)$$

$P_b$ : Potencia de entrada a la bomba

$P_h$ : Potencia hidráulica

Rendimiento del conjunto motor- bomba

$$\eta_{m-b} = \eta_m * \eta_b * 100 \quad (1.5)$$

## 1.6. Principio general de los variadores de velocidad.

Los variadores de velocidad, también llamados convertidores de frecuencia, son dispositivos utilizados para regular los procesos industriales. Se trata de equipos utilizados hoy en día en múltiples aplicaciones, existiendo un buen número de fabricantes y suministradores.

Un variador de frecuencia, VFD por sus siglas en inglés (Variable Frequency Drive) o bien AFD (Adjustable Frequency Drive), es un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna, por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor. Otra forma de cambiar la velocidad del motor sería cambiando el número de polos del motor, aunque esta técnica resulta ineficiente ya que habría que cambiar las características físicas del motor.

El principio de funcionamiento del variador de velocidad consiste en convertir el voltaje de CA a un voltaje de CD por medio de un puente rectificador trifásico compuesto por seis diodos para posteriormente convertir ese mismo voltaje de CD a un voltaje de CA por medio de un puente inversor trifásico compuesto por

seis transistores de potencia IGBT, los cuales controlan el voltaje de CA variando su frecuencia.

El variador de velocidad es un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor, y tienen una amplia aplicación en accionamientos de importancia dentro de la industria. Tienen como deficiencia que generan armónicos perjudiciales para los demás elementos de la red eléctrica. El método más eficaz y eficiente para la variación de velocidad es hoy en día el uso de variadores de frecuencia aplicados a los motores asíncronos, principalmente aquellos que emplean el principio de control por modulación del ancho de pulso (PWM).

Con el estrangulamiento, la reducción de flujo se obtiene al precio de un incremento en las pérdidas, mientras que con el control por velocidad variable resulta posible ajustar las características de la bomba sin apenas incrementar las pérdidas; y los requerimientos de potencia son radicalmente reducidos según la velocidad disminuye.

### **1.7. Curvas características.**

Antes de que un sistema de bombeo pueda ser diseñado o seleccionado debe definirse claramente su aplicación. Así sea una simple línea de recirculación o un gran oleoducto, los requerimientos de todas las aplicaciones son siempre los mismos, es decir, trasladar líquidos desde un punto a otro. Entonces, esto obliga a que la bomba y el sistema tengan iguales características para que este diseño sea óptimo.

La manera de conocer tales características se realiza con la ayuda de las curvas características de la bomba, las cuales han sido obtenidas mediante ensayos realizados en un banco de pruebas el cual posee la instrumentación necesaria para medir el caudal, velocidad de giro, momento de torsión aplicado

y la diferencia de presión entre la succión y la descarga de la bomba, con el fin de poder predecir el comportamiento de la bomba y obtener el mejor punto de operación el cual se conoce como PME, variando desde una capacidad igual a cero hasta un máximo, dependiendo del diseño y succión de la bomba.

Generalmente este tipo de curvas se obtienen para velocidad constante, un diámetro del impulsor específico y un tamaño determinado de carcasa, realizando la representación gráfica de la carga hidráulica (curva de estrangulamiento), potencia absorbida y eficiencia adiabática contra la capacidad de la bomba.

Estas curvas son suministradas por los proveedores de bombas, de tal manera que el usuario pueda trabajar según los requerimientos de la instalación sin salir de los intervalos de funcionamiento óptimo, además de predecir qué ocurrirá al variar el caudal manejado, sirviendo como una gran herramienta de análisis y de comprensión del funcionamiento del equipo.

## **CAPÍTULO II: MÉTODOS Y MATERIALES**

### **2.1. Introducción:**

Para el desarrollo de toda investigación se necesita de herramientas para poder arribar a buenos resultados. La correcta selección de los métodos y materiales empleados validan los resultados y es por eso que resulta indispensable una correcta aplicación de los métodos adecuados para el cumplimiento del objetivo propuesto, en este caso para la solución del problema planteado es necesario conocer algunas características y propiedades del material a transportar que permitan el cálculo y evaluación del sistema objeto de estudio.

### **2.2. Descripción del proceso tecnológico de la planta de Espesadores**

Esta planta tiene como objetivo preparar una pulpa espesada (anexo1) de 46 a 48% de sólido a partir de una pulpa con 25% de sólido recibida de la planta de Preparación de Pulpa, a la vez que sirve de almacenaje para asegurar una alimentación estable a la planta de Lixiviación. Esta planta se recibe suministro eléctrico a través de las líneas soterradas UG-2 y UG-4 que parten desde la Sección 200 y 300 de la pizarra de 13,8 kV de la planta termoeléctrica de la empresa los cuales llegan hasta los transformadores de la planta que lo convierten a 480 V para su distribución hasta los interruptores en la pizarra principal de 480V y desde ahí a los Centros de Control de Motores 1, 2, 3 (Espesadores nuevo) y 1A, 1B y 1C (Espesadores viejos).

A la planta se alimenta una pulpa con un 25% de sólido, con partículas menores de 0.833 mm proveniente de la planta de Preparación de Pulpa, la misma llega a través de una línea de concreto soterrada de 60,96 cm de diámetro hasta la caja pre distribuidora DI-04, donde se separa a través de válvulas para la caja DI-03 y al manhole 54. Entre éste y la caja distribuidora DI-02, se encuentra la

línea de polipropileno de alta densidad y está montada sobre un puente de estructura metálica.

Cuando la pulpa llega a la caja distribuidora DI-02, es repartida entre cuatro espesadores, esta caja posee nueve compartimentos, la caja distribuidora DI-03 posee 5 compartimentos y es utilizada para los otros dos espesadores; además de ser utilizadas para la alimentación se puede utilizar para recircular la pulpa en el espesador y transferir de un tanque a otro.

La alimentación de la pulpa a cada espesador se hace a través de las aberturas provocadas por las compuertas de la caja distribuidora. La cantidad a alimentar esta en dependencia de la capacidad a que opera planta de pulpa y el inventario de cada tanque.

En cada tanque ocurre un proceso de sedimentación influenciado por las características reológicas del mineral, producto de ésta sedimentación se logra un sólido óptimo en el cono del espesador entre 46 y 48%. Este sólido depende fundamentalmente de la alimentación y de la velocidad de sedimentación.

La alimentación debe ser estable, igual o superior a la extracción. La velocidad de sedimentación se puede dividir en tres grupos:

**-Velocidad de sedimentación mala:** Cuando es menor de 100 mm en 2 horas.

**-Velocidad de sedimentación regular:** Cuando está entre 100 y 130 mm en 2 horas.

**-Velocidad de sedimentación buena:** Cuando está mayor de 130 mm en 2 horas.

Los sedimentadores cuentan con una estructura de cuatro brazos (dos largos y dos cortos), con rastrillos, los que son accionados por un mecanismo instalado en el centro de cada sedimentador, estos rastrillos arrastran la pulpa

hacia el centro donde se produce la descarga. La fuerza ejercida por los brazos de este mecanismo se indica a través del momento mecánico de los motores y de la señal digital registrada en la pizarra de cada tanque ubicada en el cuarto de control. Los valores de operación óptimos del torque están entre 70 % y 75 %, cuando se alcanza el valor máximo debe inyectarse agua al cono con el objetivo de disminuirlo.

El agua que rebosa en los sedimentadores pasa a una canal y se bombea a la planta de preparación de pulpa pasando por el tanque amortiguador, con el objetivo de evitar que en una parada de emergencia el retroceso de la misma provoque un golpe brusco; estableciéndose así una recirculación de agua entre ambas plantas, a la cual se le suma una cantidad de agua cruda del proceso como reposición. Para realizar este bombeo existen tres bombas.

Las extracciones de la pulpa deben ser parejas para los cinco espesadores convencionales, teniendo en cuenta los valores de porcentaje de sólido y el torque.

Para efectuar el bombeo de la pulpa espesada hacia Lixiviación se cuenta con:

- Dos bombas de flujo inferior para cada espesador. Seis de ellas son bombas centrífugas DENVER 10 x 8 (114-PU-3B, C, E, F, H), otras 2 son METSO 10 x 8 (114-PU-3A, D) y las bombas WARMAN que son la (114-PU-3I, 3J, 3K, 3L) que pertenecen a los Espesadores E y F construidos por el proyecto Expansión de Moa Nickel, poseen sellos mecánicos que tienen como ventaja no diluir la pulpa, a diferencia de las dos restantes que son de sello por empaquetadora en la cual ocurre una dilución de la pulpa de 0,3 – 0,5 %.

- Dos bombas reforzadoras común para los cinco tanques. Son bombas centrífugas DENVER 10 x 8, se utilizan siempre que se esté alimentando por la

línea de 50,8 cm y exista déficit de flujo a lixiviación, por el contrario cuando se alimenta a través de la línea de 45,7 cm, este tipo de bomba se utiliza con el mismo objetivo, pero están ubicadas en la planta de lixiviación. Estas últimas no poseen variador de velocidad

- Dos líneas de transferencias.

Se emplean para la transferencia de la pulpa espesada hacia la Planta de Lixiviación; una de 45,7 cm y la otra de 50,8 cm. Por lo general se emplea una y se mantiene en reserva la otra, sólo en casos excepcionales cuando hay mala fluidez de la pulpa y el nivel en los tanques de almacenamiento en Lixiviación baja bruscamente se utilizan las dos en paralelo para mejorar esta situación, luego se decide sacar una de las dos y realizar la operación de lavado para mantenerla en reserva. Ambas líneas poseen bombas reforzadoras de sello mecánico y evita la dilución en la pulpa que se alimenta a Lixiviación.

La materia prima de la Planta es la pulpa enviada de planta de Preparación de Pulpa con un 25 % de sólido y 10 % de arena.

La pulpa producto conserva las mismas propiedades químicas que la pulpa alimentada, sólo que la primera sale con un porcentaje de sólido comprendido entre 44 – 48 %.

### **2.3. Detalle sobre la carga instalada en la planta.**

Como se muestra en el gráfico (2.3.1) los accionamientos con bombas representan la inmensa mayoría del consumo de esta planta por lo que mejorar la eficiencia en estos reportaría un importante ahorro económico para la planta y la empresa en general. Esta planta cuenta con 4024 kW de potencia instalada. Los accionamientos con bombas representan 3952,51 kW que es un

98,09%, los mecanismos de los tanques 74,64 kW para un 1,85% y otros accionamientos 2,125 kW para un 0,05%.

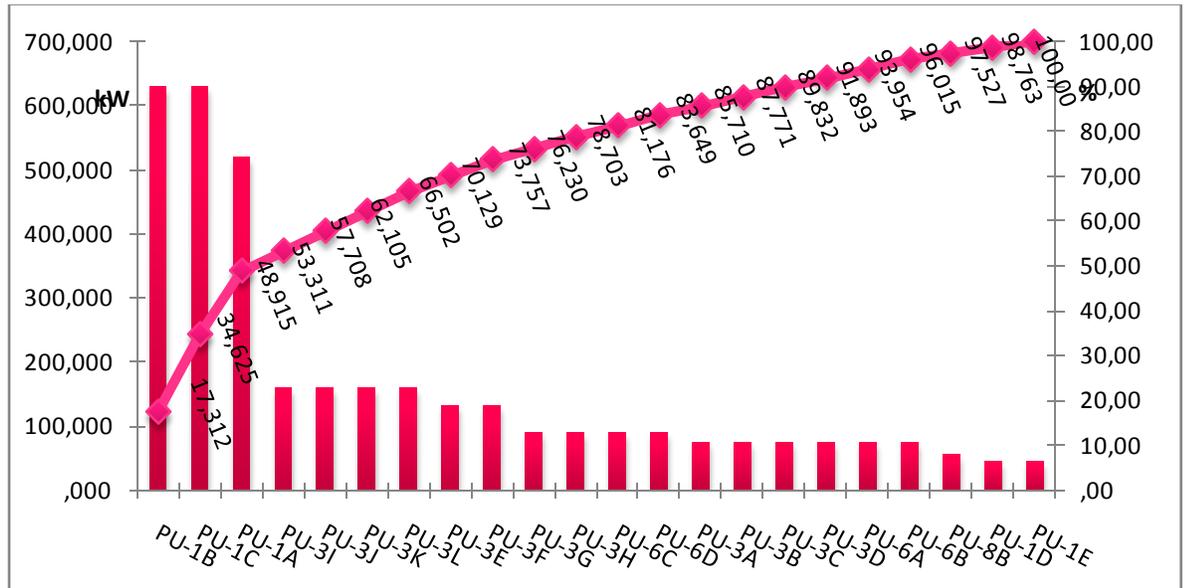


Figura 2.1. Representación de las principales carga instaladas en la planta.

En la Planta de Espesadores, el flujo de pulpa bombeado del fondo de los 6 Espesadores es llevado a un colector común, y enviado a Lixiviación según la operación lo requiera por dos líneas (45,7 cm y 50,8 cm).

Se mide flujo de mineral extraído de los 6 Espesadores con Transmisores de flujo ENDRESS-HAUSER tipo electromagnéticos. Los fluxómetros de salida de los TK tienen un rango de 0-681 m<sup>3</sup>/h.

De forma general estos instrumentos poseen buen estado técnico. Existe un lazo de control en el fondo de todos los Espesadores para garantizar una alimentación estable a la planta de Lixiviación como se muestran la figura (2.3.1). Este lazo está compuesto por fluxómetro, módulo de control FM-355C en PLC y Variador de Velocidad para las bombas de flujo inferior.

- Ubicación en el PLC de las señales:

TK-1E: FT-5001 flujo de extracción inferior (Underflow),

TK-1F: FT-6001 flujo de extracción inferior (Underflow),

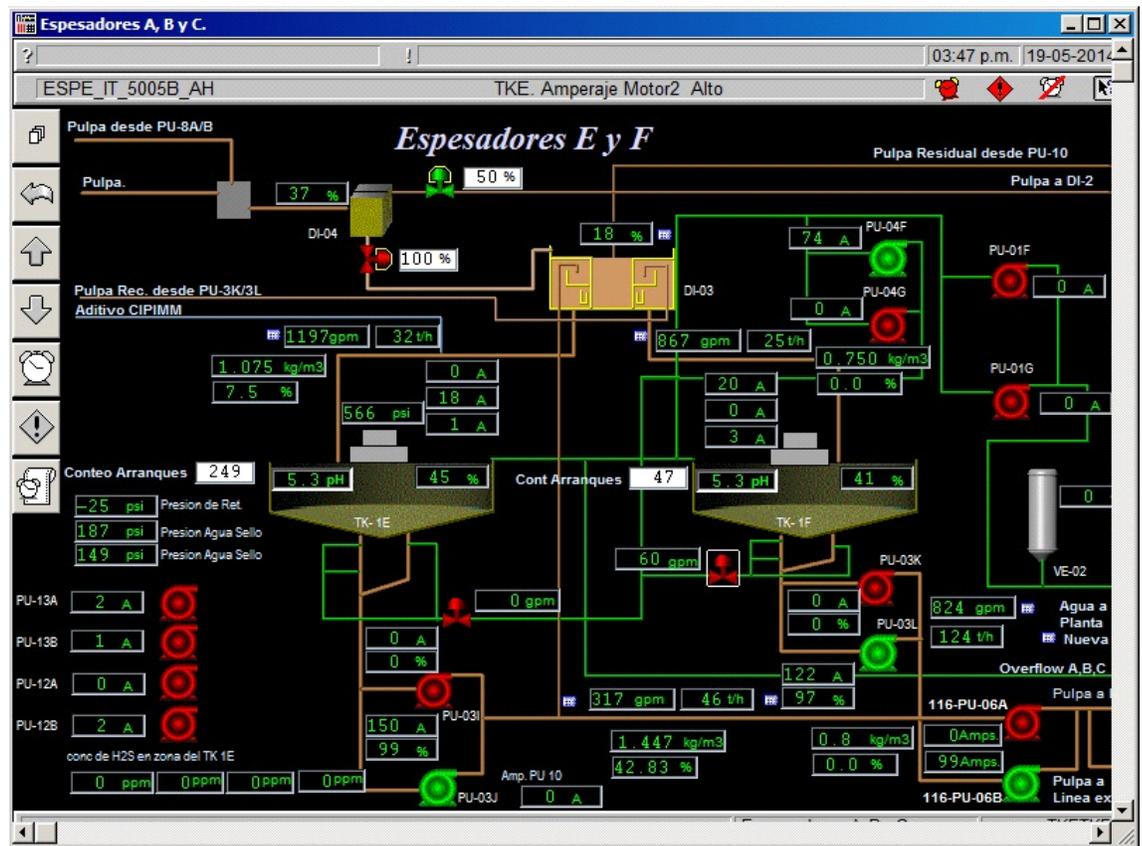


Figura 2.2 Pantalla de Citect SCADA perteneciente a esos tanques

En la anexo (2) se muestran las variables medidas mostradas por el CITECT que ayudan a una mejor comprensión del funcionamiento de los Espesadores y al monitoreo de los parámetros eléctricos y de proceso de los mismos. Los principales parámetros de interés que nos brinda son potencia, corriente de trabajo, velocidad en % entre otros parámetros de los motores pertenecientes a las bombas estudiadas que nos permiten recuperar datos para saber cómo se comportan en determinados momentos de explotación. En este caso los datos fueron tomados con un mes de diferencia en el cabezal de descarga de la bomba 114-PU-3K perteneciente al Espesador F observándose una mayor carga para mayor porcentaje de sólido como se muestra en la figura(2.3 y 2.4)



#### 2.4. Factores que afectan la eficiencia.

Existen condiciones que afectan negativamente la eficiencia del equipo de bombeo, en general corresponde a la fabricación del diseño del equipo. Entre las principales se tienen las siguientes:

**Pérdidas volumétricas:** Estas pérdidas son indicativas de una circulación de flujo del lado de alta presión al de baja presión del impulsor; aunque en general, estas pérdidas son pequeñas, pueden tomar importancia bajo condiciones de desgaste o desajuste de la bomba.

**Pérdidas hidráulicas:** Constituyen la diferencia entre la carga que podría obtenerse de la energía disponible en el impulsor y aquella que realmente se desarrolla; las más importantes son por choque de entrada, generadas por el cambio de dirección del líquido y por fricción del líquido, al fluir.

**Cavitación:** La cavitación es un efecto hidrodinámico que se produce cuando el agua o cualquier otro fluido en estado líquido pasa a gran velocidad por una arista afilada, produciendo una descompresión del fluido. Puede ocurrir que se alcance la presión de vapor del líquido de tal forma que las moléculas que lo componen cambian inmediatamente a estado de vapor, formándose burbujas o, más correctamente, cavidades. Las burbujas formadas viajan a zonas de mayor presión e implotan produciendo una estela de gas y un arranque de metal de la superficie en la que se origina este fenómeno.

**Pérdidas mecánicas:** Se deben principalmente a la fricción de cojinetes, empaques o sellos y a la fricción del disco generada entre los lados del impulsor y el líquido.

**Características del líquido:** Las condiciones del fluido a manejar, tienen consecuencias sustantivas sobre la operación de las bombas centrífugas. Ya que pueden afectar la construcción del equipo, y por lo tanto, el rendimiento y la potencia. Entre las más importantes tenemos la corrosión, temperatura

a manejar, tamaño de partículas en el líquido y uso al que se destinará, entre otras.

Mientras más desfavorables sean las condiciones, mayores serán las exigencias constructivas en cuanto a materiales, metalurgia, tipo de impulsores, accesorios propios de la bomba, etc.

**Condiciones de instalación:** Existen condiciones de instalación que influyen negativamente en la eficiencia del equipo de bombeo; podemos citar las siguientes:

### **1. Pérdidas en motor y acoplamiento**

Aunque son externas a la bomba, es conveniente saber que estos componentes influyen en la eficiencia global. Es importante aclarar que el montaje apropiado del conjunto bomba-motor es necesario, para asegurar la máxima eficiencia.

### **2. Pérdidas en la bomba**

Las vibraciones, ruido, movimientos y desbalance del equipo tienen consecuencia en la operación hidráulica, ya que se afectan tolerancias y cargas, reduciendo la capacidad real del mismo, requiriendo para ello una mayor potencia y como consecuencia disminuye la eficiencia.

La densidad menor de la mezcla, provoca una reducción en el volumen real bombeado y por lo tanto la eficiencia disminuye. Asimismo, se inducen vibraciones y si el fenómeno es severo, puede causar daños internos a otras instalaciones y equipos e incluso el colapso del propio impulsor.

Estas consideraciones son solo algunas de muchas causas de ineficiencia. Asimismo, uno de los parámetros más importantes y que condiciona las eficiencias electromecánicas de los equipos, es el gasto o caudal de operación. En muchos casos, las eficiencias de los equipos se ven determinadas por los bajos gastos de producción. Se justifica un bajo rendimiento en los equipos, si tomamos en cuenta que los acuíferos sufren abatimientos y que esto conlleva

a que las cámaras de bombeo se reduzcan paulatinamente, provocando con esto bajos caudales de extracción.

Además, el bajo rendimiento de los aprovechamientos puede estar relacionado a la falta de mantenimiento de los equipos, ya que al paso del tiempo, se van generando irregularidades, tales como: incrustaciones en la tubería ranurada, que obstruye la circulación libre del acuífero, reduciendo consecuentemente los gastos de extracción.

Ante estas circunstancias, es evidente la realización de un diagnóstico más detallado que permita llevar a cabo mediciones directamente en todos los aprovechamientos y de esta manera, poder identificar con precisión y total certeza, las causas que ocasiona la baja eficiencia con la que operan actualmente los aprovechamientos.

## **2.5. Factores que incrementan la eficiencia.**

Para mantener, prever o controlar la eficiencia, podemos tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- Selección del equipo de bombeo (motor-bomba) apropiado, teniendo el conocimiento pleno del sistema.
- Acabado de la superficie de los impulsores.
- Selección adecuada de la velocidad específica de succión.
- Control de líquidos viscosos.
- Recorte de impulsor de la bomba para mejorar su punto de operación.
- Sustitución por una bomba de mayor eficiencia (o un arreglo de bombas).
- Aplicación de convertidor de frecuencia en el sistema de bombeo.
- Disminución de pérdidas en el sistema de bombeo.
- Instalación de equipos de control.

- Administración del Bombeo y Aprovechamiento de tarifas horarias.
- Eliminar la operación de la bomba con cavitación.

## **2.6. Características de las bombas para transportar la pulpa en la planta Espesadores.**

- Código: 114-PU-1/L(anexo2)
- Capacidad de operación:
- Presión de descarga de la bomba: 272 kPa
- Carga total de operación: 19 m
- Capacidad máxima:
- Presión máxima a la descarga de la bomba: 458 kPa
- Carga total de la bomba: 32m

### ***Características del motor PU-3I y J.***

- Corriente: 234 A
- Potencia: 200 HP = 160 kW
- Frecuencia: 60 Hz
- Velocidad de rotación: 1786 rpm.
- Cos  $\varphi$  = 0,90

### ***Características del motor PU-3K y L.***

- Corriente: 230 A
- Potencia: 200 HP = 160 kW
- Frecuencia: 60 Hz
- Velocidad de rotación: 1785 rpm.
- Cos  $\varphi$  = 0,90

Las bombas 114-PU-3I, 3J, 3K, 3L son idénticas, los motores acoplados a las dos primeras son idénticos al igual que a las dos últimas.

## 2.7. Criterios básicos para el cálculo de la curva del sistema

- Temperatura de la pulpa:
- Tipo de fluido: No Newtoniano
- Modelo de flujo: Ostwald de Waele (pseudoplástico)
- Modelo reológico de la pulpa (K, n,).
- Porcientos de sólido.
- Diámetro y longitud de las tuberías.
- Diferencial de altura entre la descarga y la succión.
- Número de accesorios
- Cotas de ubicación de la descarga y la succión con respecto al eje de la bomba.

Teniendo los puntos de operación del sistema podemos calcular la potencia desarrollada por la bomba para diferentes porcentos de sólido, determinar el rendimiento de la bomba y con la potencia de entrada del motor medida con un analizador de red Multilin PQM II, calcular el rendimiento del conjunto motor-bomba. Para esto utilizaremos:

- GE Multilin PQM II:
- Variador de velocidad Yaskawa F7
- Fluxómetro ENDRESS-HAUSER electromagnéticos.
- Manómetros ASHCROFT diferenciales
- Valores provistos por el Citect SCADA v7.10 sp3
- Software de cálculo Microsoft Excel 2010

Tramos de tubería utilizados para los cálculos de la curva de trabajo de las bombas 114-PU-3I/L (Datos provenientes del P&ID de las bombas existentes en la Subdirección de Desarrollo de la empresa.)

codos de 90		15,000
codos de 45		3,000
valve		1,000

mariposa		
2 reducidos		
2ampliaciones		
Di(m)	0,4668	0,508
Lt(m)	5,366	396,633
Q(gpm)-m3/s	2000	0,126

Tabla 2.1 Características de la línea de 20 pulgadas.

	Succión	Descarga
codos de 90	9	5,000
codos de 45	4	1,000
valve mariposa		1,000
2 reducidos		
2 ampliaciones		
Di(m)	0,419	0,457
Lt(m)	311,320	85,313
Q(gpm)-m3/s	2000	0,126

Tabla 2.2 Características de la línea de 18 pulgadas

## 2.8. Determinación de la eficiencia

La determinación del flujo, la carga, la potencia y la frecuencia de rotación son necesarias para la elaboración de la curva de operación de la bomba, la misma sirve para verificar los parámetros garantizados por el fabricante, específicamente el de la eficiencia.

Esta medición podrá realizarse mediante cualquier método que cumpla con lo especificado. Los valores instantáneos de flujo pueden obtenerse a través de medidores de flujo puntuales o diferenciales del tipo magnético.

Conociendo la eficiencia mínima, se realiza una evaluación de eficiencias admisibles y no admisibles. Para determinar la eficiencia debemos elaborar la curva de operación del sistema para las nuevas condiciones de operación ya que el nomograma con los puntos de operación que provee el fabricante fue

diseñado en un entorno controlado bombeando agua que tiene características diferentes a la pulpa laterítica con un elevado % de sólido en suspensión. En estos casos a partir de un 35% de sólidos la pulpa comienza a comportarse de manera diferente y adquiere propiedades que la diferencian de otros fluidos (como el agua, el petróleo, aceites, entre otros). Para poder calcular los nuevos puntos de operación y la curva de trabajo de la bomba es necesario evaluar el modelo reológico de la misma para poder profundizar sobre su efecto en el sistema de bombeo y las soluciones que desde el punto de vista eléctrico (regulación de velocidad, cambio del motor eléctrico por uno de más potencia, o incorporar una bomba reforzadora que alivie la carga del sistema, entre otras) podamos tomar para atenuar lo máximo posible los efectos indeseados que trae este problema al accionamiento

### **2.9. Predicción de eficiencia en bombas centrífugas**

La eficiencia de las bombas está relacionada a la velocidad específica ( $N_s$ ), tamaño de la bomba, carga neta positiva de succión (NPSH) y el tipo de bomba seleccionada para las condiciones de servicio, también influye como se demuestra en este trabajo, las características del fluido a transportar en cuestión. El estándar [ANSI/HI, 2010] ha editado gráficas que son de gran ayuda para predecir la eficiencia de equipos de bombeo pero en la predicción de la eficiencia muchas veces no se incluyen otros efectos perjudiciales como el manejo de mezclas viscosas, las cuales se tratarán en este trabajo.

### **2.10. Verificación de la eficiencia garantizada**

La eficiencia garantizada debe concordar con el punto de operación definido por el Punto de Intersección de la curva flujo-carga y la línea recta que va desde el origen y pasa a través del punto de operación garantizado. La eficiencia en este punto debe ser como mínimo 0,972 de la especificada.

Cuando las características específicas difieren a las características de los equipos con impulsores sin recorte, deberá tomarse en cuenta que para alcanzar los valores de gasto y carga ( $qv$  y  $H$ ), generalmente se lleva a cabo un recorte en el diámetro de salida del impulsor, así como en los alabes, lo cual implicará un cambio de condición en la eficiencia de una bomba, cambio reflejado considerablemente en una disminución de esta condición, así como una caída en la curva de comportamiento. La eficiencia de una bomba puede suponerse prácticamente inalterada cuando se aplica un recorte no mayor a 1% del diámetro de salida del impulsor y las tolerancias permitidas a las que se deberá sujetar la prueba, deben ser concertadas entre cliente y proveedor. Las bombas centrífugas se diseñan para operar eficientemente a una carga, un gasto y una velocidad específica. A este punto de operación, se le conoce como: “el punto de mejor eficiencia”. Considerando el costo de la energía, es más eficiente operar la bomba en este punto. Los equipos a menudo no operan en estas condiciones, debido a cambios en la operación del sistema y a la dificultad de igualar las condiciones de operación con el punto de mejor eficiencia de la bomba. Al operar el equipo fuera de este punto, se requiere de un esfuerzo adicional en algunas partes de la bomba y puede ocasionar daños en esta.

Por otra parte, operar los equipos a una mayor capacidad respecto al punto de óptima eficiencia puede provocar mayores daños, ejemplo de ello es mayor par de torsión, flexión o desviación del eje, la carga neta positiva de succión requerida puede ser mucho mayor que la disponible, ocasionando erosión, ruido y vibración debido a la alta velocidad del líquido. Por lo anterior las características con las cuales la bomba debe operar, siempre deben ser discutidas y acordadas con el fabricante.

### 2.11. Modelos reológicos:

Los modelos reológicos son relaciones matemáticas empíricas no constituyen leyes físicas de que describen las curvas de flujo, y permiten estimar el comportamiento de los materiales y de sus parámetros reológicos el utilizado en este trabajo modelo Ostwald de Waele, este modelo consta de dos parámetros reológicos ( $\tau = K \cdot \dot{\gamma}^n$ ). Donde el parámetro  $k$  constituye una medida de la viscosidad del material. Los valores de  $n$  indican el grado de comportamiento no newtoniano del fluido, cuando  $n$  es menor que la unidad, el comportamiento es pseudoplástico, mientras que para valores de  $n$  mayores que la unidad es dilatante.

### 2.12. Balance de energía mecánica.

Para el diseño de sistemas de tuberías se requiere conocer la relación entre los gradientes de presión ( $\Delta P/L$ ), requeridos para lograr flujos volumétricos, ( $Q$ ), en un intervalo de diferentes diámetros, ( $D$ ), del tubo, a distintas temperaturas de operación y diferentes propiedades físicas de los fluidos. Las expresiones que relacionan las variables señaladas en el régimen laminar, para los modelos reológicos más difundidos en la literatura, así como las limitaciones que puedan tener en su precisión en los sistemas de flujo con diámetros relativamente grandes. De ahí, que, en los cálculos de ingeniería, se prefiera hacer uso de las expresiones que relacionan el factor de fricción de Fanning con el número de Reynolds y con otros números adimensionales, tanto en régimen laminar como en turbulento.

Una de las leyes fundamentales de la mecánica de los fluidos se expresa mediante la ecuación de balance de energía mecánica aplicada al sistema de flujo en cuestión. En la mayoría de los textos de ingeniería química, el balance

de energía mecánica para condiciones estacionarias de flujo se conoce como ecuación de Bernoulli, y se ilustra sus aplicaciones para el caso particular del flujo newtoniano.

En el caso específico del flujo de suspensiones minerales no newtonianas también se aplica el balance de energía mecánica en un sistema de flujo, al cual entra el fluido por un plano (1) y sale por un plano (2).

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{P_1}{\rho} + E_{e1} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{P_2}{\rho} + E_{e2} + (-W_s) + \sum F \quad (2.1)$$

Como más se observa en la literatura es de la siguiente forma.

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta V^2}{2\alpha} + g \cdot \Delta h = - \sum F + (-W_s) \quad (2.2)$$

Donde:

$\frac{\Delta P}{\rho}$ : Variación de la energía por diferencia de presión, J/kg

$\frac{\Delta V^2}{2\alpha}$ : Variación de la energía cinética, J/kg.

$g \cdot \Delta h$ : Variación de la energía potencial, J/kg.

$\sum F$ : Pérdidas por fricción, J/kg.

$W_s$ : Es el trabajo por unidad de masa (como trabajo por una bomba sobre el fluido), J/kg.

$$\sum F = \frac{\Delta P_f}{\rho} + \left( \begin{array}{l} \text{pérdidas por fricción por unidad de masa} \\ \text{debida a los efectos de entrada, de accesorios,} \\ \text{de equipos, etc} \end{array} \right) \quad (2.3)$$

En la expresión de  $\Delta P_f$  es la caída de presión por fricción asociada con el flujo totalmente desarrollado a través del sistema de flujo. El término  $(\Delta P_f / \rho)$  se refiere a los tramos de tubería rectos, y por lo general, es el componente dominante en la mayoría de los sistemas de tuberías, excepto en aquellos casos en los que esos tramos sean cortos y el número de accesorios y válvulas sea grande.

Para el flujo no newtoniano, los términos  $E_c$  y  $\Sigma F$  dependen de la naturaleza reológica del fluido, y, por tanto, de los parámetros característicos del modelo reológico que describe la curva de flujo.

El término  $W_s$ , para el caso de las bombas, se expresa como:

$$W_s = \frac{\Delta P_b}{\rho} = \frac{P_d - P_s}{\rho} \quad (2.4)$$

Siendo  $\Delta P_b$  el incremento de presión que da la bomba en la descarga,  $P_d$ , en relación con la succión,  $P_s$ .

El término de pérdidas de fricción,  $\Sigma F$ , puede estimarse mediante la definición siguiente:

$$\Sigma F = \frac{1}{2} \cdot \frac{(v)^2}{g} \cdot e_v \quad (2.5)$$

En la que  $e_v$  (adimensional) es el factor de pérdidas de fricción, el cual es una función del número de Reynolds y de las relaciones geométricas del sistema de flujo.

Para el flujo por tuberías rectas circulares,

$$e_v = 4f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \quad (2.6)$$

Donde:  $f$  es el coeficiente de fricción de Fanning.

Combinando las expresiones (1.4.1.5) y (1.4.1.6), se obtiene:

$$\Sigma F = 2f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \frac{(v)^2}{g} \quad (2.7)$$

Para  $f' = 4f$

Se obtiene:  $e_v = f' \cdot \left(\frac{L}{D}\right)$

$$\Sigma F = f' \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \frac{(v)^2}{2 \cdot g} \quad (2.8)$$

Otra forma de escribir esta ecuación es la siguiente:

$$\Sigma F = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{\pi \cdot D^5} \quad (2.9)$$



## **CAPÍTULO 3: RESULTADO Y ANÁLISIS DEL RESULTADO**

### **3.1. Introducción**

La correcta puesta en marcha con efectividad de los accionamiento de las instalaciones que se utilizan en el hidrot transporte de la pulpa se hace con la correcta selección de los requisitos que se emplearán para las condiciones correctas de explotación de la instalación, para eso es necesario determinar y analizar la eficiencia de las bombas para así lograr una correcta operación del sistema y así disminuir los consumos innecesarios de energía.

### **3.2. Análisis de la carga en función del % de sólido**

Durante las mediciones realizadas para diferentes por ciento de sólidos se obtuvieron resultados que demuestran en la práctica el efecto que provoca los indicadores reológicos en el comportamiento del accionamiento. El por ciento de sólido es el indicador más importante, pero también son influyentes en menor medida la proporción de arena, la presencia de gravillas y la viscosidad del fluido. Estos indicadores provocan comportamientos muy distintos en la corriente de trabajo y la potencia para cada % de sólido. En las figura(3.1) y (3.2) se refleja cómo se comportan estos parámetros para un 40 y un 45 %.



menor que en el caso de un 45% de sólidos debido esencialmente a que no se tiene en cuenta el modelo reológico y el accionamiento se sobre esfuerza porque no se corrige la potencia para esas nuevas características que requieren un poco más de esfuerzo y así ajustar la velocidad del motor con respecto al caudal establecido en el ajuste por el operador de control. Para poder demostrar esto se realizaron cálculos partiendo del balance de energía mecánica (BEM), aplicando el modelo Ostwald de Waele.

Tabla 3.2 Resultados del BEN sin tener en cuenta el modelo reológico.

%de sólidos	densidad(kg/m <sup>3</sup> )	viscosidad(cp)	Pa.s	succión	descarga
35	1533	1,6	0,002	0,74	0,62
40	1660	1,9	0,0019		
45	1811	2,2	0,0022		

succión	descarga	succión	descarga	F	F	Suma F	W(J/kg)	Potencia
329.697	302.958	0,01593	0,01592	0,05	2,41	2,46	296,77	<b>76,53</b>
300.776	276.382	0,01610	0,01609	0,05	2,43	2,49	296,80	<b>82,91</b>
283.376	260.393	0,01621	0,01621	0,05	2,45	2,50	296,82	<b>90,46</b>

Tabla 3.2 Resultados del BEN teniendo en cuenta el modelo Ostwald de Waele.

% sólidos	Modelo reológico		densidad(kg/m <sup>3</sup> )
	n	K	
35	0,1821	11,1941	1533
40	0,2509	36,5229	1660
45	0,3560	40,5328	1811

$\gamma^0$		$\tau$					
succión	descarga	succión	descarga	$\mu$	$\mu a$	Reg	Reg
26,82	17,12	23,37	22,3146	1,8495	2,2761	285,219	212,97
22,07	20,82	91,299	85,6677	7,2255	8,7381	79,0916	60,096
18,35	14,24	130,43	119,163	10,322	12,1546	60,3962	47,132

fg	fg	F	F	suma F	W(J/kg)	Potencia	Diferencia de potencia
0,224	0,301	0,70	45,47	46,170	340,476	<b>87,797</b>	<b>11,27</b>
0,809	1,065	2,53	161,13	163,658	457,965	<b>127,935</b>	<b>45,02</b>
1,060	1,358	3,31	205,45	208,764	503,070	<b>153,311</b>	<b>62,87</b>

Se puede constatar la desproporción de potencia por las bombas operando a velocidades similares con una variación de sólo un 5% de los sólidos en suspensión de la pulpa, por lo cual bajo estas condiciones no podrá alcanzar su caudal de diseño. Se llegó a la conclusión de que para tener en cuenta la diferencia, tomaremos dos de los resultados obtenidos: para un 45% de sólido y una velocidad de 891 rpm, la bomba necesita 6 horas con 15 minutos para bombear el caudal de diseño de 450 m<sup>3</sup>/h equivalente a un consumo de 565,8 kWh y para un 40% de sólido y 873 rpm, la bomba necesita 2 horas y 10 minutos aproximadamente para un consumo de 173,2 kWh. El consumo para un 45% de sólido es 3 veces mayor que para un 40%. Al tener en cuenta el modelo reológico y saber la potencia que necesita cada % de sólido, es más fácil para el operador ajustar la velocidad del motor con respecto al caudal establecido para que el sistema trabaje

### 3.3. Cálculo de rendimiento del sistema para un 45% de sólido

A través de la curva del sistema obtenemos el rendimiento de la bomba según la curva de la red que para un 45% es de un 65%. Calculamos la potencia de entrada de la bomba por la ecuación (1.3) que es de 66.3kW. Con esta potencia calculamos el rendimiento del motor por la ecuación (1.4) que es de 66%. Con este rendimiento y el de la bomba se calcula el rendimiento total del sistema por la ecuación (1.5) que es de 43 %. Este resultado está por debajo de lo recomendado en la norma [ANSI/HI, 2010] que el mínimo es de 55% para accionamientos que operan con bombas centrífugas.

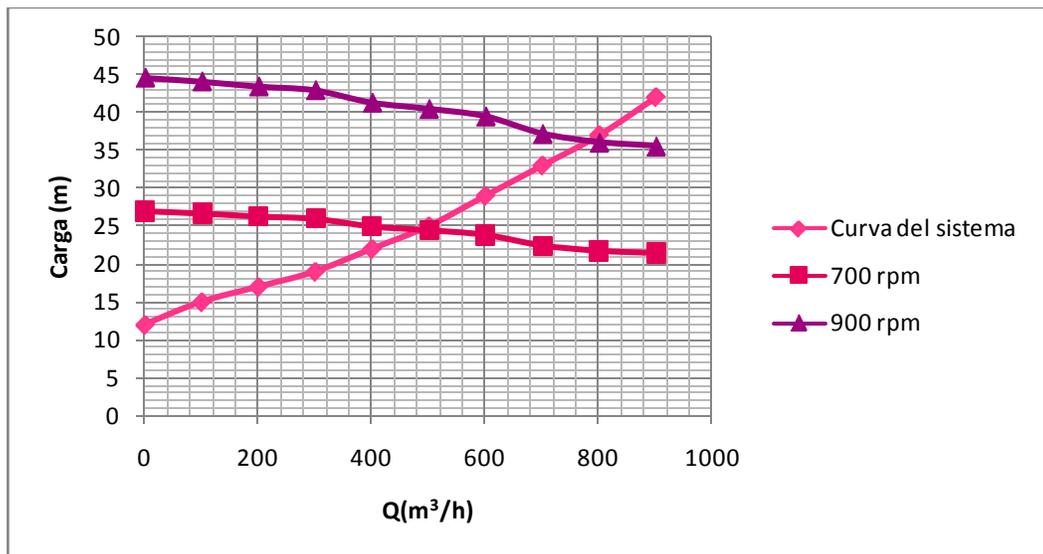


Figura 3.3 Rendimiento del sistema para un 45% de sólido

Esta es la curva de rendimiento de la bomba para 45% de sólidos, donde podemos obtener los puntos de operación que debe tener la bomba para trabajar eficientemente. Para un caudal de 450 m<sup>3</sup>/h estas bombas trabajan en paralelo, a velocidad máxima (900 rpm) tendríamos una altura de carga en la línea de 35 m. En la curva proporcionada por el fabricante se tiene que para las mismas condiciones la altura de carga en la línea es menor (32 m). Durante el análisis de los resultados y la comparación con las mediciones (anexo 3) se llegó a la conclusión de que para valores superiores a 40 % de sólidos las

bombas instaladas son incapaces de proveer el caudal de diseño para el cual fueron compradas. Para que se tenga en cuenta la diferencia tomaremos dos de los resultados obtenidos para un 45 % de sólidos y un 40 % de sólidos. Para el primero la bomba 114-PU-3J está transportando el fluido a razón de 72 m<sup>3</sup>/h, con una velocidad de 891 rpm y una corriente de trabajo de 150 A y la bomba 114-PU-3L se encontraba también transportando pulpa a razón de 187 m<sup>3</sup>/h para el segundo porcentaje de sólidos a una velocidad de 879 rpm y con una corriente de trabajo de 122 A. Se puede constatar la desproporción de caudal entregado para bombas idénticas operando a velocidades similares con una variación de sólo un 5% de los sólidos en suspensión de la pulpa, por lo cual ninguna de las dos bajo estas condiciones podrá alcanzar su caudal de diseño para estas velocidades. Sin embargo en la medición realizada al motor se observa que se encuentra trabajando aproximadamente al 50 % de su capacidad. Al observar la hoja de datos que provee el fabricante de la bomba se obtiene que el motor recomendado para esta sea de 110 kW (150 HP) pero el instalado actualmente es de 160 kW (200 HP) para una bomba, que para el impelente que posee la mayor potencia que puede desarrollar es de 86,5 kW. Se llegó a la conclusión de que si no se tiene en cuenta el modelo reológico los accionamientos trabajarán con un bajo rendimiento en el transporte de pulpa laterita.

### 3.4. Propuestas técnico-económicas

El costo de bombeo en que se incurre al transportar el fluido se expresa mediante la siguiente ecuación

$$C_{cons} = P_m * t_t * t_{el} \quad (3.4.1)$$

Dónde:

$C_{cons}$ : Costo por consumo (CUC/año).

$P_m$ : Potencia eléctrica (kW).

$t_e$ : Tarifa eléctrica; (CUC/ kWh).

$t_f$ : Tiempo de trabajo del equipo; (h/año).

El costo de consumo para 45% de sólido calculado por la fórmula 3.4.1 asciende a 203 120 CUC/año. Para un 40 % de sólido el costo por consumo en el accionamiento de bombeo es de 92 102 CUC/año. El costo de la energía ahorrada se puede determinar a partir de la diferencia obtenida entre el costo por consumo de estas bombas para un 40% y para un 45 % de sólido donde es un poco superior y el tiempo de bombeo es mayor. Este costo asciende aproximadamente a 111 018 CUC año.

### **Variante 1**

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos entonces se propone tener en cuenta el modelo reológico para corregirla potencia así ajustar la velocidad del motor con respecto al caudal establecido para disminuir el tiempo de bombeo y el consumo de energía.

### **Variante 2**

Reemplazar las bombas de flujo inferior existente por bombas de más capacidad hasta 140 kW que cumplan con los requisitos de altura de descarga y caudal calculado ya que no es necesario cambiar el motor eléctrico acoplado a estas que es de 160 kW. Para esta variante no es necesario cambiar el variador ni el motor eléctrico instalado y que estos se encuentran actualmente subcargados (bomba de 86,5 kW, motor de 160 kW y variador de velocidad de 200 kW). Los accesorios tampoco necesitan ser cambiados por lo cual se tomará únicamente el valor de la bomba. El valor unitario de una bomba de las características deseadas (Metso Minerals HR250 C5) es de 190 000 USD

contando gastos de mano de obra en el montaje, transporte y subcontrato. Teniendo en cuenta que son 4 bombas el costo total de la inversión ascendería a aproximadamente 760 000 USD que de concretarse por la fórmula 3.2 tardaría en amortizarse en 6,2 años lo cual es bastante tiempo para una inversión de este tipo por lo cual se recomienda más la primera variante.

$$T_{\text{amortización}} = \frac{\text{Inversión}}{\text{Energía Ahorrada}} \quad (3.2)$$

Donde:

**T<sub>amortización</sub>**: es el tiempo de recuperación de la inversión.

**Inversión**: es lo que se invierte en la compra del producto.

**Energía ahorrada**: es la energía que se ahorra con el producto que se propone comprar en (CUC).

## CONCLUSIONES

Se logró presentar el estado del arte del sistema de accionamientos de bombas de transporte laterítica, esto permitió tener conocimiento del principio de funcionamiento de los variadores de velocidad y de la teoría general del funcionamiento de estos para accionamientos eléctricos.

Se calculó la curva de la red teniendo en cuenta el modelo reológico realizado y se realizaron las mediciones pertinentes que permitieron encontrar el rendimiento del sistema que es de un 43 % para las condiciones actuales de operación y disminuye con el aumento de los sólidos en suspensión debido al aumento de la altura de carga por encima de las condiciones de diseño por lo cual este se considera ineficiente bajo las condiciones actuales.

Se propusieron variantes para disminuir las pérdidas por concepto de tiempo de bombeo y costo de consumo del mismo. Con la aplicación de las variantes propuestas se puede ahorrar aproximadamente 111018 CUC a año por concepto de costo de consumo en el bombeo.

**Recomendaciones:**

Para el desarrollo de investigaciones futuras se realizan las recomendaciones siguientes:

-Tener en cuenta el modelo reológico hacer los cálculos para proponer una bomba y ver el efecto que tiene en la eficiencia de los accionamientos en la planta.

## Bibliografía:

1. Abad Alexey, 2013, "Eficiencia Energética en los accionamientos de transporte laterítico de la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba", Tesis de diplomado, Departamento de Eléctrica, ISMM.
2. Abrahamsen, Flemming, 2000, Energy Optimal Control of Induction Motor Drives, 216 p. Aalborg. Institut for Energiteknik, Aalborg Universitet.
3. Alexander Kusko, Donald Galler, 1983, Journal: IEEE Transactions on Industry Applications - IEEE TRANS IND APPL , vol. IA-19, no. 4, pp. 561-570,
4. Almeida, A., Boteler, R., Brunner, C., Doppelbauer, M., & Hoyt, W. (2009). MEPS Guide 1st Edition. Zurich.
5. Atkinson, S. Petreanu, C. J. Tennant, and P. Famouri, "Modeling and development of a linear engine," in Proc. 1998 Spring Tech. Conf. ASME
6. Bertoldi, P., & Atanasiu, B. (2009). Proceedings of the 6th International Conference EEMOODS 2009: Energy Efficiency in Motor Driven Systems. Nantes, France: European Communities.
7. Boglietti, A., Cavagnino, A., Lazzari, M., & Pastorelli, M. (2003). International Standards for the Induction Motor Efficiency Evaluation: a Critical Analysis of the Stray-Load Loss Determination. Industry Applications Conference, 38<sup>th</sup> IAS Annual Meeting, 2. vol.2, pp.841- 848. Politecnico di Torino, Italy.
8. Bravo Mairim, 2013 "Eficiencia energética en accionamientos de bombas centrífugas en Planta de Lavadero de la Empresa Pedro Sotto Alba, con el uso de los variadores de velocidad" Tesis de diplomado, Departamento de Eléctrica, ISMM.

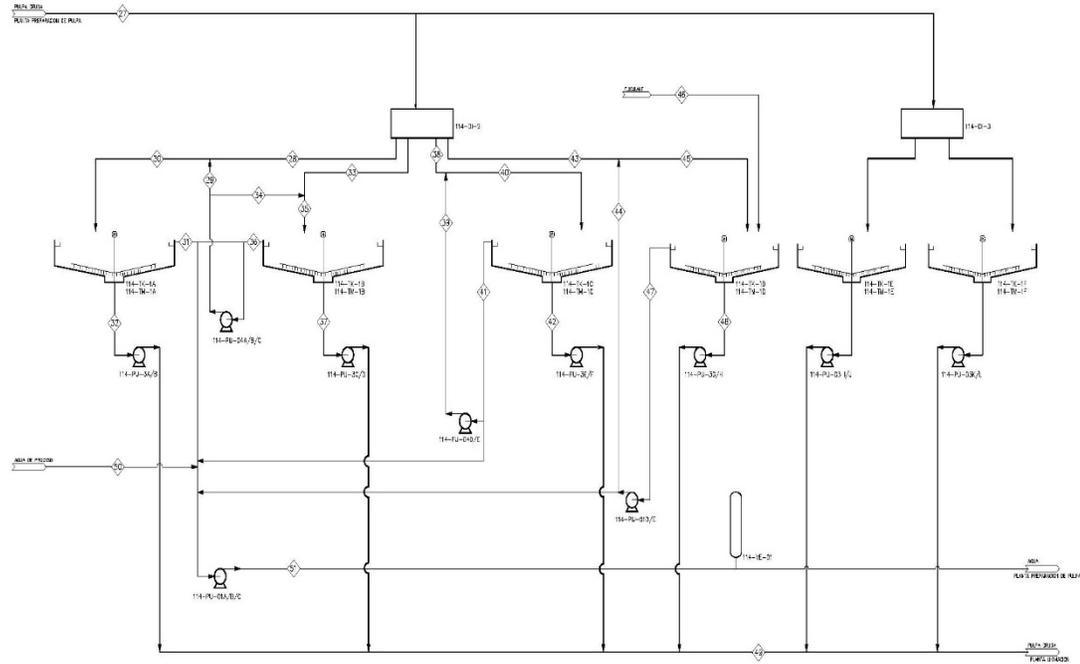
9. Brunner, C. U. (2007). SEEEM Update International harmonization of motor standards saves energy. En SEEEM (Ed.), APEC Workshop 3 December 2007, Beijing (revised July 2008). Beijing, China.
10. Brunner, C. U. (2009). Global Motor Systems Network: The International Energy Agency 4E EMSA Project. En P. B. ATANASIU (Ed.), Proceedings of the 6° International Conference EEMODS '09: Energy Efficiency in Motor Driven Systems (págs.3-13). Nantes, FRANCE: European Commission.
11. Brunner, C. U. (2011). Harmonized Standards for Motors and Systems. Global progress report and outlook. *EEMODS '11*. Alexandria: EMSA.
12. CE. (22 de julio de 2009). Reglamento (CE) 640/2009. CE, Comunidad Europea, 23.7.2009: Diario Oficial de la Unión Europea.
13. De Keulenaer, H., Belmans, R., Blaustein, E., Chapman, D., De Almeida, A., De Wachter, B., & Radgen, P. (2004). Energy Efficient Motor Driven Systems. Brussels, Belgium: European Copper Institute.
14. ECI. (2007). Refined copper usage reached an all-time record in 2007. Cooper annual report 2007. Brussels, Belgium: European Copper Institute.
15. Ellis, M. (2007). Experience with energy efficiency regulations for electrical equipment. Paris, France: International Energy Agency, OECD/IEA.
16. Falkner, H. & Holt, S. 2011. Walking the Torque: Proposed Work Plan for Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems. París, France: OECD/IEA.
17. Fleiter, T., Eichhammer, W., & Schleich, J. 2011. Energy efficiency in electric motor systems: Technical potentials and policy approaches for developing countries. Viena, Austria: United Nations Industrial Development Organization - UNIDO.

18. Guardiola de Cabo, L. (s.f.). Análisis de la norma IEC 60034-2-1. Aplicación en la determinación de las pérdidas y el rendimiento de motores de inducción trifásicos.
19. Heung G. Kim, Seung K. Sul, Min H. Park Journal: 1984 IEEE Transactions on Industry Applications - IEEE TRANS IND APPL , vol. IA-20, no. 6, pp. 1453-1459,
20. Hsu, J.S. 2008, p 5, 175Hp Contrarotating Homopolar Motor Design Report
21. Hydraulic Institute ANSI Guideline for Rotodynamic Pump Efficiency Prediction HI 20.3, 2010.
22. IEEE 841.1998-12-01
23. Pérez García Liudmila, 2010, "Modelo matemático que correlaciona los principales factores de influencia sobre el comportamiento reológico de la pulpa laterítica, Santiago de Cuba, Cuba". Tesis doctoral. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente.
24. Mahla A., I. (2009). Proyecto piloto de reemplazo de motores eléctricos en minería de cobre - Chile. Santiago de Chile: Hernán Sierralta Wortsman - International Copper Association, Ltd.
25. Maruszczuk, J., Lhenry, M., Helinko, M., & Korendo, Z. (03 de 2009). En armonía. Definición de normas mundiales de eficiencia energética. (A. A. Ltd., Ed.) Revista ABB, 50-55.
26. P. Vanroy, B. Slaets, K. Hameyer, R. Belmans, 2000, Energy Efficiency Improvements in Electronic Motors and Drives, p 361-368, Springer Berlin Heidelberg.
27. P. Rojas L., 2002 Informe técnico.
28. R Ortega, CC Wit, SI Seleme Jr, 2000, Nonlinear Control of Induction Motors: The Torque Tracking with Unknown Load Disturbance, p206-210, American Control Conference.

29. Shankar Sastry and Marc Bodson, 1989-1994, Adaptive Control: Stability, Convergence, and Robustness, 256p. Prentice-Hall Advanced Reference Series, Prentice-Hall, (ISBN 0-13-004326-5).

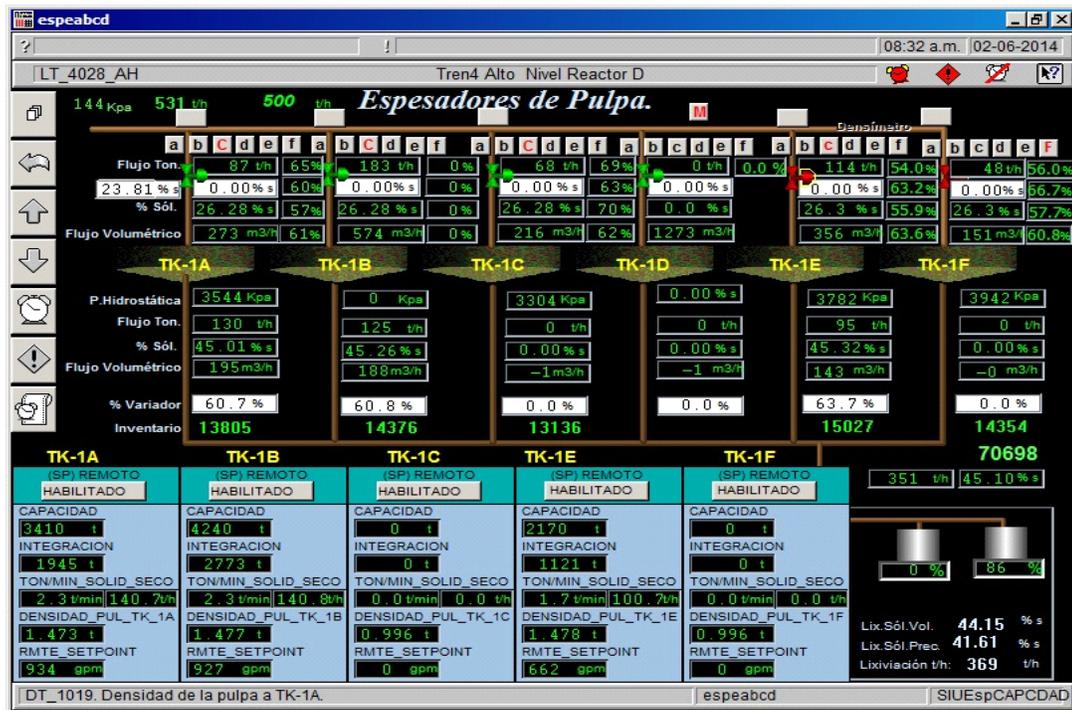
## Anexos

### Anexo1:Flujo tecnológico de la planta de Espesadores



- |  |  |   |   |  |   |   |   |   |
|--|--|---|---|--|---|---|---|---|
| 114-TC-14<br>114-TC-15<br>SEÑALIZADOR Y<br>RECIBIDOR DE PASADIZO | 114-P1-3A/B<br>BOMBA DE FICHO DEL<br>SEÑALIZADOR<br>114-P1-3A/B/C<br>BOMBA FICHO DE<br>SEÑALIZADOR | 114-TC-13<br>114-TC-12<br>SEÑALIZADOR Y MECANISMO<br>DEL PASADIZO<br>114-TC-12A/B/C<br>BOMBA AGUA DE OLEO | 114-TC-2<br>CAMA DE ESPESADOR<br>114-TC-10<br>114-TC-11<br>SEÑALIZADOR Y MECANISMO<br>DE PASADIZO | 114-P1-3C/D<br>BOMBA FICHO<br>DEL SEÑALIZADOR<br>114-P1-3E/F<br>BOMBA DE OLEO<br>DEL SEÑALIZADOR | 114-P1-3D/E<br>BOMBA SECCION<br>DEL SEÑALIZADOR<br>114-P1-3G/H<br>BOMBA TRIPLE<br>DEL SEÑALIZADOR | 114-TC-16<br>114-TC-17<br>SEÑALIZADOR Y<br>RECIBIDOR DEL PASADIZO | 114-TC-18<br>114-TC-19<br>SEÑALIZADOR Y<br>RECIBIDOR DEL PASADIZO | 114-TC-20<br>114-TC-21<br>SEÑALIZADOR Y<br>RECIBIDOR DEL PASADIZO |
|--|--|---|---|--|---|---|---|---|

Anexo 2: Pantalla de CITECT donde se muestra la vista general de la planta



B

### Anexo3

Tabla de mediciones

la	lb	lc	lavg	In	Idesb	Van	Vbn	Vcn	Vfase
(A)	(A)	(A)	(A)	(A)	(%)	(V)	(V)	(V)	(V)
138	141	141	140	0	0,3	315	314	315	315
138	140	140	141	0	0,6	325	324	325	325
141	142	143	141	0	0,3	313	314	316	314
141	143	142	143	0	0,5	328	326	326	327
144	144	141	142	0	0,6	328	327	327	327
143	143	142	143	0	0,3	318	319	318	318
143	142	141	142	0	0,6	328	324	324	325
140	142	143	143	0	0,6	319	318	319	319
143	143	142	143	0	0,5	317	315	316	316
142	140	140	141	0	0,8	314	311	312	312
143	141	142	142	0	0,5	314	312	312	313
141	140	140	140	0	0,6	324	324	323	324
140	141	141	141	0	0,6	329	329	327	328
141	140	140	140	0	0,6	327	328	328	328
142	141	141	141	0	0,5	317	313	312	314
140	139	139	139	0	0,5	329	329	327	328
142	141	140	141	0	0,6	329	329	328	329
142	142	142	142	0	0,1	329	328	329	329
130	139	139	139	0	0,2	330	327	330	329
142	142	141	142	0	0,5	330	328	329	329
143	141	142	142	0	0,5	326	328	326	327
141	140	141	141	0	0,5	312	316	312	313
140	140	139	140	0	0,4	313	312	309	311
138	137	138	138	0	0,5	327	326	326	326
144	143	143	143	0	0,4	312	314	314	313
142	142	141	142	0	0,3	310	311	314	312
141	140	140	140	0	0,4	315	316	315	315
140	139	140	140	0	0,4	313	310	313	312
141	141	140	141	0	0,3	314	311	311	312
143	142	142	142	0	0,5	320	320	320	320
141	141	141	141	0	0,5	313	314	310	312
141	141	140	141	0	0,3	313	313	314	313
142	141	142	142	0	0,6	324	325	322	324
140	140	139	140	0	0,6	326	325	326	326
142	142	141	142	0	0,2	319	317	316	317
145	143	144	144	0	0,6	321	320	320	320
139	138	139	139	0	0,3	328	328	325	327
142	141	140	141	0	0,7	327	329	328	328
140	140	140	140	0	0,3	314	312	311	312

P3	Q3	S3	FP3	Frecuencia	Demand: Ia	Demand: Ib	Demand: Ic	Demand: In
(kW)	(kvar)	(KVA)	()	(Hz)	(A)	(A)	(A)	(A)
92,74	98,51	135,35	0,69	60,00	42	40	36	0
90,31	103,94	137,70	0,66	59,99	42	40	36	0
92,87	99,50	136,11	0,68	60,00	42	40	36	0
91,39	107,12	140,82	0,65	59,99	42	40	36	0
92,56	107,74	142,05	0,65	59,99	42	40	36	0
91,32	101,93	136,87	0,67	59,99	48	46	43	0
91,78	105,02	139,50	0,66	59,99	48	46	43	0
91,91	102,06	137,39	0,67	59,99	48	46	43	0
92,72	99,49	136,00	0,68	60,00	48	46	43	0
91,49	96,28	132,83	0,69	60,00	48	46	43	0
91,27	98,79	134,51	0,68	60,00	48	46	43	0
90,95	103,01	137,43	0,66	59,99	54	52	49	0
91,3	107,05	140,70	0,65	59,99	54	52	49	0
89,68	106,41	139,18	0,64	59,99	54	52	49	0
89,77	99,29	133,91	0,67	60,00	54	52	49	0
90,31	104,93	138,45	0,65	60,00	54	52	49	0
91,2	106,48	140,20	0,65	60,00	54	52	49	0
92,12	106,80	141,04	0,65	60,00	59	57	55	0
88,21	106,33	138,17	0,64	60,00	59	57	55	0
91,2	107,59	141,04	0,65	60,00	59	57	55	0
90,61	106,98	140,19	0,65	60,00	59	57	55	0
91,08	96,99	133,10	0,68	59,99	59	57	55	0
89,37	96,38	131,52	0,68	59,99	59	57	55	0
88,76	103,15	136,08	0,65	60,00	64	62	60	0
93,22	98,85	135,87	0,69	59,99	64	62	60	0
91,99	96,67	133,46	0,69	59,99	64	62	60	0
89,82	98,89	133,62	0,67	60,00	64	62	60	0
88,92	97,08	131,70	0,68	59,99	64	62	60	0
89,26	97,93	132,53	0,67	59,99	64	62	60	0
91,13	103,17	137,66	0,66	59,99	69	67	65	0
89,9	98,16	133,12	0,68	59,99	69	67	65	0
91,35	97,05	133,30	0,69	59,99	69	67	65	0
91,64	103,34	138,11	0,66	59,99	69	67	65	0
88,14	105,00	137,10	0,64	60,00	69	67	65	0
91,69	100,08	135,76	0,68	59,99	69	67	65	0

93,34	103,46	139,34	0,67	60,00	73	72	70	0
88,46	104,65	137,04	0,65	60,00	73	72	70	0
90,42	106,66	139,83	0,65	60,00	73	72	70	0
90,48	96,67	132,43	0,68	59,99	73	72	70	0
89,66	94,82	130,50	0,69	59,99	73	72	70	0
89,9	105,25	138,43	0,65	60,00	73	72	70	0
89,95	104,20	137,66	0,65	59,99	77	76	74	0
90,58	103,69	137,68	0,66	59,99	77	76	74	0
91,21	106,38	140,13	0,65	59,99	77	76	74	0
88,96	105,47	137,99	0,64	60,00	77	76	74	0
87,2	98,31	131,42	0,66	59,99	77	76	74	0
91,37	105,24	139,38	0,66	60,00	77	76	74	0
90,34	101,77	136,09	0,66	59,99	81	80	78	0
89,63	104,98	138,04	0,65	59,99	81	80	78	0
88,96	104,77	137,45	0,65	59,98	81	80	78	0
86,8	101,05	133,26	0,65	59,98	81	80	78	0
92,47	99,86	136,13	0,68	59,99	81	80	78	0
89,25	98,97	133,30	0,67	59,98	81	80	78	0
91,57	100,34	135,88	0,67	60,00	85	84	82	0
90,4	107,01	140,10	0,65	60,00	85	84	82	0
90,18	102,25	136,35	0,66	59,99	85	84	82	0
89,58	102,92	136,48	0,66	59,99	85	84	82	0
89,84	105,34	138,45	0,65	59,99	85	84	82	0
90,42	104,55	138,23	0,65	60,01	85	84	82	0
90,66	102,99	137,21	0,66	59,99	89	88	86	0
89,84	98,72	133,51	0,67	59,99	89	88	86	0
91,52	104,86	139,19	0,66	60,00	89	88	86	0
90,62	104,33	138,20	0,66	59,99	89	88	86	0
91,59	106,48	140,47	0,65	60,01	89	88	86	0
91,07	103,09	137,56	0,66	59,99	89	88	86	0
91,16	103,91	138,22	0,66	60,00	92	91	89	0
88,65	99,11	132,97	0,67	60,00	92	91	89	0
89,09	105,06	137,77	0,65	60,01	92	91	89	0
89,38	102,72	136,19	0,66	59,99	92	91	89	0
90,81	97,52	133,29	0,68	60,01	92	91	89	0
90,49	98,51	133,78	0,68	60,01	92	91	89	0
91,71	106,18	140,31	0,65	59,99	95	94	92	0

89,71	98,42	133,18	0,67	60,00	95	94	92	0
89,27	95,81	130,96	0,68	60,00	95	94	92	0
89,22	96,69	131,59	0,68	60,01	95	94	92	0
91,17	97,60	133,56	0,68	60,00	95	94	92	0
89,85	100,17	134,60	0,67	60,01	95	94	92	0
89,49	105,72	138,51	0,65	59,99	98	97	95	0
89,97	106,90	139,75	0,64	60,00	98	97	95	0
90,12	99,08	133,95	0,67	60,00	98	97	95	0
89,19	105,91	138,46	0,64	59,99	98	97	95	0
91,9	99,71	135,62	0,68	60,00	98	97	95	0

#### Anexo 4

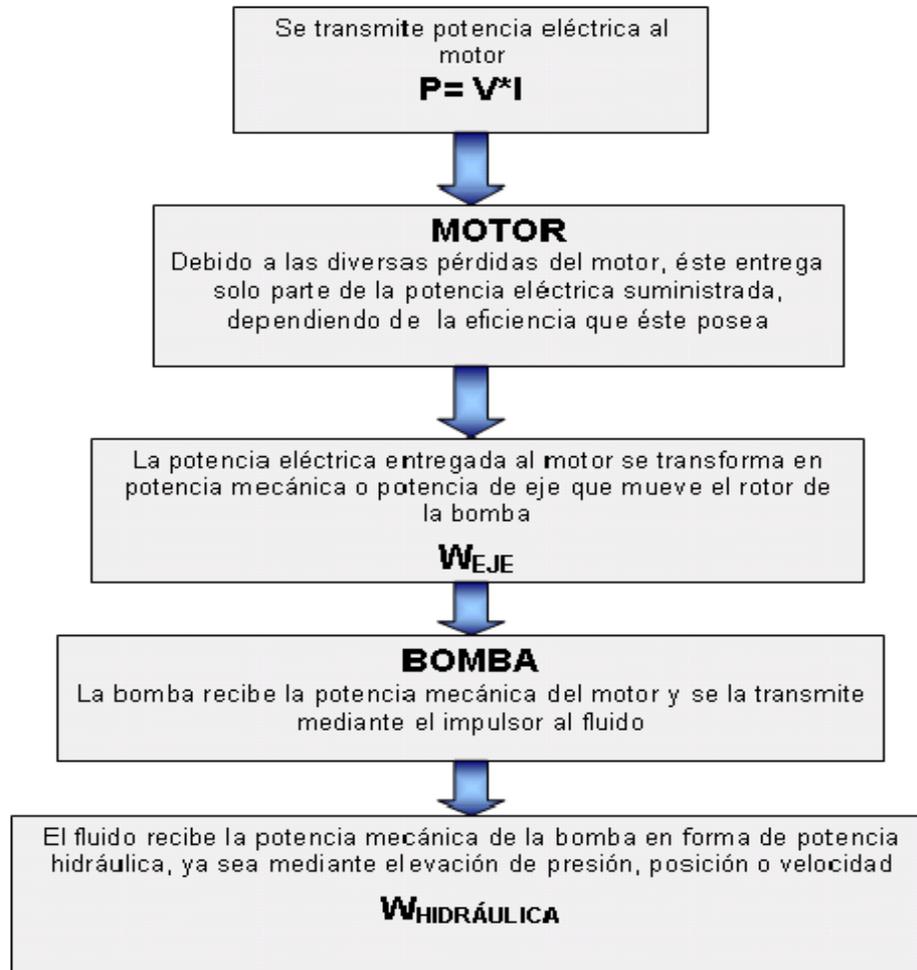


Figura 1.1 Esquema de potencia de una bomba centrífuga.