

**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA
“DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECHANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

Título: Evaluación de los parámetros de transporte de la pulpa laterítica en la empresa comandante "Pedro Sotto Alba".

Tesis presentada en opción al título de ingeniero mecánico

Autor: Rolando Ramos Febles.

Tutores: Asist. Ing. Rodney Martínez Rojas Ms.C

Inst. Ing. Michel Rodríguez Ismar

Moa- 2015

Declaración de Autoridad

Yo, Rolando Ramos Febble autor de este trabajo de diploma y los tutores: Ing. Michel Rodríguez Ismar y el M.sC Rodney Martínez Rojas declaramos la propiedad intelectual de este servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa y a la empresa “Comandante Pedro Sotto Alba” para que dispongan de uso cuando estimen conveniente.

Autor: Rolando Ramos Febble _____

Tutores: Ing. Michel Rodríguez Ismar. _____

M.sC Rodney Martínez Rojas _____

Pensamientos

El presidente Fidel Castro había advertido el 15 de enero de 1960, que “El futuro de nuestra patria tiene que ser necesariamente un futuro de hombres de ciencia, de hombres de pensamiento.”

“Hay ciencia humana y extrahumana. La humana tiene límites, y de todo lo que sabe, es cierta. En la extrahumana, nada sabe el hombre, ni nada está cierto. Hasta aquello de lo que se está cierto, hasta allí llega la ciencia del hombre, la extrahumana empieza allí.”

José Martí Pérez

“Los que se enamoraron de la práctica sin la teoría son como los pilotos sin timón ni brújulas, que nunca podrán saber a dónde van.”

Leonardo Da Vinci

Agradecimientos

Quisiera agradecer en primer lugar a la Revolución cubana por lograr un sistema de educación gratuita permitiéndome estudiar y formarme profesionalmente sin importar de las limitaciones económicas de cada uno.

Agradezco la ayuda constante de mis tutores Ing. Michel Rodríguez Ismar y al MsC Rodney Martínez Rojas y a los consultantes Ing. Ciro Manuel San Polanco y varias personas que de una manera u otra contribuyeron a mi orientación y revisión de mi trabajo de Diploma. Por último agradezco a mis compañeros y profesores que se han esforzado en el transcurso de estos cinco años a contribuir en mi aspiración de ser ingeniero mecánico a todos ellos a mis padres por su total entrega para poder llegar a ser un profesional de valores éticos y a mi familia en general, también a los trabajadores de la planta de Espesadores del Mineral de la fábrica Pedro Sotto Alba y muy fundamental a Dios, muchas gracias.

Dedicatoria

Dedico este trabajo que con tanto esmero lo he realizado a todas las personas que me dan amor y cariño, que sin ellos no podría realizar mis sueños en la vida, de una manera especial a mi mamá Laidis Feble Guilarte, a mi papá Rolando Ramos Calvo y mi dos hermana Daiylin Ramos Feble y Riceldis Ramos Sotto, sin olvidar el resto de mi familia que de una manera u otra contribuyeron a mi formación profesional y personal. Por último dedico todo mi sacrificio en la vida al Señor Jesús para que siga bendiciendo mi familia y nos de mucha salud y sabiduría en la vida.

Resumen

A raíz de la consecuencia de la sedimentación producida en las tuberías de transferencia de mineral de la planta de Espesadores de Pulpa a Lixiviación en la empresa "Comandante Pedro Sotto Alba", nos propusimos obtener las propiedades físico-mecánicas de la mezcla comportándose como un fluido no newtoniano ajustándose al modelo Herschel – Bulkley. Además de comprobar que las partículas mayoritarias corresponden a un diámetro superior de 7 μm dando una velocidad límite de deposición para los diámetros de transferencia menor que las velocidades medias permitiendo la no sedimentación. Se obtuvo el punto de operación de las bombas DENVER 10*8 de fondo de los espesadores TK-1A/B trabajando en paralelo con las reforzadoras en las líneas de DN 500 y 450 con espesor estándar dando los resultados de un flujo aproximado a 0,59 m^3/h a 209 mH_2O .

Summary

Following the result of sedimentation produced in the transfer lines at the plant Thickeners Slurry Leaching in the Company "Comandante Pedro Sotto Alba", we set out to obtain the physico- mechanical properties of the mezcla behaving like a nonnewtonian fluid conforming to the model Herchel- Bulkley. Besides to checking that the majority particles correspond to a diameter bigger than 7 microns giving a deposition speed limit for the diameters of transfer smaller than the average speeds allowing no sedimentation. The operating point of DENVER 10*8 pumps Thickeners underflow was obtained TK1A/B working in parallel with the reinforcing in the lines DN 500 and 450 with standard thickness results giving an aproximate flow 0,59 m^3/s and 209 mH_2O .

ÍNDICE

INTRODUCCION.....	1
CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO	5
1.1 Introducción.....	5
1.2 Trabajos procedentes.....	5
1.3 Principales propiedades y características de los fluidos.....	7
1.3.1 Clasificación reológicas de los fluidos	11
1.3.1.1 Modelos reológicos.....	11
1.3.1.2 Curvas de flujo	13
1.4 Máquinas de flujo.....	14
1.4.1 Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema.....	15
1.5 Leyes de la semejanza en bombas centrífugas.....	18
1.5.1 Descripción de la instalación de bombeo de Espesadores de pulpa.....	18
1.5.2 Flujo tecnológico de la planta de Espesadores	18
1.5.3 Características de construcción de la instalación de bombeo	19
1.6 Mantenimiento para equipos de bombeo	21
1.7 Conclusiones del capítulo.....	22
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS	23
2.1 Introducción.....	23
2.2. Técnicas experimentales.....	23
2.2.1 Técnica empleada para el análisis granulométrico.....	23
2.2.2 Técnica y metodología empleada para la velocidad crítica	25
2.2.3 Descripción de los instrumentos.....	26
2.3 Análisis reológico de la pulpa laterítica.	26
2.3.1 Cálculo de la característica de la bomba para $n = 1420$ rev/min	27
2.3.2 Corrección de las curvas características	28
2.4 Metodología empleada para el cálculo hidráulico en la instalación de hidrotransporte desde Espesadores a Lixiviación	29
2.4.1 Cálculo de la velocidad de transporte de la pulpa	29
2.4.2 Metodología de cálculo para fluido no newtoniano en flujo laminar ajustándose al modelo Herschel-Burkley.....	30

2.5 Cálculo de las pérdidas por rozamiento y locales en la tubería.....	33
2.6 Característica de la red	36
2.6.1 Cálculo de la velocidad específica n_s	37
2.6.2 Análisis de la cavitación	39
2.6.3 Ciclo de reparaciones.....	39
2.6.4 Metodología de cálculo para el balance energético de una bomba, (Nekrasov, 1990).	40
2.7 Conclusiones del Capítulo.....	42
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	43
3.1 Introducción.....	43
3.2 Análisis granulométrico	43
3.2.1 Análisis de la velocidad de sedimentación para las distintas clases de partículas determinadas anteriormente.....	46
3.3 Resultados del análisis reológico de la pulpa laterítica	49
3.3.1 Análisis del sistema de bombeo de la instalación de hidrotransporte de laterita de Espesadores a Lixiviación.	52
3.4 Valoración económica	57
3.4.1 Gasto de la explotación de la instalación de bombeo de Espesadores a Lixiviación para transportar un m de pulpa laterítica.	57
3.5 Impacto medio ambiental.	59
3.6 Conclusiones del capítulo.....	60
Conclusiones generales.	61
Recomendaciones	62
Bibliografía	63
Anexos	



INTRODUCCION

El desarrollo de la ciencia y la tecnología avanzan a pasos agigantados en el estudio y perfeccionamiento de las diferentes industrias a nivel mundial, empezando por las grandes potencias de la industria, así como también los países subdesarrollados como es el caso del nuestro en el cual a pesar de las grandes limitaciones de toda índole se busca mejorar eficazmente los procesos productivos y los medios de producción para lograr un óptimo resultado en beneficio del país, y de sus habitantes en general.

La empresa mixta cubana, Comandante Pedro Soto Alba Moa Níkel s.a, emplea un proceso hidrometalúrgico, con lixiviación ácida a presión, la única que existe en nuestro país y vanguardia teniendo en cuenta su rendimiento en el mundo. Asimismo en la Fábrica Pedro Soto Alba ocurren cambios constantemente, debido fundamentalmente a las proyecciones hacia mayores volúmenes de producción, donde presentamos un trabajo que se materializa en uno de los problemas fundamentales que ha provocado este aumento de la producción, que es un excesivo consumo de energía y de mantenimiento, al ser instaladas cada vez más bombas reforzadoras con el objetivo de entregar mayores volúmenes de material para aumentar la producción.

Dentro del desarrollo de las industrias tenemos muchos elementos de gran importancia que merecen ser analizados con detenimiento; como son el manejo y mantenimiento de los equipos industriales.

El transporte de fluidos ha demostrado ventajas ante otros tipos de transportes y se requiere una investigación que permita su fiabilidad y mejorar sus procedimientos y utillaje del proceso, es decir, en su tecnología. Por otra parte los esquemas actuales se caracterizan por afectaciones ecológicas que junto al alto costo y su elevado consumo energético, tienen un alto impacto social negativo.

Las bombas centrífugas y los sistemas relativos de líquidos están presentes en las industrias de productos químicos, mineros, fluviales y desechos sólidos o líquidos. La mayoría de los procesos en las industrias incluyen la conducción de líquidos o transferencia de un valor de presión o de energía estática a otro. La bomba es el



medio mecánico para obtener esta conducción o transferencia, y por ello es parte esencial de todos los procesos.

A su vez, el crecimiento y perfeccionamiento de los procesos están ligados con las mejoras en los equipos de bombeo y con un mejor conocimiento de cómo funcionan las bombas y como se deben aplicar. Es por esta razón que se decidió proponer un estudio, ya que por la falta de un control estadístico y un registro adecuado para un buen mantenimiento de las bombas centrífugas trae consecuencias negativas a mediano y largo plazo.

Actualmente el sistema de bombeo desde la planta de Espesadores hasta la planta de Lixiviación en la que se logra con ácido sulfúrico y condiciones especiales de presión y temperatura pasar selectivamente a líquido el níquel y el cobalto presentes en el mineral, posee las siguientes **deficiencias**:

- Consume gran cantidad de energía, dependiendo en gran parte de las cargas que se pierden a lo largo de toda la red de tubería.
- Insuficiente conocimiento de los parámetros tecnológicos que forman parte de la preparación y transportación de la pulpa.
- Los equipos de transporte de la pulpa de mineral tienen grandes gastos de explotación y de mantenimiento.
- La necesidad de semanalmente limpiar las tuberías por la cuestión de que la pulpa se sedimenta y disminuyen los caudales a entregar en Lixiviación.

Situación problemática:

El sistema de trasiego de la pulpa presenta un problema fundamental que es la sedimentación que se produce en las líneas, con los correspondientes incrementos en el consumo energético y de mantenimiento. Esta situación no se resuelve dado por el desconocimiento de las propiedades de la pulpa y por no contar con un método de cálculo y evaluación apropiado.

Por lo anteriormente expuesto en el presente trabajo se define como problema:

El problema fundamental que se trata es la sedimentación que se produce en las líneas durante el flujo de la pulpa, disminuyendo los niveles de producción y aumentando los gastos económicos.



Objetivo del trabajo:

Evaluar el consumo energético en función de los regímenes de flujo necesarios considerando si la eficiencia para el bombeo está en el punto óptimo de operación del equipo para las condiciones que dispone la instalación o sistema de tubería tecnológica.

Objeto de estudio:

Sistema de transporte de la pulpa de mineral perteneciente a la planta de Espesadores de la fábrica "Comandante Pedro Soto Alba".

Campo de acción:

Dinámica del fluido en los sistemas de bombeo.

Hipótesis:

Mediante la determinación de los siguientes parámetros: gasto, presión y eficiencia del sistema de bombeo de Espesadores de pulpa en la Empresa Comandante "Pedro Soto Alba" se puede determinar la velocidad óptima de transportación de la pulpa de este modo controlando el fenómeno de la sedimentación.

Objetivos Específicos:

1. Caracterizar la pulpa desde el punto de vista, granulométrico, reológico y de sedimentación entre otras propiedades y establecer la influencia de estos factores sobre su comportamiento.
2. Evaluar la metodología para el cálculo y proyección del complejo de hidrotransporte.
3. Proponer un mantenimiento al sistema de transferencia de mineral laterítico donde se haga un análisis de la mejor variante a aplicar.

Tareas:

1. Análisis de las bibliografías actualizadas sobre el transporte de esta pulpa.
2. Determinación de las propiedades físico-mecánicas de la pulpa en proceso.
3. Aplicación de los procedimientos de cálculo para el fluido que se maneja con el fin de determinar el gasto energético del sistema de transporte de pulpa.
4. Análisis de un ciclo de mantenimiento a la instalación de equipos y tuberías.



5. Verificación técnico–económica del sistema de bombeo y las afectaciones ambientales.

Aseguramientos:

1. Se dispone de una instalación de tuberías y equipos para el bombeo de la pulpa en estudio y en poca medida dispositivos de instrumentación previamente seleccionados, además de equipos para la caracterización reológica, granulométrica y peso.
2. Se cuenta con una bibliografía técnica actualizada con respecto al tema en estudio.
3. Se dispone de medios computabilizados para la realización del trabajo de diploma, además de softwares actualizados de la especialidad de ingeniería mecánica.
4. La asesoría técnica de profesores y especialistas de gran experiencia en la Mecánica de los Fluidos, diseño e instalación de transporte hidráulico.



CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO

1.1 Introducción

En la empresa Comandante Pedro Sotto Alba de Moa en la planta de Espesadores de Pulpa existen instalaciones industriales de hidrotransporte que su función es el bombeo de esta pulpa cruda a Lixiviación, el cual se succiona por un sistema de bombeo y es transportado por vía hidráulica. Estas instalaciones trabajan en un régimen operacional de alto consumo energético debido a la gran sedimentación existente en las líneas de transferencia de este mineral, entre otros factores a las altas temperaturas, densidad del fluido a transportar, la variedad de las propiedades físico-mecánicas de estas mezclas, que les confiere propiedades específicas a los flujos en su movimiento por tuberías u otros dispositivos similares de transporte.

Objetivo del capítulo: Exponer los fundamentos teóricos precisos sobre el sistema de bombeo de pulpa laterítica y el análisis de bibliografías recomendadas en la Mecánica de los Fluidos.

1.2 Trabajos Precedentes

Entre las investigaciones realizadas podemos encontrar (Leyva Rodríguez, 1985) realiza un estudio de los parámetros de transporte hidráulico de la instalación de bombeo de pulpa de la Empresa Comandante “Pedro Sotto Alba” donde basa su atención en la sedimentación existente en la tubería, calculando las pérdidas hidráulicas en el sistema para unos porcentajes de sólidos de 46 y 48 % de la laterita y realizando un estudio práctico, tomando mediciones de la caída de presión en distintos tramos de tubería y demostrando en su estudio que producto a la sedimentación el área útil de la tuberías es de 0,17378 m² y no de 0.20268 m².

Investigaciones de las propiedades reológicas realizadas en un viscosímetro capilar (Izquierdo Pupo & Nikolaev Konstantinovich, 1995), muestran que las curvas reológicas de la pulpa laterítica pueden ser descritas por el modelo de Bulkley-Herschel. Demostrando que cuando el gradiente de velocidad es mayor que 500 s⁻¹ y menor que 100 s⁻¹, se establece una dependencia lineal entre el esfuerzo de resistencia τ y el gradiente de velocidad $\dot{\gamma}$. En el mismo se observa la existencia de tres regímenes de movimiento: estructural, transitorio y turbulento.



Otros trabajo referentes al transporte de la pulpa laterítica fueron realizados por (Izquierdo Pupo, Turro Breffe, & Nikolaev Konstantinovich, 2001), donde los autores hicieron un estudio experimental apoyándose en un instalación a escala semi-industrial donde se muestra en qué medida la utilización del criterio generalizador de Reynolds (Re^*) es correcta para la determinación del coeficiente de pérdidas hidráulicas para regímenes de movimiento estructural y transitorio obteniendo que para el mineral laterítico se ajustan perfectamente a la línea $\lambda = (64 / Re^*)$, lo que confirma la racionalidad de utilizar el criterio de Reynolds para la generalización de los datos experimentales.

(Turro Breff, 2002), en su tesis doctoral estudia el hidrot transporte de las colas en el proceso carbonato amoniacoal, planteando a partir del sistema de correlaciones derivado del modelo físico propuesto, su novedad para el cálculo y evaluación de las instalaciones de hidrot transporte, a partir de los resultados de la caracterización realizada y del sistema de ecuaciones producto del modelo físico – matemático.

(Martinez Rojas, 2009); mediante modelos físico – matemático establece la regulación del movimiento de las suspensiones de Cieno Carbonatado y como proceden en su movimiento por la red de tuberías, analizando experimentalmente las propiedades físico-químicas y mecánicas, composición granulométrica, mineralógica y comportamiento reológico, entre otros factores.

Todas estas investigaciones realizadas por diferentes autores muestran un estudio dinámico de diferentes flujos de suspensiones y de las peculiaridades de los regímenes de movimiento del flujo portador de partículas sólidas. Sobre esta base se construye el modelo físico y se deduce la ecuación de equilibrio dinámico y la obtención de la dependencia de cálculo a partir de la utilización de datos experimentales.

Se evidencia un estudio de las regularidades del movimiento de los flujos con partículas en suspensión, la influencia de partículas sólidas sobre su estructura cinemática y establece el enlace de las características locales e integrales.

Determinar la magnitud de la energía que el líquido le transmite a las partículas sólidas de diferentes categorías. Este método se fundamenta sobre el principio de

considerar las fuerzas de interacción del líquido y las partículas sólidas suspendidas en él.

Por este concepto se realiza un estudio actualizado de la instalación de hidrotransporte de la planta de Espesadores de Pulpa, teniendo en cuenta las condiciones actuales de explotación de dicha planta. Analizando las propiedades físico-mecánicas de la pulpa laterítica y estableciendo una metodología de cálculo para determinar las pérdidas en el sistema y proponer soluciones a la sedimentación existentes en las tuberías de transferencias y eliminar los gastos de mantenimientos que se realizan a las tuberías con su limpieza semanal.

1.3 Principales propiedades y características de los fluidos

Se denomina fluido a la sustancia que, bajo la acción de un esfuerzo cortante, se deforma continua e irreversiblemente. Los gases, vapores y líquidos, son fluidos por excelencia. No obstante, existen en la naturaleza algunos materiales de apariencia sólida (por ejemplo, la plastilina, la pasta dental y otros) que fluyen a través de conductos al ser sometidos a la acción de esfuerzos cortantes. Estos materiales, desde un punto de vista técnico, son fluidos, ya que pueden deformarse continua e irreversiblemente. Los fluidos son sustancias que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando están en equilibrio no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma.

- **Viscosidad:** La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo ($\text{Pa}\cdot\text{s}$) o también newton segundo por metro cuadrado ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$), o sea Kilogramo por metro segundo ($\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{s}$). Esta unidad se conoce también con el nombre de poiseuille (PI) en Francia. En el sistema CGS el Poise es la unidad correspondiente.

Viscosidad cinemática: Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m^2/s). La unidad CGS correspondiente, es el stoke (St), con



dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), 10^{-2} stoke, que es el submúltiplo más utilizado.

$$\nu(\text{centistoke } s) = \frac{\mu(\text{centipoise})}{\rho(\text{gramos } / \text{cm}^3)} \quad (1.1)$$

- **Densidad, volumen específico y peso específico:**

La densidad de una sustancia: es su masa por unidad de volumen. La unidad de densidad en el SI es el kg/m^3 se denota por ρ (Rho).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.2)$$

La unidad correspondiente en el SI para volumen específico V , que es el inverso de la densidad, es el metro cúbico por Kilogramo (m^3/kg).

$$V = \frac{1}{\rho} \quad (1.3)$$

- **Velocidad media de flujo:** El termino velocidad se refiere a la velocidad media o promedio de cierta sección transversal dada por la ecuación de continuidad para un fluido estacionario.

$$v = \frac{q}{A} \quad (1.4)$$

Que no es más que la diferencia del caudal que desarrolla un fluido en una sección de tubería.

Donde el radio hidráulico está en función del área del conducto y el perímetro mojado. Esto se aplica a cualquier tipo de conducto (conducto circular no completamente lleno, ovalado, cuadrado o rectangular), pero no a formas muy estrechas, como aberturas anulares o alargadas, donde la anchura es pequeña con relación a la longitud. En tales casos, el radio hidráulico es aproximadamente igual a la mitad de la anchura del paso. Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2000 y turbulento si el número de Reynolds es superior de 4000, (Resa G, 2000).

Entre estos valores está la zona denominada crítica o de transición.



$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu} = \frac{v * D}{\nu} \quad (1.5)$$

La región que se conoce como la zona crítica aparece entre los números de Reynolds de 2000 a 4000. En esta región el flujo puede ser tanto laminar como turbulento, dependiendo de varios factores; éstos incluyen cambios de sección, de dirección del fluido y obstrucciones. El factor de fricción en esta región es indeterminado y tiene límites más bajos si el flujo es laminar y más alto si el flujo es turbulento.

El factor de fricción f , para condiciones de flujo laminar ($Re \leq 2000$) es función sólo del número de Reynolds; mientras que para el flujo turbulento ($Re \geq 4000$) es también función del tipo de pared de la tubería.

Si el flujo es laminar ($Re \leq 2000$), el factor de fricción puede determinarse a partir de la ecuación:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64 * \mu}{d * v * \rho} \quad (1.6)$$

El flujo de los fluidos en tuberías está siempre acompañado de rozamiento de las partículas del fluido entre sí y, consecuentemente, por la pérdida de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en el sentido del flujo.

La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy y que se expresa en (m), es:

$$h_l = \frac{f * L * v^2}{D * 2g} \quad (1.7)$$

Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión en newtons por m² (pascals) sustituyendo las unidades correspondientes de la manera siguiente:

$$\Delta P = \frac{\rho * f * L * v^2}{2 * D} \quad (1.8)$$

Para $f = \frac{64}{Re}$ se sustituye en la ecuación anterior.

$$\Delta P = 32000 * \frac{\mu * L * v}{d^2} \quad (1.9)$$



Cuando el flujo es turbulento ($Re \geq 4000$) el factor de fricción depende no sólo del número de Reynolds, sino también de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería, $\frac{\varepsilon}{d}$ es decir, la rugosidad de las paredes de la tubería (ε) comparadas con el diámetro de la tubería (d). La información más útil y universalmente aceptada sobre factores de fricción que se utiliza en la fórmula de Darcy, la presento L.F.Moody, el profesor Moody mejoró la información en comparación con los diagramas de factores de fricción, de Pigott y Kemler, incorporando investigaciones más recientes y aportaciones de muchos científicos de gran nivel.

Cuando se trabaja con pulpas (mezcla de mineral con agua), es necesario expresar la proporción relativa en que se encuentran el mineral y el agua.

La pulpa resultante se puede caracterizar con las siguientes definiciones:

- **Concentración de Sólidos en Peso (CP)**

Corresponde al porcentaje que tiene el peso o flujo másico del mineral, respecto del peso o flujo másico de la pulpa, es decir:

$$CP = \frac{FMM}{FMP} * 100; (\%)$$

- **Concentración de Sólidos en Volumen (CV)**

Corresponde al porcentaje que tiene el volumen o flujo volumétrico del sólido o mineral, respecto al flujo volumétrico de la pulpa. Es decir:

$$CV = \frac{FVM}{FVP} * 100; (\%)$$

- **Densidad de Pulpa (DP)**

Se define como la razón entre el peso o flujo másico de una pulpa, y su peso o flujo volumétrico.

$$DP = \frac{FMP}{FVP}; (T/m^3)$$

- **Clasificación de granulometría**

Se denomina clasificación granulométrica o granulometría, a la medición y gradación que se lleva a cabo de los granos de una formación sedimentaria, de los materiales sedimentarios, así como de los suelos, con fines de análisis, tanto de su origen como

de sus propiedades mecánicas, y el cálculo de la abundancia de los correspondientes a cada uno de los tamaños previstos por una escala granulométrica.

1.3.1 Clasificación reológicas de los fluidos

El término reología fue sugerido en 1929 por Eugene Cook Bingham para definir la rama de la Física que tiene por objeto el conocimiento de la deformación o flujo de la materia. La reología es la ciencia del flujo y la deformación; estudia las propiedades mecánicas de los gases, líquidos, plásticos, sustancias asfálticas y materiales cristalinos.

1.3.1.1 Modelos reológicos

Los modelos más difundidos, (Garcell, 1988; Turro, 2002) son los tratados en este tópico. En los fluidos newtonianos existe una relación lineal entre el esfuerzo cortante aplicado y la velocidad de deformación resultante, siguiendo de esta forma la ley de Newton de la viscosidad. La experiencia demuestra que todos los gases y los líquidos homogéneos de baja viscosidad se comportan como fluidos newtonianos; la viscosidad de estos fluidos es constante respecto a los cambios en la magnitud del

esfuerzo cortante (τ), $\tau_{x,y} = \mu \cdot \left(- \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)$ y del gradiente de velocidad $\left(- \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) = \gamma$.

Ver (Figura 1.1, a).

Los fluidos no newtonianos presentan como característica fundamental el hecho de que su viscosidad es función del gradiente de velocidad, y, por tanto, cambia con la variación de dicho gradiente, aun cuando se mantenga la temperatura y otras condiciones constantes. Según la variación de la viscosidad los materiales no newtonianos se clasifican a su vez en tres grupos de viscosidad dependiente e independiente del tiempo y viscoelásticos o de Maxwell.

De viscosidad independiente del tiempo

- Seudoplásticos: Sus viscosidades disminuyen con el incremento del gradiente de velocidad; comienzan a fluir apenas se les aplica un esfuerzo cortante ($\tau > 0$). Su curva de flujo se describe por el modelo de Ostwald de Waele (para $n < 1$). (Figura 1.1, b).

$$\tau_{x,y} = K \cdot \left(- \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^n \quad (1.10)$$

Donde:

n - índice de la ley de potencia, (adimensional).

K - índice de consistencia, (Pa*s).

El parámetro n es una medida del grado de comportamiento no newtoniano del material. Para $n < 1$ el fluido es seudoplástico, mientras que para valores mayores que la unidad es dilatante. Para $n = 1$, la ecuación anterior se transforma en la ley de Newton, siendo $K = \mu$. El parámetro K es el índice de consistencia, el cual da una medida del grado de viscosidad del material.

Para los fluidos no newtonianos se utiliza el concepto de viscosidad aparente (μ_a).

De acuerdo con la viscosidad aparente viene dada por la relación:

$$\mu_a = \frac{\tau}{\gamma} \quad (1.11)$$

Si en esta expresión se sustituye la ecuación para los fluidos Seudoplásticos se obtiene:

$$\mu_a = K \cdot \left(\gamma \right)^{n-1} \quad (1.12)$$

- **Dilatantes:** Sus viscosidades aumentan con el incremento del gradiente de velocidad; comienzan a fluir apenas se les aplica un esfuerzo cortante ($\tau > 0$). También se describen por el modelo de Ostwald de Waele (para $n > 1$). (Figura 1.1, c).
- **Plásticos ideales:** Se les conoce también como plásticos Bingham, ya que siguen ese modelo. Sus viscosidades disminuyen con el incremento del gradiente de velocidad; comienzan a fluir cuando se les aplica un esfuerzo cortante mayor que un esfuerzo cortante inicial (τ_0), que es el esfuerzo límite que hay que aplicarles a estos materiales para romper su estructura de sólidos rígidos y comiencen a fluir. El modelo de Bingham se escribe. (Figura 1.1, d).

$$\tau_{x,y} = \tau_0 + \mu_p \cdot \gamma \quad (1.13)$$

Donde:

τ_0 - Esfuerzo cortante inicial o límite de fluencia.

μ_p - Viscosidad plástica.

Para $\tau_0 = 0$ la ecuación anterior, se transforma en la ley de Newton, siendo $\mu_p = \mu$. La viscosidad aparente para los plásticos de Bingham se obtiene, sustituyendo la ecuación de los fluidos que se comportan como plásticos ideales en la ecuación de la viscosidad aparente.

$$\mu_a = \frac{\tau_0}{\gamma} + \mu_p \quad (1.14)$$

- **Plásticos reales:** Sus viscosidades también disminuyen con el incremento del gradiente de velocidad; comienzan a fluir cuando se les aplica un esfuerzo cortante mayor que τ_0 . Siguen el modelo de Herschel – Bulkley. (Figura 1.1, e).

$$\tau_{x,y} = \tau_0 + K \cdot (\gamma)^n \quad (1.15)$$

Los parámetros K , n y τ_0 , tienen el mismo significado que en los dos modelos anteriores. Se utiliza para describir el comportamiento de los plásticos reales. Para $n=1$, la ecuación anterior se transforma en el modelo de Bingham, para $\tau_0 = 0$, en el modelo de Ostwald de Waele, y para $\tau_0 = 0$ y $n = 1$ se transforma en la ley de Newton.

Al igual que si sustituimos esta ecuación en la ecuación de la viscosidad aparente la podremos hallar para esa condición.

$$\mu_a = \frac{\tau_0}{\gamma} + K \cdot \left(\frac{\tau_0}{\gamma}\right)^{n-1} \quad (1.16)$$

Existen otras clasificaciones según la variación de la viscosidad como son:

1. De viscosidad dependiente del tiempo

2. Viscoelásticos ó de Maxwell

1.3.1.2 Curvas de flujo

Al representar gráficamente la relación del esfuerzo cortante como función del gradiente de velocidad; τ contra $-(dv/dy)$, se obtienen curvas que describen el

comportamiento reológico de los fluidos newtonianos y no newtonianos, las que se denominan curvas de flujo.

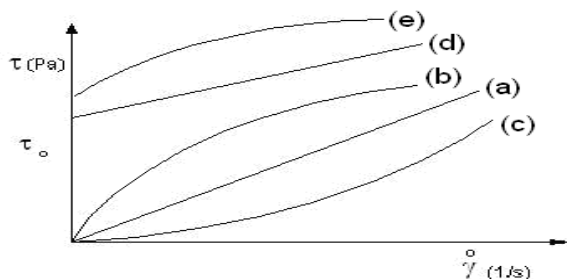


Figura 1.1 Curvas de flujo típica.

- (a) Newtonianos;
- (b) Seudoplásticos;
- (c) Dilatantes;
- (d) Plástico ideal (Bingham);
- (e) Plástico real.

Fuente: (Garcel Puján, 2001)

1.4 Máquinas de flujo

Siempre que tratemos temas de procesos metalúrgicos, y de cualquier circulación de fluidos estamos, de alguna manera entrando en el tema de bombas.

El funcionamiento en sí de la bomba será el de un convertidor de energía, o sea, transformara la energía mecánica en energía cinética, generando presión y velocidad en el fluido.

Existen muchos tipos de bombas para diferentes aplicaciones.

Los factores más importantes que permiten escoger un sistema de bombeo adecuado son: presión última, presión de proceso, velocidad de bombeo, tipo de fluido a bombear (la eficiencia de cada bomba varía según el tipo de fluido).

Las bombas se clasifican en tres tipos principales:

- Bombas volumétricas de émbolo alternativo.
- Bombas volumétricas de émbolo rotativo.
- Roto dinámicas.



Los dos primeros operan sobre el principio de desplazamiento positivo, es decir, que bombean una determinada cantidad de fluido (sin tener en cuenta las fugas independientemente de la altura de bombeo).

El tercer tipo debe su nombre a un elemento rotativo, llamado rodete, que comunica velocidad al líquido y genera presión. La carcaza exterior, el eje y el motor completan la unidad de bombeo.

En su forma usual, la bomba de émbolo alternativo consiste en un pistón que tiene un movimiento de vaivén dentro de un cilindro.

Un adecuado juego de válvulas permite que el líquido sea aspirado en una embolada y lanzado a la turbina de impulsión en la siguiente.

En consecuencia, el caudal será intermitente a menos que se instalen recipientes de aire o un número suficiente de cilindros para uniformar el flujo.

Aunque las bombas de émbolo alternativo han sido separadas en la mayoría de los campos de aplicación por la bomba roto dinámica, mucho más adaptable, todavía se emplean ventajosamente en muchas operaciones industriales especiales.

Las bombas de émbolo rotativo generan presión por medio de engranajes o rotores muy ajustados que impulsan periféricamente al líquido dentro de la carcaza cerrada.

El caudal es uniforme y no hay válvulas. Este tipo de bombas es eminentemente adecuado para pequeños caudales (menores de $1,70 \text{ m}^3/\text{seg}$ y el líquido viscoso).

Las variables posibles son muy numerosas. La bomba rotodinámica es capaz de satisfacer la mayoría de las necesidades de la ingeniería y su uso está muy extendido. Su campo de utilización abarca desde abastecimientos públicos de agua, drenajes y regadíos, hasta transporte de hormigón o pulpas.

1.4.1 Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema

Una bomba centrífuga es una máquina que consiste en un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o cárter, o una cubierta o coraza. Una bomba centrífuga tiene dos partes fundamentales una parte giratorio incluyendo un impulsor y una flecha, y un elemento estacionario, compuesto por una cubierta, estopero y chumaceras. En la figura 1.2 a continuación se muestra un esquema de sus principales partes.

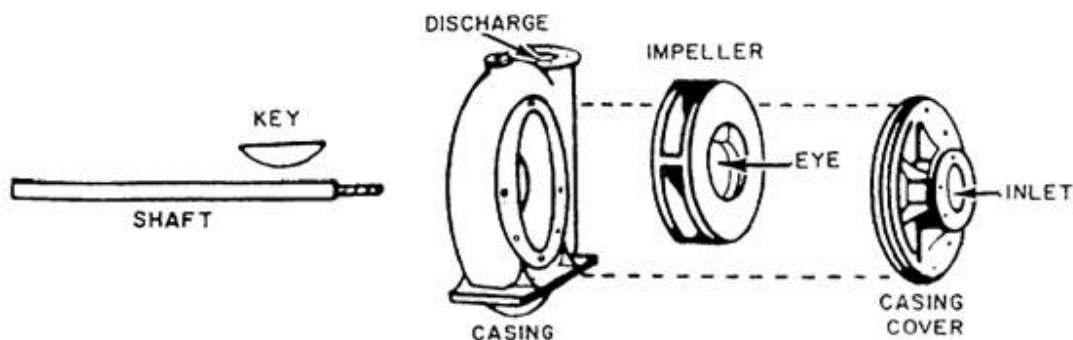


Figura 1.2 Esquema de una bomba centrífuga.

Son el tipo más corriente de bombas rotodinámicas, y se denomina así porque la cota de presión que crean es ampliamente atribuible a la acción centrífuga.

Pueden estar proyectadas para impulsar caudales tan pequeños como 1 lt/seg o tan grandes como 249.5 lts/seg, mientras que la cota generada puede variar desde algunos metros hasta 120. El rendimiento de las de mayor tamaño puede llegar al 90%. El rodete consiste en cierto número de alabes curvados en dirección contraria al movimiento y colocados entre dos discos metálicos. El agua entra por el centro u ojo del rodete y es arrastrada por los alabes y lanzada en dirección radial. Esta aceleración produce un apreciable aumento de energía de presión y cinética. A la salida, el movimiento del fluido tiene componentes radial y transversal.

Para que no haya una pérdida notable de energía, y por tanto de rendimiento, es esencial transformar en la mayor medida posible la considerable cota cinemática a la salida del rodete en la más útil cota de presión. Normalmente, esto se consigue construyendo la carcasa en forma de espiral, con lo que la sección del flujo en la periferia del rodete va aumentando gradualmente. Para caudales grandes se usa el rodete de doble aspiración, que es equivalente a dos rodetes de simple aspiración ensamblados dorso con dorso; esta disposición permite doblar la capacidad sin aumentar el diámetro del rodete. Es más cara de fabricar, pero tiene la ventaja adicional de solucionar el problema del empuje axial. En ambos casos, las superficies de guía están cuidadosamente pulimentadas para minimizar las pérdidas por rozamiento. El montaje es generalmente horizontal, ya que así se facilita el acceso para el entretenimiento. Sin embargo, debido a la limitación del espacio,

algunas unidades de gran tamaño se montan verticalmente. Las proporciones de los rodetes varían dentro de un campo muy amplio, lo que permite hacer frente a una dilatada gama de condiciones de funcionamiento. Por ejemplo, los líquidos con sólidos en suspensión (aguas residuales) pueden ser bombeados siempre que los conductos sean suficientemente amplios. Inevitablemente habrá alguna disminución de rendimiento.

Para que la bomba centrífuga esté en disposición de funcionar satisfactoriamente, tanto la tubería de aspiración como la bomba misma, han de estar llenas de agua. Si la bomba se encuentra a un nivel inferior a la del agua del pozo de aspiración, siempre se cumplirá esta condición, pero en los demás casos hay que expulsar el aire de la tubería de aspiración y de la bomba.

1.5 Leyes de la semejanza en bombas centrífugas

En el caso de variación de la velocidad de la bomba centrífuga, la curva de la bomba varía según las leyes de semejanza, de acuerdo con las siguientes relaciones:

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{n_x}{n} \quad (1.19)$$

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \quad (1.20)$$

Si la curva carga-capacidad es conocida para una velocidad de giro n , entonces podrá hallarse para otra velocidad de giro n_x . La intersección de la nueva curva de caudal contra altura con la del sistema dará el nuevo punto de trabajo.

Para pequeñas variaciones de la velocidad de giro $\left(\frac{\Delta n}{n} \leq 0.2 \right)$ el rendimiento prácticamente permanece constante. Para variaciones mayores, el rendimiento podrá calcularse por aproximación mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta) * \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{0.1} \quad (1.21)$$

Para la potencia absorbida se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{P_x}{P} \approx \frac{n}{n_x} * \left(\frac{n_x}{n} \right)^3 \quad (1.22)$$



La potencia absorbida disminuirá pues en función del cubo de la velocidad de giro si ésta disminuye. El control de velocidad es el medio más eficaz para modificar las características de una bomba sujeta a condiciones de funcionamiento variable. Sin embargo, ello supone el uso de variadores de velocidad, lo que no siempre es posible.

1.5.1 Descripción de la instalación de bombeo de Espesadores de pulpa

1.5.2 Flujo tecnológico de la planta de Espesadores

La pulpa es un producto residual de la planta de Esperadores a lixiviación, de color rojo la cual se somete a un proceso de lixiviación ácida para separar el níquel más cobalto de los otros metales e impurezas.

Todos los fluidos que se transportan producen incrustaciones a lo largo de la explotación del sistema de bombeo. Claro, hay algunos fluidos como la cola, laterita, petróleo y otros que poseen mayor efecto en los sistemas de bombeos, debido a su composición granulométrica.

Basado en algunas de las investigaciones realizadas tanto en el ISMM como en la misma industria Pedro Sotto Alba podemos decir que:

En la Tabla 1.1, se muestran los datos de la composición química correspondiente al mineral estudiado. (Anexo 1).

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; cuenta de 9 elementos. En la tabla 1.1 se muestra la composición del mineral alimentado a la planta, la cual no varía durante todo el proceso que se desarrolla en los Espesadores.

La pulpa producto conserva las mismas propiedades químicas que la pulpa alimentada, sólo que la primera sale con un porcentaje de sólido comprendido entre 46 – 48 %.

En esta planta se parte de la caja distribuidora DI04 que alimenta a la DI02 y DI03 y a la vez esta alimenta a los 6 tanques de almacenaje, 5 convencionales y 1 de alto rendimiento que son los que se encargan de llevar un proceso de sedimentación que coge alrededor de 8 días y a partir de ahí se logra la pulpa deseada, luego están las bombas de flujo interior que son las que se encargan de bombear el mineral a

lixiviación a través de dos líneas DN 450 y 500 mm. Existe también en esta planta un equipo llamado CIPMM, que permite preparar la solución de licor de lavadero y sal de hierro, añadiéndole al mineral en las líneas de alimentación de los tanques convencionales, con vista a mejorar el proceso de sedimentación. Esta investigación se va centrar en los Espesadores A y B y estudiar las líneas fundamentales de 450 y 500 mm respectivamente. Según (Flujo Tecnológico de la Planta de Espesadores), (figura 1.3).

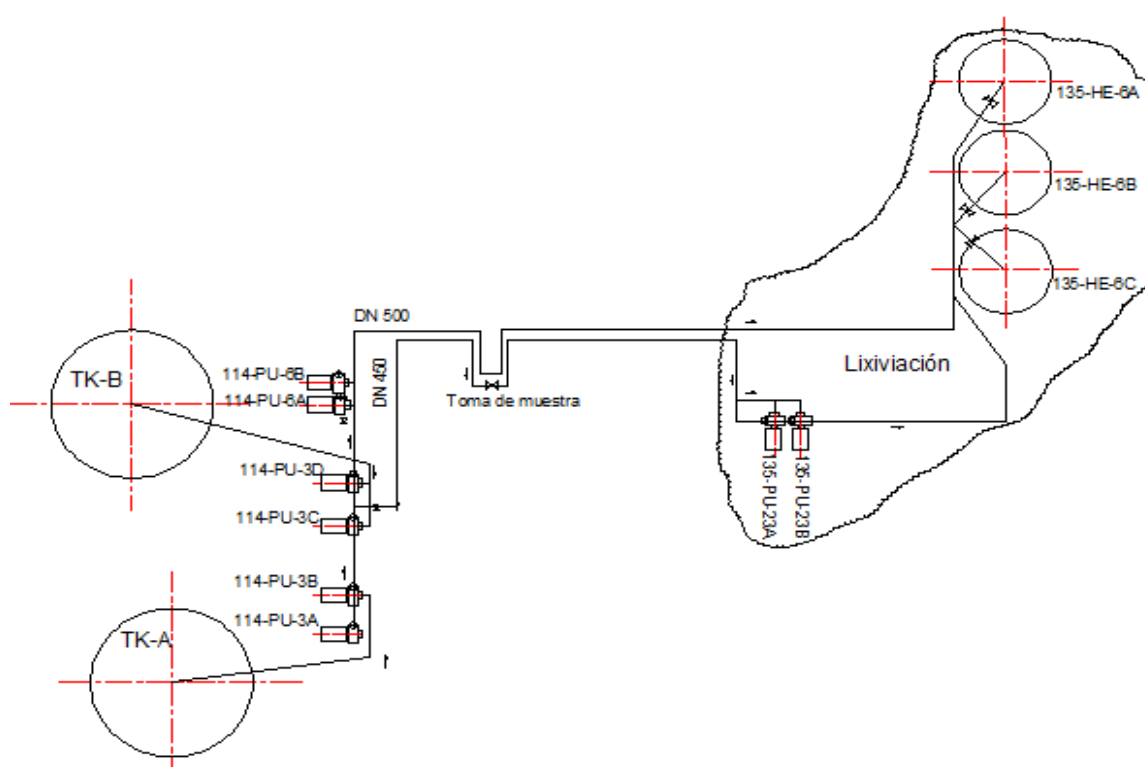


Figura1.3 Parte del flujo tecnológico de la planta de Espesadores.

1.5.3 Características de construcción de la instalación de bombeo

Bombas de flujo inferior de los Espesadores A y B (114 - PU - 3A/3D)

Existen diez bombas (dos por cada tanque), tienen la función de succionar la pulpa de los espesadores y bombearla hacia lixiviación, también se usan para recircular la pulpa o transferirla hacia otro tanque. Trabajando una sola de cada espesador y la otra de reserva a un 80-100 % de su capacidad de diseño, contando con un variador de velocidad. En este trabajo centramos la atención en las bombas 114 - PU - 3A/3D



por ser las bombas de fondo de los espesadores A y B. (Ver anexo 1).

Bombas reforzadoras de la planta de Espesadores

Existen 4 bombas, tienen la función de incrementar el head de descarga de las bombas de flujo inferior para lograr con mayor facilidad la transferencia de la pulpa espesada a lixiviación.

Existen dos bombas reforzadoras (114 - PU- 6A/6B) las cuales están conectadas a la línea de 500 y dos bombas (135 - PU- 23A/23B) reforzadoras en la línea de 450 pertenecientes a la planta de Lixiviación las cuales se interconectan a un cabezal común. Por la sedimentación existente en las líneas fundamentales de transferencia de pulpa siempre se encuentran trabajando las bombas reforzadoras por una línea independiente y manteniendo la otra en limpieza. Estas bombas tienen las mismas características técnicas de las bombas de fondo. (Anexo 1).

Líneas fundamentales (diámetros y longitud):

- ◆ Línea de transferencia de mineral a lixiviación línea vieja 500 mm, 414 m.
- ◆ Línea de transferencia de mineral a lixiviación línea nueva 450 mm, 414 m.
- ◆ Líneas de succión de las bombas de fondo de los Espesadores TK-1 A, 1B de 400 mm, 93 m.
- ◆ Línea de succión y descarga de las bombas reforzadoras 114-PU-6B y 135-PU-23A/23B 350 mm, 4 m.
- ◆ Línea de succión y descarga de la bomba reforzadora 114-PU-6A, de 300 mm y 4m.
- ◆ Línea de descarga a los precalentadores de mineral 135-HE-6A/C, de 250 mm y 11,5 m.
- ◆ Línea de descarga al colector común de 500 mm, 350 mm y 19 m.
- ◆ Línea que hace función de una derivación para trabajar por la línea de 450 mm, 300 mm, 3 m.

La pulpa con un 45-48 % de sólido y 28 °C de temperatura es bombeada desde la planta de Espesadores de pulpa a través de una de las dos líneas, dividiéndose en dos partes en la planta de lixiviación, hacia los precalentadores de mineral (135-HE-6A/C). La pulpa se introduce por la parte superior de los mismos donde se



precalienta hasta 82 °C por contacto directo con vapor de 1 atm a contracorriente generalmente trabajan a una sobre presión de 1,36 atm, y se distribuye en todas las secciones del mismo, lográndose de esta manera una mayor superficie de contacto entre la pulpa y el vapor. Una vez precalentada con aproximadamente 42-45 % de sólido descarga por el fondo a los tanques de almacenaje donde se mantiene homogeneizada por medio de un sistema de agitadores mecánico – neumático.

1.6 Mantenimiento para equipos de bombeo

Existen distintos tipos de mantenimientos desde el punto de vista de su ejecución:

- Mantenimiento Correctivo.
- Mantenimiento Preventivo Planificado.
- Mantenimiento Predictivo.

En la planta de Espesadores de Pulpa de la empresa comandante "Pedro Sotto Alba" en el sistema de instalación de bombeo perteneciente a esta se aplica el mantenimiento preventivo planificado. Ejecutado por el personal de mantenimiento que permanece al área, bajo la supervisión continua y sistemática del jefe turno. Se ejecutara según un modelo de control, que será objeto de inspección técnica por el jefe de brigada o mecánico mayor y el resto del personal de dirección de la planta.

Los objetivos contemplados en este modelo serán los siguientes:

1. Estados de fijación, pernos y anclajes.
2. Salideros y fugas de aceite, agua, etc.
3. Ruidos anormales, vibraciones y calentamiento anormal.
4. Transmisiones mecánicas, funcionamientos y elementos integrantes.
5. Parámetros de trabajo, presión, caudal, nivel de lubricante, presión del lubricante, etc.

El mantenimiento se realiza cada tres meses.

Objetivo del mantenimiento:

1. Cumplir los trabajos previsto.
2. Abrir la bomba, revisar el estado del impelente y su fijación.
3. Revisar el estado del eje e impelente.
4. Revisar el estado de la empaquetadura.



5. Revisar camisa, plato de succión, eje y correa.

1.7 Conclusiones del capítulo

1. Se realizó una búsqueda bibliográfica de los trabajos realizados referente a la pulpa laterítica y las bibliografías relacionadas con el tema.
2. Se obtuvo la caracterización de la instalación de bombeo en estudio como sus principales deficiencias a superar. Así como el tipo de mantenimiento que se aplica al sistema de equipos tecnológicos y tuberías en la instalación en estudio.
3. Se está realizando una investigación de las propiedades y característica de la pulpa que se transporta en la estación de bombeo.



CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

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 en aras del 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.

En tal sentido el **objetivo** del capítulo es plantear la metodología de cálculo de los parámetros de bombeo de la planta de Espesadores de pulpa en la empresa comandante "Pedro Sotto Alba" conociendo las propiedades físico-químicas de la pulpa laterítica.

2.2 Técnicas experimentales

Las técnicas experimentales son de trascendental importancia para el estudio de cualquier tipo de material que se desee transportar o trasegar, al aplicarlas nos muestran gran información, pues a través de ellas podemos conocer cuál es la granulometría del material a estudiar, así como las velocidades a las que se debe sedimentar. Sin olvidar el análisis reológico de la misma.

2.2.1 Técnica empleada para el análisis granulométrico

El análisis granulométrico se realizará con material de pulpa laterítica, tomado de las toma de muestra de las líneas fundamentales de transferencia del mineral de espesadores a lixiviación. Para el mismo se tomó un compósito en un recipiente de la pulpa obteniéndose una muestra representativa del material, luego se seleccionaron dos muestras (M1) con un peso de 424,17 g y la (M2) de 340,64 g con el objetivo de comparar los resultados para ver su similitud. Con el fin de determinar el porcentaje de sólido seco de cada muestra se calculó, primeramente el porcentaje de sólido en (%) por la siguiente ecuación:

$$\%Sol \approx \frac{\rho_p - \rho_l}{\rho_p} * \frac{Gs}{Gs - \rho_l} * 100\% \quad (2.1)$$



Dónde:

ρ_p - Densidad de la pulpa; (kg/dm³).

ρ_p - Densidad del líquido; (kg/dm³).

$G_s = 3,55$ Gravedad específica; (kg/dm³).

Después calculando el sólido seco (g) por la siguiente ecuación:

$$\text{Sólido}_{\text{seco}} = \% \text{ sólido} * \text{masa}_{\text{muestra}} \quad (2.2)$$

Dónde:

$\% \text{ sólido}$ - Porcentaje en sólido seco, (0-1).

$\text{masa}_{\text{muestra}}$ - Masa de la muestra, (g).

Para determinar la composición granulométrica del sólido seco se realizó el cribado de las muestras, para ello se empleó un juego de tamices de la Serie Taylor, cuyas características se muestran en la tabla. (2.1). El cribado fue realizado en el laboratorio químico de la empresa Comandante Pedro Sotto Alba.

Tabla 2.1 Tamices utilizados y aberturas de las mallas.

Tamiz (No de mallas)	Abertura de las mallas(mm)
20	0,6
50	0,3
100	0,15
200	0,075
325	0,045

Cribado seco de las muestras.

El cribado de la laterita se realizó con el producto obtenido del secado de las dos muestras en una centrífuga y comprobada con el cálculo del sólido seco.

El tamizado se realizó en una Tamizadora eléctrica (RO-TAP), en la cual permaneció el material aproximadamente 15 minutos, luego se pesó cada clase obtenida en cada tamiz y se determinó el porcentaje en sólido. Posteriormente se calculan sus porcentajes en peso en retenido y cernido en cada clase. (Anexo 2).

Teniendo en cuenta que el método utilizado de cribado seco es cuando no se quiere obtener una exactitud especial, (E. Anréiev, S.A.Perov, & V. V. Zveriéovich, 1980) decidimos realizar un análisis más exacto en el analizador de partículas (Fritsch Particle Sizer Analysette 22) perteneciente al laboratorio químico de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”, de rayo láser X convergente con sensor fotosensible además con un principio de funcionamiento físico muy simple teniendo en cuenta un desparramamiento electromagnético para determinar la distribución del tamaño de partícula, (Fritsch, 2005) ver Figura 6,(Anexo 3).

2.2.2 Técnica y metodología empleada para la velocidad crítica

Cuando una partícula se encuentra en un líquido se mueve verticalmente con movimiento acelerado debido a la gravedad (siempre que su densidad sea mayor a la del líquido) hasta que el valor de las fuerzas de fricción se aproxime al de las fuerzas impulsoras, momento en el cual la partícula adquiere una velocidad constante, la que es conocida como “velocidad de asentamiento o de sedimentación”. (Breff Pérez, 2013).

La técnica empleada para la obtención de la velocidad crítica se realizó en función de los análisis de las diferentes clases de laterita obtenidas en el análisis granulométrico, se tomaron las diferentes muestras de granulometrías del mineral y se les realizó un ensayo que consiste en calcular el tiempo de deposición de dichas muestras granulométricas en agua, los instrumentos utilizados fueron: probeta graduada y cronómetro electrónico, (Anexo 3).

Posteriormente se calculó la velocidad de sedimentación en (m/s) por la siguiente ecuación:

$$v = \frac{S}{t} \quad (2.3)$$

Dónde:

S- Longitud de medición, (m).

t- Tiempo en, (s).

2.2.3 Descripción de los instrumentos

Probeta graduada: se empleó como envase para echar el agua y la longitud de medición fue de 0,200 m; siendo la altura del agua en la probeta un poco mayor, para facilitar el proceso de medición.

Cronómetro electrónico: posee una precisión de milésima de segundos, está compuesto por dos fotoceldas (la primera censa el inicio del movimiento y la segunda censa el fin del movimiento), las mismas están acopladas a un soporte que posee una regla graduada (estas permiten variar las posiciones de las fotoceldas según la distancia que se desee), midiendo el tiempo de recorrido, registrado por un reloj electrónico que está conectado a las dos fotoceldas.

2.3 Análisis reológico de la pulpa laterítica

El equipo utilizado en las pruebas fue un viscosímetro rotacional de cilindros concéntricos RHEOTEST 2 de fabricación alemana que se encuentra en unos de los laboratorio del Centro de Investigaciones del Níquel (CEINNIQ). Para la determinación del porcentaje de sólido se analizó en una RAD WAG (analizador de humedad) donde la muestra de la pulpa tiene un peso de hasta 50 g, (Anexo 2).

En los reómetros de cilindros concéntricos, por lo general el cilindro interior o rotor gira a distintas velocidades angulares Ω en (rev/min), mientras que el cilindro exterior permanece estático. El eje del rotor se conecta a resortes que permiten medir el torque T en (Pa), que es necesario aplicar para vencer la resistencia al flujo del líquido contenido entre los dos cilindros. Así, el esfuerzo cortante, evaluado para la superficie del rotor, viene dado por:

$$\tau = \frac{T}{2\pi L R_b^2} \quad (2.4)$$

Donde:

R_b - Radio del rotor, (mm).

L - Longitud del rotor, (mm).

Al igual que en los reómetros de tubo, en los rotacionales la expresión del esfuerzo cortante τ es independiente de la naturaleza reológica del fluido; mientras que la

expresión de γ° es en función de los parámetros reológicos del modelo ajustado a los datos de la curva de flujo.

2.3.1 Cálculo de la característica de la bomba para $n = 1420$ rev/min

Como se conoce, las bombas reforzadoras como las de fondo en la instalación de bombeo de la pulpa no trabajan en el número de revoluciones para la cual se encuentra en catálogo. Es decir las curvas características de estas que fueron para un número de revoluciones menor deben ser cambiadas; debido a que las propiedades de la pulpa no son iguales que las del agua para la que fue construida la curva.

Los cambios en la capacidad, carga y potencia necesaria al cambiar la velocidad de rotación, pueden calcularse teniendo en cuenta, que si no se cambia el diámetro del impelente, de acuerdo con las leyes de semejanza hidráulica, se mantendrán las siguientes relaciones.

- La cantidad de flujo entregado, varía directamente con la velocidad de rotación.
- Las cargas varían directamente de acuerdo con el cuadrado de la velocidad de rotación.
- Como consecuencia de las dos leyes anteriores, la potencia necesaria variará tanto como el cubo de la velocidad de rotación.
- La eficiencia dentro de los límites prácticos se mantendrá igual para los puntos homólogos de la nueva curva.

Con los datos de la curva de la bomba para agua a 1000 rev/min se obtienen los datos para construir las nuevas características de la bomba a 1420 rev/min, mediante las siguientes ecuaciones.

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} \quad (2.5)$$

Q_1 -Caudal de la bomba a 1000 rev/min, $\left(\frac{m^3}{h}\right)$.

n_2 -número de revoluciones de la bomba que trabaja actualmente, (rev/min).

n_1 - número de revoluciones de la bomba por el fabricante, (rev/min).

$$H_2 = H_1 \left[\frac{n_2}{n_1} \right]^2 \quad (2.6)$$

H_1 -Altura de la bomba a 1000 rev/min, (m).

n_2 -número de revoluciones de la bomba que trabaja actualmente, (rev/min).

n_1 - número de revoluciones de la bomba por el fabricante, (rev/min).

$$N_2 = N_1 \left[\frac{n_2}{n_1} \right]^3 \quad (2.7)$$

N_1 - Potencia de la bomba a 1000 rev/min, (kW).

n_2 -número de revoluciones de la bomba que trabaja actualmente, (rev/min).

n_1 - número de revoluciones de la bomba por el fabricante, (rev/min).

2.3.2 Corrección de las curvas características

Las curvas entregadas por el fabricante corresponden al funcionamiento de las bombas con agua pura, para obtener la curva de la bomba DENVER 10 X 8 con pulpa laterita el factor de corrección es el siguiente (A. Guevara, 2000):

$$H = \frac{H_w}{HR} \quad (2.8)$$

Dónde:

H: altura de impulsión de la bomba para la pulpa, (m).

H_w : altura de impulsión de la bomba para agua cruda, (m).

HR: factor de corrección

El modelo de McElvain y Cave para determinación del factor de corrección propone la siguiente ecuación:

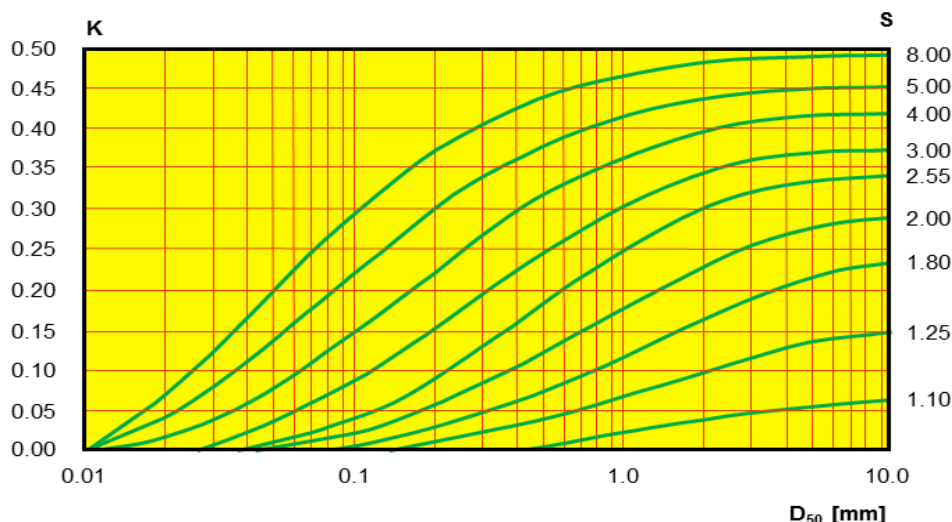
$$HR = 1 - \frac{K \times C_v}{20} \quad (2.9)$$

Dónde:

K: Es un factor que depende de la densidad específica del solido en la pulpa y del diámetro predominante de las partículas en esta.

C_v : Concentración de solido en volumen en la pulpa, (%).

Para determinar el factor K, McElvain y Cave proponen la siguiente figura:



2.4 Metodología empleada para el cálculo hidráulico

Obtenidos los parámetros para las condiciones actuales de la bomba instalada se calculan las pérdidas para un caudal controlado de 908 m³/h. Siendo esta la máxima capacidad para las dos bombas de fondo trabajando en paralelo.

2.4.1 Cálculo de la velocidad de transporte de la pulpa

- Determinación de la velocidad crítica o (límite de depósito).

La velocidad límite determina la mínima velocidad de flujo de manera que no exista riesgo de depositación y obstrucción de la tubería. Para el transporte de pulpas en tuberías mediante la ecuación de Volcadlo y Sagoo que plantea:

$$V_l = 8.4 * C_v * [(S - 1) * g * D * v_s]^{1/3} \quad (2.10)$$

Dónde:

v_s - velocidad de sedimentación, (m/s).

C_v - por ciento en sólido en volumen, (0...1).

S - densidad del sólido, (kg/dm³).

g - aceleración de la gravedad, (m/s²).

D - diámetro interior de la tubería, (m).

Para el cálculo de la velocidad de sedimentación que es la velocidad terminal de una partícula sólida al caer bajo la fuerza de gravedad a través de una gran cantidad de

líquido, sin la presencia cercana de otras partículas, (Ismar, 2013). La cual se obtiene a partir de la característica granulométrica del material analizado.

El diámetro medio de la partícula se determina por la siguiente fórmula:

$$d_{mp} = \sum_{i=1}^n \frac{g_i \cdot dm}{G} \quad (2.11)$$

Dónde:

$$d_m = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ Diámetro medio de cada clase.}$$

$$G = \sum g_i \text{ Peso total de la muestra.}$$

Determinación de la velocidad de sedimentación:

$$v_s = \Phi \cdot \sqrt{d_{mp}} \cdot \sqrt[4]{(\rho_{sólido} - 1)^3} \quad (2.12)$$

Dónde:

Φ – Coeficiente que depende del diámetro de la partícula.

ρ_s -densidad del sólido 3585, kg/m³.

d_{mp} - diámetro medio de la partícula, (m).

La velocidad adecuada para el funcionamiento normal se escoge de un 10 a un 20 % superior que la velocidad límite de depósito. Esta velocidad se puede considerar como la velocidad de transporte:

$$V = (1.1 \div 1.2) \cdot V_l \quad (2.13)$$

La velocidad media representa el gasto que tiene el líquido que pasa a través de la sección de flujo de una corriente líquida y se determina por la expresión que se muestra a continuación:

$$V_m = \frac{Q}{A} \quad (2.14)$$

Dónde:

Q- caudal transportado por las bombas, m³/s.

A- área de la sección transversal de la tubería, m².

La velocidad media de transportación debe ser mayor que la velocidad adecuada de funcionamiento $V_m \geq V$ para evitar la sedimentación de las partículas dispersantes.



La determinación del área de la sección circular de la tubería por donde circula el fluido, se puede realizar según la expresión siguiente:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (2.15)$$

Dónde:

D- diámetro interior de la tubería, (m).

2.4.2 Metodología de cálculo para fluido no newtoniano en flujo laminar ajustándose al modelo Herschel-Burkley

La densidad de la pulpa puede ser calculada por la siguiente expresión:

$$\rho_m = \frac{100}{\left(\frac{C_w}{\rho_s}\right) + \frac{(100 - C_w)}{\rho_L}} \quad (2.16)$$

Dónde:

ρ_m - Densidad de la pulpa, kgf/m³.

C_w - Concentración de la pulpa en peso, %.

ρ_s - Densidad del solido en la mezcla, kgf/m³.

ρ_L - Densidad del líquido, kgf/m³.

- **El factor del volumen se representa**

$$\Phi = \frac{C_v}{100} \quad (2.17)$$

Y radio del volumen.

$$R_v = \frac{\Phi}{1 - \Phi} \quad (2.18)$$

La concentración del solido en volumen de la mezcla se calcula mediante la siguiente formula:

$$C_v = \frac{C_w * \rho_m}{\rho_s} \quad (2.19)$$

Dónde:



C_v - Concentración del sólido en volumen de la mezcla, %.

C_w - Concentración del sólido en peso, %.

ρ_m - Densidad de la mezcla, kgf/m³.

ρ_s - Densidad del sólido kgf/m³.

- **La viscosidad específica de la pulpa para el plástico real puede ser calculada por la siguiente ecuación.**

$$\mu_e = K \left(\frac{8V}{D} \right)^{n-1} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (2.20)$$

Dónde:

n- índice de flujo, adimensional.

k- índice de consistencia, adimensional.

D- diámetro de la tubería, m.

v- velocidad media del fluido, m/s.

Para los fluidos plásticos reales que se ajusten al modelo Herchel Burkley, el cálculo del número del Re crítico es más complicado que otro fluido, pero es bastante similar al Plástico Bingham, primero se debe calcular el número de Hedstom, por la siguiente ecuación, (E. Shanshi, 2004).

$$H_e = \frac{\rho_m * D^2 * \tau_0}{K^2} \left(\frac{\tau_0}{K} \right)^{2/n-2} \quad (2.21)$$

Dónde:

H_e - número de Hedstom, adimensional.

D- diámetro interior de la tubería, mm.

ρ_m - densidad de la mezcla, kg/m³.

τ_0 - esfuerzo cortante inicial, Pa.

Una vez calculado el número de Hedstom podemos conocer el número de R_e modificado para el fluido plástico real por la siguiente ecuación:



$$R_{em} = 8 \left(\frac{n}{6n+2} \right)^n \rho_m * D^n \left(\frac{v^{2-n}}{K} \right) \quad (2.22)$$

Dónde:

R_{em} - número del Reynolds modificado del fluido, adimensional.

ρ_m - densidad de la mezcla, (kg/m³).

D- diámetro interior de la tubería, (m).

v- velocidad del fluido en, (m/s).

Obteniendo el número de Reynolds modificado podemos obtener el factor de fricción de Darcy.

$$f = \frac{64}{R_{Rm}} \quad (2.23)$$

2.5 Cálculo de las pérdidas por rozamiento y locales en la tubería

En la impulsión (Línea de DN 500):

- Cálculo de las pérdidas por rozamiento en la tubería de impulsión (m), (Darcy):

$$h_1 = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (2.24)$$

f - factor de fricción.

L- longitud de la tubería de impulsión, (m).

D- diámetro interior de la tubería, (m).

v- velocidad de transportación del fluido, (m/s).

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ - Aceleración de la gravedad.

- Cálculo de las pérdidas locales en la tubería de impulsión (m), (Nekrasov, 1990):

$$h_2 = \xi_t * \frac{v^2}{2 * g} \quad (2.25)$$

$$\xi_t = 2\xi_{te} + 14\xi_{\text{codo}90} + 4\xi_{\text{codo}45} + \xi_e + \xi_s \quad (2.26)$$

ξ - Coeficientes de pérdidas locales para las tuberías comerciales nuevas, de acero, (Resa G, 2000).

Tabla 2.2 Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de Ø 500.

Accesorios en la línea de Impulsión de Ø 500	Cantidad	Coeficiente de resistencia ξ
Te flujo directo	2	0,72
Codos 90°	14	0,36
Codos 45°	4	0,19
Entrada en la tubería	1	0,013
Salida de la tubería	1	1

Pérdidas totales en la tubería de impulsión:

$$h = h_1 + h_2 \quad (2.27)$$

En la impulsión (Línea de DN 450):

Para los cálculos de las pérdidas hidráulicas en la tubería de DN 450 utilizamos las mismas ecuaciones para el cálculo en la línea de DN 500, utilizando las siguientes condiciones:

$$\xi_t = 2\xi_{te} + 14\xi_{codo90} + 4\xi_{codo45} + \xi_e + \xi_s \quad (2.28)$$

Tabla 2.3 Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de Ø 450.

Accesorios en la línea de Impulsión de Ø 450	Cantidad	Coeficiente de resistencia ξ
Te flujo directo	2	0,72
Codos 90°	14	0,36
Codos 45°	4	0,19
Entrada de la tubería	1	0,013
Salida de la tubería	1	1

Para el análisis de las pérdidas primarias y secundarias en las otras líneas en la impulsión a tener en cuenta se encuentran en el Anexo 4.

En la succión (Línea de DN 400):

- Cálculo de las pérdidas por rozamiento en la tubería de succión (m), (Darcy):

$$h_1 = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (2.29)$$

f - factor de fricción.

L - longitud de la tubería de succión, (m).

D - diámetro interior de la tubería, (m).

v - velocidad de transportación del fluido, (m/s).

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ - Aceleración de la gravedad.

- Cálculo de las pérdidas locales en la tubería de succión (m), (Nekrasov, 1990):

$$h_2 = \xi_t * \frac{v^2}{2 * g} \quad (2.30)$$

$$\xi_t = 2\xi_v + 3\xi_{\text{codo}90} + 2\xi_{\text{ye}} + 2\xi_{\text{codo}45} + \xi_e + \xi_s + \xi_{\text{ex}} + \xi_r \quad (2.31)$$

ξ - Coeficientes de pérdidas locales para las tuberías comerciales nuevas, de acero, (Resa G, 2000).

Tabla 2.4. Coeficientes de pérdidas locales para la línea de succión de Ø 400.

Accesorios en la línea de Succión de Ø 400	Cantidad	Coeficiente de resistencia ξ
Válvula de mariposa DN 400	2	0,35
Codos 90°	3	0,21
Codos 45°	2	0,21
Ye	2	0,35
Entrada de la tubería	1	0,013
Salida de la tubería	1	1
Expansiones	1	0,23
Reducido excéntrico	1	0,013

- Pérdidas totales en la tubería de succión:

$$h = h_1 + h_2 \quad (2.32)$$

Cálculo de las pérdidas totales dinámicas en la instalación por la siguiente ecuación:

$$h_{\text{din}} = h_{\text{imp}} + h_{\text{suc}} \quad (2.33)$$

Cálculo de la altura estática

Para el cálculo de la altura estática se plantearon dos condiciones del nivel de la pulpa en los precalentadores, (Anexo 5). Teniendo en cuenta que si el nivel de líquido de succión o de descarga esté sometido a una presión que no sea la atmosférica, ésta se puede considerar como parte de la carga estática o como una adición por separado a esta, (Kennith, y otros, 2000).

- Nivel máximo al precalentador nuevo.
- Nivel máximo a los precalentadores viejos.

$$\Delta Z_r = (H_{\text{imp}} - H_{\text{suc}}) + p \quad (2.34)$$



Donde:

ΔZ_r - Altura estática real, (m).

H_{imp} - Altura de impulsión sobre el nivel del mar, (m).

H_{suc} - Altura de succión sobre el nivel del mar, (m).

p - Presión en los precalentadores, (m).

Para la condición del máximo nivel de la pulpa en el tanque al precalentador nuevo:

$H_{imp}=48,188$ m

$H_{suc}=58,65$ m

Para la condición del máximo nivel de la pulpa en el tanque a los precalentadores viejos:

$H_{imp}=47,67$ m

$H_{suc}=58,65$ m

Cálculo de las pérdidas totales en este sistema

$$h_t = h_{din} + \Delta Z_r \quad (2.35)$$

2.6 Característica de la red

La característica de la red exterior de la instalación de hidrotransporte se recomienda calcular por la ecuación: Según, (Turro Breff, 2002).

$$H_{red} = \Delta Z + R_c \cdot Q^2 + R_g \cdot Q \quad (2.36)$$

Dónde:

R_c - coeficiente generalizado de resistencia de la red exterior de la instalación de transporte hidráulico, (s^2/m^5).

ΔZ - altura estática, (m).

Q - caudal transportado por las bombas, (m^3/s).

$$R_c = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum \zeta_t \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \quad (2.37)$$

Dónde:

f - factor de fricción.

L - longitud de la tubería, (m).

D - diámetro interior, (m).

$\sum \zeta_t$ - coeficiente de resistencia total en la instalación.



R_g - coeficiente adicional de resistencia de la red exterior, basado en la influencia del componente sólido de la hidromezcla, (s/m²).

$$R_g = f \cdot \frac{l_t \times \rho_{mezcla}}{\rho_{agua}} \cdot A \cdot \sqrt{S} \cdot \frac{0.44 \cdot v_{crítica}^{2.5}}{g} \quad (2.38)$$

Donde:

S - Concentración del sólido expresado en coeficiente (adimensional), (Anexo 2).

$V_{crítica}$ - Velocidad crítica, (m/s).

f - factor de fricción.

ρ_m - densidad de la mezcla, (kg/m³).

ρ_{agua} - densidad de la agua, (kg/m³).

A - área interior de la tubería, m².

L_t - longitud total de la tubería, m.

2.6.1 Cálculo de la velocidad específica n_s

Por la velocidad específica se puede clasificar la bomba centrífuga para caracterizar la forma del impulsor. Este término se entiende como la velocidad de rotación de un impulsor, geoméricamente semejante al propuesto, que sea capaz de vehicular 1 m³/s a una altura total de 1 m.

La velocidad específica se calcula a partir del caudal y la carga que corresponde al máximo rendimiento de la máquina o por los parámetros nominales de la misma.

Según sea la velocidad específica o característica n_s , las bombas centrífugas y otras de paletas, semejantes a estas, se dividen en los siguientes tipos:

- lentas: $n_s \leq 80$; $\frac{D_2}{D_1} = 2,2 - 3,5$
- normales: $n_s = 80 - 150$; $\frac{D_2}{D_1} = 2,2 - 1,8$
- rápidas: $n_s = 150 - 300$; $\frac{D_2}{D_1} = 1,8 - 1,3$



- diagonales o helicoidales: $n_s = 300 - 600$; $\frac{D_2}{D_1} = 1,3 - 1,1$
- axiales o de hélice: $n_s = 600 - 1200$; $\frac{D_2}{D_1} = 1$

De tal forma, la velocidad específica se calcula empleando la ecuación

$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q_{opt}}}{(H_{opt})^{\frac{3}{4}}} \quad (2.39)$$

Donde:

n_s - velocidad específica, (rev/min).

n - velocidad de rotación, (rev/min).

Q_{opt} - caudal en el punto óptimo del rendimiento del impulsor, (m³/s).

H_{opt} - altura en el punto óptimo del rendimiento del impulsor, (m).

- Cálculo del diámetro exterior del impulsor D_e , (m).

$$D_e = \frac{84.59 * \sqrt{H}}{n} \quad (2.40)$$

Donde:

H - altura de trabajo de la bomba, (m).

n - velocidad de rotación, (rev/min).

- Cálculo del diámetro interior del impelente D_o , (m).

$$D_o = \frac{D_e}{3.486} \quad (2.41)$$

- Relación de diámetros:

$$\frac{D_e}{D_o} = 9.55 n_s^{-0.53} n_s^{-0.042} \quad (2.42)$$

- Cálculo del coeficiente volumétrico, (η_0):

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0.186 \eta_s^{-\frac{2}{3}}}; \text{ Empírica} \quad (2.43)$$

Donde:

n_s - velocidad específica, (rev/min).



- Cálculo de la velocidad axial a la entrada del impulsor, (V_0).

$$V_0 = \sqrt{\frac{4 * Q}{\eta_0 * \pi * D_e}}; \text{ (según la ecuación de la continuidad).} \quad (2.44)$$

Donde:

Q- caudal de trabajo de la bomba, (m^3/s).

η_0 - coeficiente volumétrico.

D_e - diámetro exterior del impulsor, (m).

- Cálculo del diámetro óptimo a la entrada de la bomba, o entrada del rodete

$$D_{op} = 4.5 * \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (2.45)$$

Donde:

n- velocidad de rotación, (rev/min).

Q- caudal de trabajo de la bomba, (m^3/s).

2.6.2 Análisis de la cavitación

- Cálculo de la altura neta de succión positiva (NPSH)_d de la bomba:

$$NPSH_{dis} = \frac{P_{atm}}{\gamma} \pm H_s - h_p - p_v - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2.46)$$

Dónde:

P_{atm} - presión atmosférica, (Pa), (Anexo 6).

h_p - pérdida hidráulica por fricción, (m).

H_s - altura de succión, (m).

p_v - tensión de vapor, (m).

v_s - velocidad del fluido para el caudal de trabajo de la bomba en la succión, (m/s).

γ - peso específico del fluido, (N/m^3).

2.6.3 Ciclo de reparaciones

Es necesario primeramente conocer la estructura del mantenimiento según la política y sistemas existentes para una bomba centrífuga, donde se puede estructurar de la siguiente manera:



G-R-R-R-P-R-R-R-P-R-R-R-M-R-R-R-P-R-R-R-P-R-R-R-G

R=18 M=1 P= 4 G=2

Tiempo de duración del ciclo de mantenimiento está comprendido alrededor de 57600 horas máquinas de servicio, Anexo 7.

Después de determinar la duración del ciclo de mantenimiento se determina el tiempo entre intervenciones y entre reparaciones.

Período entre intervenciones es:

$$t_0 = \frac{T}{N_m + N_p + N_r + 1}; (h) \quad (2.47)$$

Donde:

N_m : Número de reparaciones medianas.

N_p : Número de reparaciones pequeñas.

N_r : Número de revisiones.

T : Duración del ciclo de reparación, (h).

El tiempo entre reparaciones es:

$$t_r = \frac{T}{N_m + N_p + 1}; (h) \quad (2.48)$$

2.6.4 Metodología de cálculo para el balance energético de una bomba, (Nekrasov, 1990).

El balance energético de una bomba se sustentará en el cálculo del rendimiento total de la bomba y en la potencia real que consume el motor, porque estos aspectos caracterizan energéticamente la instalación. La metodología a utilizar se establece a continuación.

- Gasto que debe entregar el impulsor.



A la hora de diseñar una bomba es necesario tener en cuenta las fugas. En la práctica se consideran entre 2 y 5 %. Por lo que el gasto que debe entregar el impulsor para garantizar el flujo deseado es:

$$Q_c = (1.02 - 1.05) \cdot Q \quad (2.49)$$

Q- Caudal transportado por la bomba, (m³/h).

- Rendimiento volumétrico

Las pérdidas volumétricas (fugas) están condicionadas por el paso de líquido a través de las holguras entre el impulsor y el cuerpo de la máquina. Depende en sumo grado del estado de las empaquetaduras.

$$n_v = \frac{Q}{Q_c} ; \% \quad (2.50)$$

- Potencia consumida por la bomba.

$$N_b = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H ; W \quad (2.51)$$

Dónde:

ρ - densidad del fluido a transportar, (kg/m³).

g - aceleración de la gravedad, (m/s²).

H- pérdida o carga a que está impuesta a vencer la bomba, (m).

Q- caudal que transporta la bomba, (m³/s).

- Potencia útil que se le entrega al eje de la bomba

$$N_{eje} = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} ; kW \quad (2.52)$$

Dónde:

ρ - densidad del fluido a transportar, (kg/m³).

g - aceleración de la gravedad, (m/s²).

H- pérdida o carga a que está impuesta a vencer la bomba, (m).

Q- caudal que transporta la bomba, (m³/s).

η - eficiencia de la bomba, (de 0 $\leq$ 1).

La correlación de eficiencia de la bomba se tomó del subprograma FLOWTRAN de Monsanto Co. Para el costeo de bombas:



$$\eta = 0.885 + 0.00824 * (\ln Q) - 0.01199(\ln Q)^2 \quad (2.53)$$

Donde la ecuación es válida para un límite inferior de 0.00012 m³/s y un límite superior de 0,320 m³/s. (Kennith, y otros, 2000).

- Potencia real que consume el motor

$$Nm = (1.05 \div 1.1) \cdot Neje ; \text{ kW} \quad (2.54)$$

El valor del coeficiente (1,05...1,1), reserva de energía del motor según los estándares de fabricación del motor.

2.7 Conclusiones del Capítulo

1. Se estableció una metodología de cálculo específica para la pulpa laterítica en flujo laminar que nos sirve para verificar el diseño y selección del grupo moto bomba instalado.
2. Se tuvo en cuenta entre otros parámetros el balance energético de la bomba, como el gasto que debe entregar el impulsor, y el rendimiento de la instalación, para ser posteriormente analizados en la valoración económica que se realiza en el Capítulo 3.
3. Se propuso el mantenimiento preventivo planificado como mejor opción a aplicar a las bombas DENVER 10*8 proponiendo un ciclo de reparaciones e intervenciones.

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción

La puesta en marcha con efectividad del equipamiento de las instalaciones que se utilizan en el hidrotransporte se hace con la correcta selección de los instrumentos que se emplearán para las condiciones correctas de explotación de la instalación, para ello es necesario determinar y analizar el régimen de trabajo de las bombas para así lograr una correcta operación del sistema y así disminuir los consumos innecesarios de energía.

El **objetivo** de este capítulo de forma concreta, es mostrar los resultados obtenidos para esta investigación, comportamiento de las propiedades físico-mecánicas de la pulpa laterítica, así como de las variables de diseño del equipamiento de bombeo, y sistemas de tuberías.

3.2 Análisis granulométrico

Se realizó el análisis granulométrico a dos muestras tomadas de la línea de 450 mm de transferencia de mineral de la planta de Espesadores a Lixiviación. Las cuales tienen las propiedades con que se está operando actualmente en el proceso de Lixiviación, arrojando los resultados como se muestran en las dos tablas a continuación mostrándose el porcentaje en peso del tamaño de las partículas que posee dicha pulpa. La muestra número uno la llamamos (M1), reflejada en la tabla 3.1, para la muestra dos (M2) reflejada en la tabla 3.2, donde la (M1) fue considerada más representativa que la segunda por arrojar como resultado un porcentaje de sólido mayor, por la ecuación (2.1) de 41,06 % mientras que la (M2) tuvo un porcentaje de sólido de 37,32 % respectivamente.

Tabla 3.1 Resultados del análisis granulométrico muestra (M1).

Muestra 1	Diametro (mm)	Peso (g)	% peso	Retenido	Cernido	
No Maya (mesh)	0.6	5.76	3.31	3.31	100	0
20	0.3	5.56	3.19	6.5	96.69	0.045
50	0.15	9.4	5.396	11.896	93.5	0.075
100	0.075	15.52	8.909	20.805	88.104	0.15
200	0.045	11.73	6.734	27.539	79.195	0.3
300	0	126.22	72.461	100	72.461	0.6
	Total	174.19	100			

Tabla 3.2 Resultados del análisis granulométrico muestra (M2).

Muestra 2	Diametro (mm)	Peso (g)	% peso	Retenido	Cernido	
No Maya (mesh)	0.6	3.98	3.13	3.13	100	0
20	0.3	3.69	2.9	6.03	96.87	0.045
50	0.15	5.61	4.41	10.44	93.97	0.075
100	0.075	8.82	6.94	17.38	89.56	0.15
200	0.045	8.58	6.95	24.33	82.62	0.3
300	0	96.446	75.67	100	75.67	0.6
	Total	127.126	100			

Según las tablas anteriores del análisis granulométrico que se les realizó a dos muestras de la pulpa laterita se demuestra que está formada por sistemas polidispersos, quedando expuestos los resultados arrojados pertenecientes a la pulpa, resultando que las partículas mayoritarias de la (M1) corresponden a la clase menor de 0,045 mm representando un 72,46 % en peso de la muestra, en cuanto a la muestra (M2) este valor representa el 75,67 % respectivamente, existiendo un margen de diferencias en dichas muestras pero no de gran significancia, por lo que se procede a partir de estos resultados obtenidos a la determinación del diámetro predominante de la partícula de la pulpa.

Apoyándonos en investigaciones (Izquierdo Pupo, Turro Breffe, & Nikolaev Konstantinovich, 2001) anteriores confirmamos lo anteriormente dicho y un análisis granulométrico muestra que el 85 % del mineral tiene un tamaño menor de 0,044 mm y el 15 % restante está representado por impurezas, fundamentalmente de granallas de hierro con un tamaño de 3 a 6,5 mm y pequeñas cantidades de serpentinas.

Teniendo en consideración que la pulpa laterítica que se transporta hasta la planta de Lixiviación, la fracción menor de 0,045 mm está representa aproximadamente por el 76 % del sólido en peso, se realizó un análisis más exacto en el analizador de partículas (Fritsch Particle Sizer Analysette 22) a las mismas muestras cuyos resultados obtenidos a través de la característica sumaria están representados en la figura 3.1.

Como en las tablas anteriores se utilizó a (M1) para reflejar los resultados de la muestra número uno, así mismo lo utilizaremos para reflejar la figura 3.1 y sucesivamente con la muestra (M2) en la figura 3.2.

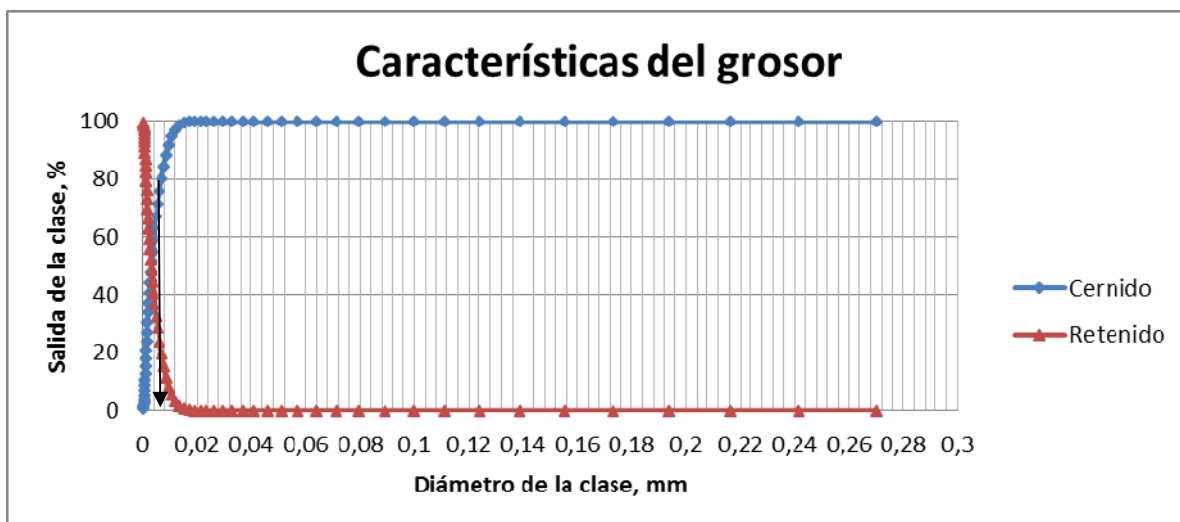


Figura 3.1 Determinación del tamaño de partícula (M1).

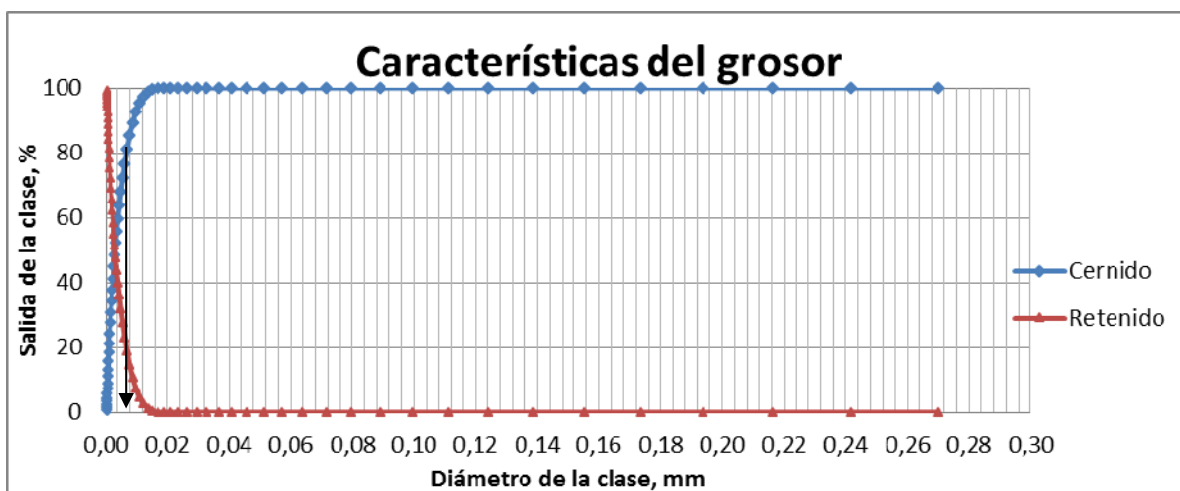


Figura 3.2 Determinación del tamaño de partícula (M2).

Como puede apreciarse en la figura 3.1 de la (M1) existe un predominio de las fracciones finas de forma general y el D_{80} se corresponde con el diámetro de partícula igual a 0,006956 mm, y para (M2) el D_{80} corresponde a un diámetro de 0,006956 mm en ambos caso aproximadamente 7 μm lo cual indica que el 80 % de las muestras presentan un diámetro inferior a este valor.



3.2.1 Análisis de la velocidad de sedimentación para las distintas clases de partículas determinadas anteriormente

Para el análisis de la velocidad crítica de las distintas clases de diámetro de la pulpa, se les realizó el experimento mencionado en el capítulo 2, arrojando los siguientes tiempos y velocidades de sedimentación en la tabla 3.3, y los resultados promedios se encuentran reflejados en la tabla 3.4.

Tabla 3.3 Tiempos y velocidades para cada diámetro medio de partícula.

No.	Diámetro medio de la clase, mm (dm)									
	0.045		0.06		0.1125		0.225		0.45	
	t(s)	v(m/s)	t(s)	v(m/s)	t(s)	v(m/s)	t(s)	v(m/s)	t(s)	v(m/s)
1	54	0.0037	24.65	0.0081	12.3	0.0162	5.6	0.035	4	0.05
2	36.75	0.0054	27	0.0074	14.25	0.014	9	0.022	4	0.05
3	47.25	0.0042	27.15	0.00736	11.85	0.0168	8.55	0.023	2.55	0.078
4	36.95	0.0054	31.85	0.0062	15.7	0.0127	7.4	0.027	4.15	0.048

Tabla 3.4 Tiempos y velocidades promedios para cada clase de la pulpa laterita.

Diámetro medio de la clase, mm (dm)									
0.045		0.06		0.1125		0.225		0.45	
t(s)	v(m/s)	t(s)	v(m/s)	t(s)	v(m/s)	t(s)	v(m/s)	t(s)	v(m/s)
43.7375	0.004675	27.6625	0.007265	13.525	0.014925	7.6375	0.02675	3.675	0.0565

Los resultados de la tabla 3.4 se manifiestan en las figuras 3.3 y 3.4, mostrando los resultados esperados.

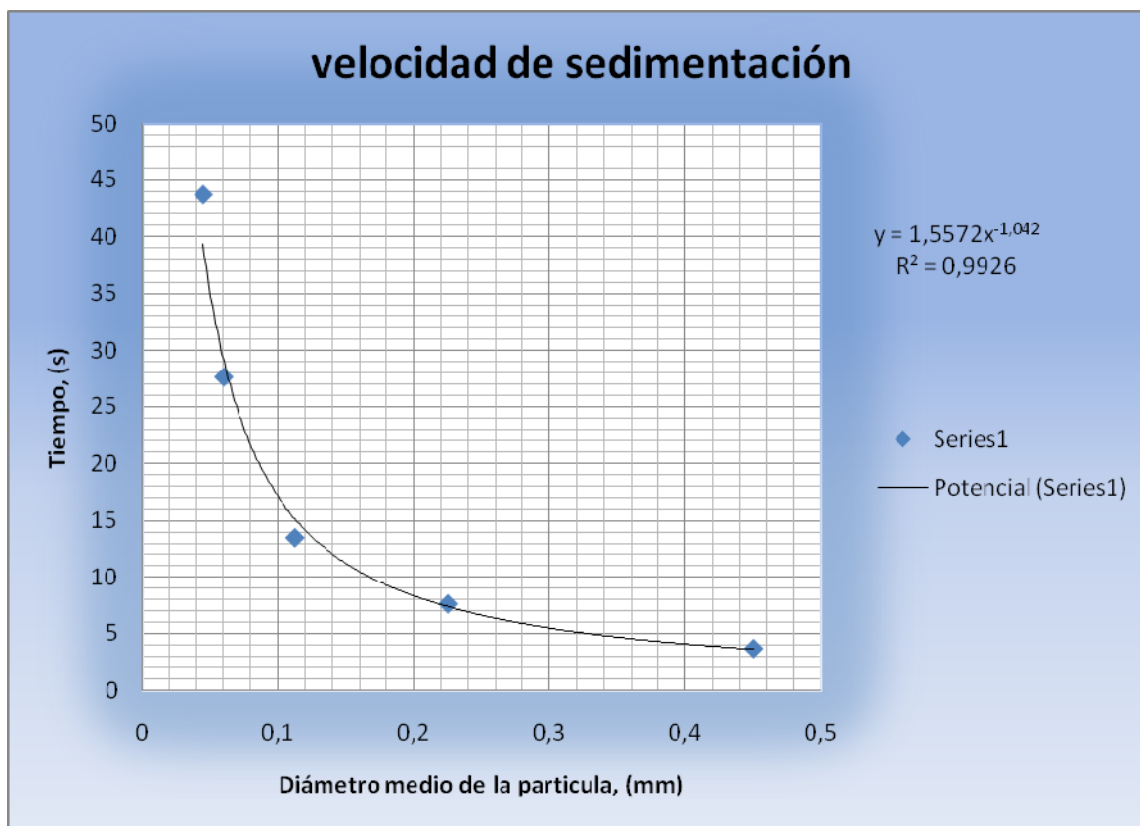


Figura 3.3 Comportamiento del tiempo en función del diámetro medio de partícula.

En la figura 3.3, el rango de tiempo es de 0,39 a 44 segundos, mostrándose que el diámetro de la partícula influye en el tiempo de sedimentación de las partículas de cada clase, arrojando un coeficiente de correlación (R^2) de 0,99 y la ecuación es:

$$t = 1,5572 \cdot dm^{-1,042} \quad (3.1)$$

Dónde:

dm : Diámetro medio de las partículas de pulpa; (mm).

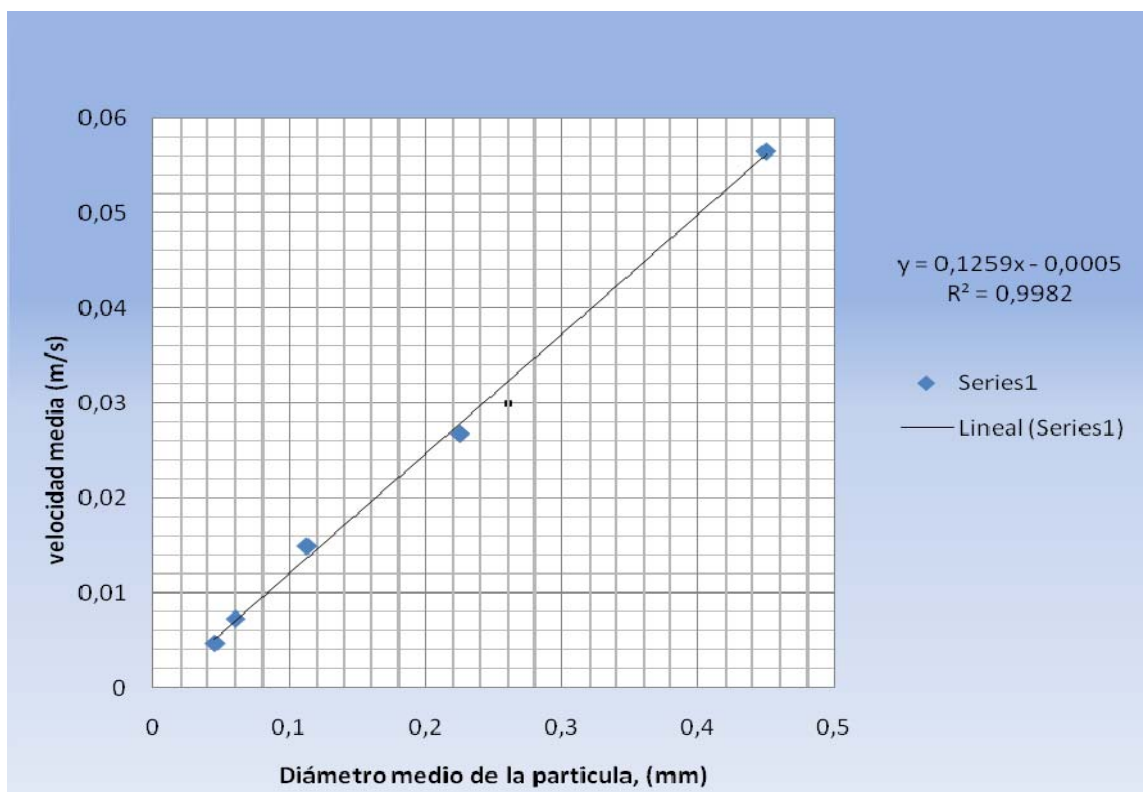


Figura 3.4 Velocidad en función del diámetro medio de partícula.

En la figura 3.4 el rango de velocidad para las diferentes clases de partículas es de 0,005 a 0,056 m/s, mostrando un coeficiente de correlación (R^2) de 0,99, por lo que se establece el ajuste del coeficiente de sedimentación (ϕ) en la ecuación 2.6.

$$v_s = \phi \cdot \sqrt{dm} \cdot \sqrt[4]{(\rho_s - 1)^3}$$

Dónde:

ρ_s : Densidad del solido; (T/m³).

d_m : diámetro medio; (m).

Para el cálculo de la velocidad de sedimentación para las diferentes clases de pulpa laterita utilizamos la ecuación 2.6, donde se modificaron los coeficientes de sedimentación para la laterita (ϕ), proporcionando los siguientes resultados como se muestran en la figura 3.5.

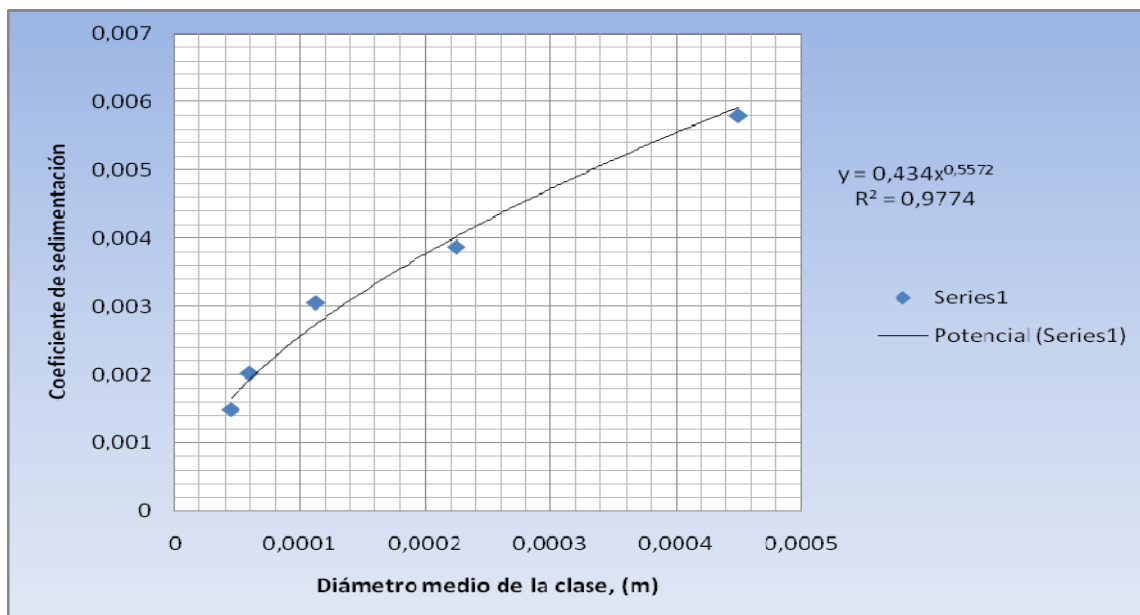


Figura 3.5 Coeficiente de sedimentación de la laterita en función del diámetro medio de partícula.

En la figura 3.5 se muestra como varía el coeficiente de ajuste (ϕ), expresando un comportamiento creciente a medida que aumenta el diámetro de 0,0001 hasta 0,00045 m. Para calcular la velocidad de sedimentación de la laterita en función del diámetro de partícula, el coeficiente ϕ se encontró dentro del rango desde 0,001491 a 0,00579, siendo su coeficiente de correlación (R^2) de 0,97 y su ecuación ajustada según la ecuación 2.6, es:

$$v_s = 0,434 * dm^{0,5572} \quad (3.2)$$

3.3 Resultados del análisis reológico de la pulpa laterítica

De la línea de transferencia de mineral DN 450 en la toma de muestra se tomó un compuesto de la pulpa que es bombeada a la planta de Lixiviación con el objetivo de realizarle un análisis reológico.

En la tabla 3.5 se relacionan los valores de esfuerzo cortante y gradiente de velocidad, obtenidos en cada una de las pruebas realizadas a la pulpa laterita para diferentes valores de porcentaje de sólido 35, 40 y 45 %, que a su vez permitieron determinar los valores de viscosidad aparente respectivamente.

Tabla 3.5 Resultados del análisis reológico de la pulpa.

	% de solido		
	35%	40%	45%
Dr(1/s)	τ	τ	τ
501,37	53,39	113,82	53,87
297,4	45,88	101,4	53,87
169,23	40,41	92,36	53,87
93,3	34,9	83,25	53,87
56,08	30,91	76,65	53,87

En la figura 3.6 se representan las curvas de flujo obtenidas para las pulpas con diferentes porcentos de sólidos. En cada caso se define el comportamiento de la pulpa teniendo en cuenta las curvas características de los modelos reológicos establecidos en la literatura según (Garcel Puján, 2001).

A partir de los resultados de las propiedades reológicas de la pulpa laterita, se obtuvieron los valores de esfuerzo cortante (τ) en función de la velocidad de deformación (Dr), a diferentes concentraciones de sólido.

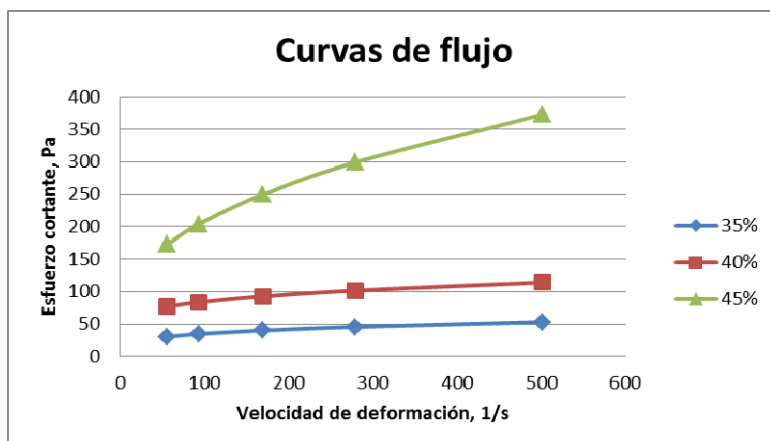


Figura 3.7 Curvas de flujo para la muestra de laterita a diferente % de sólido.

Las curvas obtenidas han sido ajustadas mediante el programa profesional Excel 2010 auxiliándonos con una de sus herramientas de análisis de datos en este caso por el método de regresión, como se observa en la figura anterior. La ecuación obtenida para el mejor ajuste de la pulpa con 35 %, 40 %, 45 % de sólido en peso sugiere un comportamiento plástico real, cuya curva está descrita por modelo reológico de Herschel – Bulkley, corroborado en investigaciones de las propiedades reológicas realizadas en un viscosímetro capilar (Izquierdo Pupo & Nikolaev Trabajo de Diploma Rolando Ramos Feble 50

Konstantinovich, 1995), donde muestran que las curvas reológicas de la pulpa laterítica pueden ser descritas por el modelo de Herschel – Bulkley.

En todos los casos el ajuste se realizó teniendo en cuenta el análisis de mínimos cuadrados dando un coeficiente de determinación R^2 superior de 87 %, el criterio de Fisher siendo el Fisher calculado mayor que el crítico y T-Student donde la probabilidad de fallo es menor que el nivel de significancia de 0.05 pudiendo obtener las expresiones matemáticas que describen cada uno de estos comportamientos, como se muestra en la tabla 3.6, así como los valores de los parámetros reológicos que lo describen relacionados en la tabla 3.7.

Tabla 3.6 Modelos reológicos obtenidos.

Porcentaje de sólido, (%)	Modelo matemático obtenido por regresión	Modelo reológico	Índice de Regresión (R^2)
35	$\tau = 6,712 + 7,230 \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^n$	$\tau = \tau_o + K \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^n$	0,901
40	$\tau = 36,66 + 11,95 \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^n$	$\tau = \tau_o + K \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^n$	0,97
45	$\tau = 53,87 + 19,44 \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^n$	$\tau = \tau_o + K \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^n$	0,87

Tabla 3.7 Parámetros reológicos.

Concentración de Sólido (%)	Parámetros reológicos		
	Índice de consistencia (k), Pa.s	Índice de flujo n	Esfuerzo cortante inicial (τ) Pa
35%	7,230	0,3	6,712
40%	11,95	0,3	36,66
45%	19,44	0,45	53,87

Como se muestra en la tabla anterior para las pulpas cuyo comportamiento reológico es característico de un plástico real, los valores del esfuerzo cortante inicial y la

viscosidad plástica muestran un incremento cuando se incrementa el porcentaje de sólido, recomendamos realizar pruebas para valores superiores de porcentaje de sólido con el objetivo de establecer límites en su comportamiento, el cual influye en las ecuaciones de los parámetros de trabajo del sistema de hidrotransporte de la pulpa laterítica.

3.3.1 Análisis del sistema de bombeo de la instalación de hidrotransporte de laterita de Espesadores a Lixiviación

Para el análisis nos basamos en una metodología en función de las características físico-químicas de la pulpa laterítica, según su clasificación reológico y el análisis granulométrico, comportándose como plástico real.

Tabla 3.5 Resultados de los cálculos de las velocidades.

Parámetros	Resultados (v_l)	Resultados (v_t)	Resultados (v)
	Velocidades límites (2.10) (m/s)	Velocidades de transporte (2.13) (m/s)	Velocidades media de flujo (2.14) (m/s)
Líneas STD			
Tubería de DN 500	0,505	0,606	1,348
Tubería de DN 450	0,487	0,585	1,674

En la tabla anterior 3.5 se obtienen los resultados de las velocidades límites o crítica de la pulpa laterítica para los dos diámetros de transferencia de mineral de Espesadores a Lixiviación. También se dan los resultados del análisis realizado para determinar las velocidades adecuadas de transportación de esta pulpa, resultando estar entre el 10 y 20 % superiores a las velocidades límites del fluido. Comprobando que las velocidades medias son mayores que la velocidad de transporte, por lo que no debe existir sedimentación en las tuberías.

Tabla 3.6 Resultado de los cálculos de los números de Reynolds modificado en los diámetros de tuberías.

Líneas	Reynolds Re	Ecuación
Tubería de Ø 500 mm	587,3	2.22
Tubería de Ø 450 mm	821,4	2.22

Los números de Reynolds mostrados en la tabla 3.6 para el transporte de la pulpa demuestran un comportamiento laminar.

Tabla 3.7 Resultado de los cálculos del factor de fricción en función del Reynolds modificado en los tramos de tuberías para la condición de trabajo planteada.

Líneas del sistema	Factor de fricción según el Re (Ec 2.23)
Tubería de Ø 500 mm	0,109
Tubería de Ø 450 mm	0,078

Según la tabla 3.7 anterior, el factor de fricción para la laterita depende del número de Reynolds para plástico real en flujo laminar.

Tabla 3.8 Resultado de los cálculos de las pérdidas por rozamiento y locales en la tubería de succión y la tubería de impulsión.

Parámetros (m)	Impulsión	Succión	Ecuación
Pérdida por rozamiento: tubería Ø 500 (h ₁)	8,574	2,427	2.24 y 2.29
Pérdida locales: tubería de Ø 500 (h ₂)	0,765	0,222	2.25 y 2.30
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería Ø 500 (ξ_t)	8,253	3,793	2.26...2.31
Pérdida por rozamiento: tubería Ø 450 (h ₁)	6,83	2,427	2.24 y 2.29
Pérdida locales: tubería de Ø 450 (h ₂)	0,765	0,222	2.25 y 2.30
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería Ø 450 (ξ_t)	8,253	3,793	2.26...2.31
Pérdidas del sistema (h _{imp} y h _{suc}) Ø 500	9,34	2,648	2.24...2.30
Pérdidas del sistema (h _{imp} y h _{suc}) Ø 450	7,59	2,26	
Pérdidas dinámicas (h _{din}) Ø 500	24,152		2.33
Pérdidas dinámicas (h _{din}) Ø 450	22,408		2.33
Altura estática real para el máxima nivel de la pulpa en el tanque al precalentador nuevo (ΔZ_r)	0,698		2.34
Pérdida total para el máximo nivel de la pulpa en el tanque al precalentador nuevo (h _t) DN 500	24,85		2.35
Pérdida total para el máximo nivel de la pulpa en el tanque a los precalentadores nuevos (h _t) DN 450	23,106		2.35
Coef de resistencia de la red Ø 500 (R _c) s ² /m ⁵	603,651		2.37
Coef de resistencia de la red Ø 450 (R _c) s ² /m ⁵	640,79		2.37

En la tabla 3.8, se indican las pérdidas totales en la instalación para el bombeo de pulpa laterítica operando las bombas reforzadoras de Espesadores y de Lixiviación,

los que resultan ser de 24,85 m a 23,106 m aproximadamente, mientras que las cargas estáticas para un máximo nivel de la pulpa en el tanque al precalentador nuevo son de 0,698 m.

Tabla 3.9 Resultados de los cálculos en la condición de cavitación.

Parámetros (m)	Máximo nivel de la pulpa en el espesador	Ecuación
(NPSH) _d para la $t(^{\circ}\text{C})$ 28	16,207	2.46
(NPSH) _r	19	-

Los resultados de la condición de cavitación para el bombeo de la laterita en la tabla 3.9 anterior, dieron posibilidad de establecer como conclusión del análisis, que la bombas DENVER 10*8 no cavitan, demostrando que el (NPSH)_d es menor al (NPSH)_r de la bomba instalada, contándose con una reserva de 2,7 m de carga en la succión.

El estudio del sistema de bombeo perteneciente a la planta de Espesadores a Lixiviación se realizó en los casos citados a continuación:

1. Determinación del punto de operación de las bombas DENVER 114 - PU - 3A/3D por ser las bombas de fondo de los espesadores A y B con respecto al sistema de tuberías.
 2. Determinar el punto de operación cuando en el sistema se encuentran trabajando las bombas reforzadoras DENVER 114 - PU- 6A/6B en la línea de transferencia de DN 500 y las bombas reforzadoras 135 - PU- 23A/23B en la línea de DN 450.
- Característica de la red para el sistema trabajando las bombas en paralelo en la línea DN 500 con la reforzadora.

Tabla 3.10 Parámetros para la curva de la bomba Denver 10*8 114PU-6A.

Q(m ³ /s)	0,036	0,125	0,197	0,269	0,287	0,305
H(m)	138,57	134,11	125,17	111,76	105,48	99,23

Tabla 3.11 Característica de la red para el sistema de bombeo trabajando para las condiciones anteriores.

Q(m ³ /s)	0,036	0,125	0,197	0,269	0,287	0,305	0,4	0,5	0,6
H(m)	1,5	10,2	24,26	44,57	50,63	57,07	97,57	151,9	218,4

En la figura 3.8 que se representa a continuación queda demostrado la ubicación del punto de operación de las bombas con la intersección entre la curva de la misma y la curva de la red.

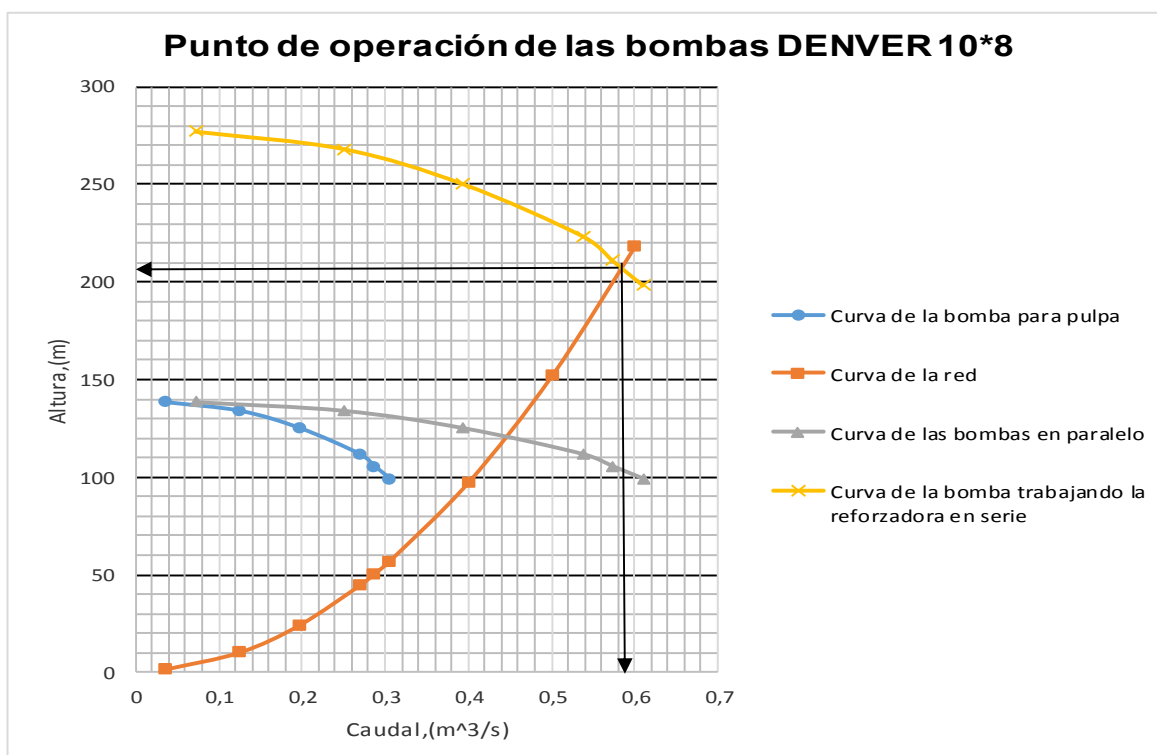


Figura 3.8 Curvas características del sistema y la bomba Denver 10*8 114PU-6A.

En la figura anterior se obtiene el punto de trabajo trabajando las bombas de fondo en paralelo y la reforzadora en la línea de DN 500 para un caudal de $Q_t = 0,594 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura de $H_t = 205 \text{ m}$.

Tabla 3.12 Característica de la red para el sistema trabajando las bombas en paralelo con la línea de DN 450 con la reforzadora.

Q(m ³ /s)	0,036	0,125	0,197	0,269	0,287	0,305	0,4	0,5	0,6
H(m)	1,524	10,7	25,63	47,16	53,58	60,42	103,3	161,0	231,6

En la siguiente figura 3.9 se representa un gráfico realizado en Excel donde se demuestra el punto de operación de la bomba de fondo trabajando en paralelo y con la reforzadora en la línea de DN 450, resultado de los análisis realizados para las curvas de la bomba y la red.

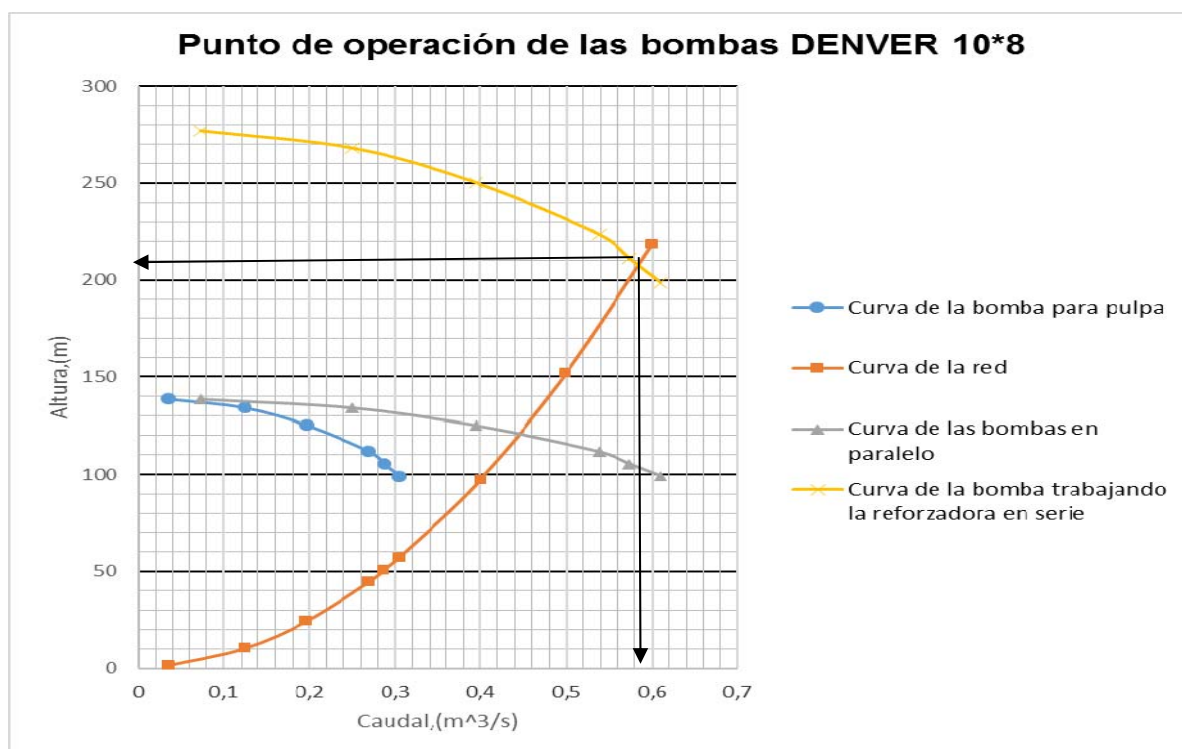


Figura 3.9 Curvas características del sistema y la bomba Denver 10*8 para la condición de máximo nivel de la pulpa en el tanque.

Según la figura 3.9 anterior se obtiene el punto de trabajo de la bomba trabajando para un caudal $Q_t = 0,591 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura $H_t = 207 \text{ m}$.

Tabla 3.13 Resultados de la potencia consumida por la bomba en el sistema de tuberías.

Parámetros evaluados	Resultados	Unidad	Ecuación
Eficiencia de la bomba Denver 10*8	86	%	3.7
Potencia para el máximo nivel (Nb) Ø 500	1,637*10 ⁶	W	2.52
Potencia útil que se le entrega al eje (Neje) Ø 500	1,883*10 ³	kW	2.53
Potencia real que consume el motor (Nm) Ø 500	2,024*10 ³	kW	2.54
Potencia para el máximo nivel (Nb) Ø 450	1,678*10 ⁶	W	2.52
Potencia útil que se le entrega al eje (Neje) Ø 450	1,93*10 ³	kW	2.53
Potencia real que consume el motor (Nm) Ø 450	2,075*10 ³	kW	2.54

En la tabla 3.13 se dan los resultados de la potencias consumidas en el punto de operación de las bombas de fondo en paralelo con la reforzadora en las dos líneas de transferencia de mineral, valores estos de 1883 kW y 1930 kW respectivamente, sin tener que ver con la potencia consumida particular de cada una por separado.

3.4 Valoración Económica

Una gran parte de los gastos capitales durante el hidrotransporte lo constituye los gastos de energía eléctrica, su economía es una de las direcciones estratégicas de la producción en la actual etapa. Una correcta selección y organización en la explotación del equipamiento de bombeo en régimen económico permite el ahorro de la energía eléctrica y aumentar la efectividad del transporte hidráulico. Teniendo siempre presente los problemas que esta puede causarle al medio circundante.

3.4.1 Gasto de la explotación de la instalación de bombeo de Espesadores a Lixiviación para transportar un m³ de pulpa laterítica

$$G_{\text{exp}} = \left[\frac{Gb}{Q * l} \right] n \quad (3.1)$$

Dónde:

Q- caudal transportado por las bombas en un año m³/h.

G_b- gasto anual de explotación de la bomba.

$$Gb = g_{\text{elect}} + g_{\text{mant}} + g_{\text{agua}} + g_s \quad (3.2)$$

Gastos por consumo de energía eléctrica:



$$g_{elect} = \frac{T \cdot N_m \cdot K_p \cdot t_{pu}}{\eta}$$

$$G_{elec}=7085,153 \text{ MW.} \quad (3.3)$$

$T = 0,31 \text{ kW/h}$ - Tarifa de corriente eléctrica.

N_m - potencia consumida por el motor de la máquina, kW.

$K_p = 4,16$ - coeficiente de pérdida.

t_{pu} - tiempo de trabajo de la bomba en un año, 8640 horas.

$\eta = 91\%$ - rendimiento del motor.

$$G_m=253492,85 \text{ USD/año - gastos anuales por mantenimiento.} \quad (3.4)$$

g_{agua} - gastos por consumo de agua.

$$g_{agua} = P_a \cdot Q_a \quad (3.5)$$

Q_a : caudal de agua utilizado en el proceso $1133714 \text{ m}^3/\text{año}$.

P_a : precio del m^3 de agua 250 USD/año .

g_s - gastos por salario del operador de la instalación en un año.

$$g_s = t_a \cdot t_n \cdot k_{ss} \cdot k_{dr} \cdot k_{pc} \quad (3.6)$$

$t_a=41,8 \text{ CUP/año}$ tarifa salarial del personal directo de la instalación.

$t_n=2880$ horas, tiempo de trabajo del operario en la instalación en un año.

$k_{ss} = 0,13992$ - coeficiente de seguridad social.

$$k_{ss} = 12\% \cdot t_a$$

$k_{dr} = 1,0909$ - coeficiente de descanso distribuido.

$k_{pc} \approx 1$ - coeficiente de pago complementario.

Tabla 3.14 Resultados de la valoración económica para las siguientes condiciones de trabajo de la bomba Denver 10*8.

Indicadores	Gastos de explotación	Unidad	Ecuación
Gastos por consumo de energía eléctrica	7085,153	USD/año	3.3
Gastos por mantenimiento	253492,85	USD/año	3.4
Gastos por consumo	$2,834 \cdot 10^7$	USD/año	3.5



de agua			
Gastos por salario del operador	$2,97 \cdot 10^4$	USD/año	3.6
Gasto anual de explotación de la bomba	$2,862 \cdot 10^7$	USD/año	3.1
Gasto por transportar un m^3 de pulpa	$8,762 \cdot 10^{-3}$	USD / $m^3 \cdot m$	3.2

Los resultados según la tabla 3.14 para la valoración económica, nos permiten conocer que el gasto total de la instalación de bombeo de Espesadores a Lixiviación por concepto de consumo de agua de la bomba, resulta ser el mayor de la instalación existente, pero es importante el conocimiento del gasto para transportar $1 m^3$ de la pulpa laterítica que es de $0.008762 \text{ USD}/m^3 \cdot m$.

3.5 Impacto medio ambiental

La mayoría de las empresas afectan de una manera u otra al medio ambiente por lo tanto se pretende reducir este efecto negativo y solo se logra creando una conciencia ambiental sólida en la sociedad para así garantizar una vida sana y agradable a las generaciones. Además debe existir un compromiso con el medio ambiente y con este trabajo se pretende hacer uso controlado y tratar de que el impacto al medio ambiente sea minimizado al máximo. Los sistemas de hidrotransporte para la pulpa son regulados bajos requerimientos ambientales y se materializa a través de un programa de mantenimiento preventivo planificado por la empresa encargada de restaurar los cambios defectuosos de tuberías y soportes del sistema, los cuales evitan procesos de derrame y como consecuencia contaminación del medio ambiente. Específicamente en la planta de espesadores de pulpa se construyó un pozo colector, y se instaló una bomba cuya función es recoger los desechos líquidos y reincorporarlos al sistema. De esta forma no se contamina el medio ambiente, es decir que dicha planta existe un programa en contra la contaminación del medio ambiente.



3.6 Conclusiones del capítulo

1. Se obtuvo el diámetro predominante de partícula para la pulpa laterítica dando un resultado de aproximadamente $7\ \mu\text{m}$, además del comportamiento reológico clasificando la pulpa como un plástico real ajustándose al modelo de Herschel – Bulkley.

1. Se realizó el cálculo de la instalación basándose en las características del material donde se demostró la no existencia de cavitación. Además de determinar el punto de operación para las bombas de fondo con las reforzadoras trabajando en la línea de DN 500 y 450 dando un valor $0,59\ \text{m}^3/\text{h}$ con 207 m respectivamente.

3. Pudimos destacar los principales gastos económicos que existen en la instalación para transportar un m^3 de pulpa laterítica de espesadores a lixiviación. Dando como resultado un gasto de explotación de la instalación de $2,862 \cdot 10^7$ USD/año.



CONCLUSIONES GENERALES

1. Se pudo comprobar que la pulpa laterítica está formada por sistemas polidispersos, donde las partículas mayoritarias corresponden a un diámetro predominante de 7 μm , además del comportamiento reológico para los porcentos de solido en peso de 35 %, 40 %, 45 % ajustándose al modelo Herschel – Bulkley.
2. El cálculo se realizó para un porciento de solido en peso de 40 acercándose al real que se maneja dando un punto de operación trabajando las bombas de fondo junto a las reforzadoras en las líneas de DN 500 y 450 de 0,59 m^3/h con 207 m respectivamente.
3. Se propuso un mantenimiento preventivo planificado a aplicar a las bombas DENVER 10*8, donde el tiempo máximo entre intervenciones fue de aproximadamente 3 meses con las bombas trabajando 24 horas, y un tiempo entre reparaciones de 13 meses para un ciclo de mantenimiento comprendido en 7 años.



RECOMENDACIONES

1. Bombear la pulpa con un diámetro de partícula mayoritaria de 7 μm , donde se pudo comprobar por cálculo la no existencia de sedimentación y evitar el predominio de las partículas mayores de 5 mm que posibilitan la sedimentación.
2. Instalar sensores de presión en las tuberías de transferencia de mineral con el objetivo de verificar la caída de presión experimental en un tramo de tubería recta, además de la vía de adquisición de un flujómetro para controlar el flujo.
3. Analizar las bombas reforzadoras de espesadores teniendo en cuenta que se encuentra muy cerca de las descargas de las bombas de fondo provocando un sobre diseño de las mismas.
4. Analizar el punto de operación trabajando las bombas de fondo en paralelo de los otros espesadores incluyendo el de alto rendimiento con respecto al sistema de tuberías y accesorios.



Bibliografía

1. **Garcel Puján, Leonel.** *Cálculo de Fluidos No Newtonianos*. Santiago de Cuba : s.n., 2001.
2. *Hidrotransporte del mineral laterítico en régimen estructural.* **Izquierdo Pupo, Raúl, Turro Breffe, Alberto y Nikolaev Konstantinovich, Alejandro.** 2001, Minería Geología, págs. 53-59.
3. *Investigaciones de los parámetros y regímenes racionales de hidrotransporte de las pulpas lateríticas aplicables a las condiciones de explotación de la empresa Comandante Pedro Sotto Alba (I parte).* **Izquierdo Pupo, Raúl y Nikolaev Konstantinovich, Alejandro.** 1995, Minería Geología, págs. 58-59.
4. **Ismar, Michel Rodríguez.** *Cálculo verificativo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa*. Moa : Trabajo de diploma en opción al título de ingeniero mecánico, 2013.
5. **Leyva Rodríguez, Falconeris.** *Estudio de los parámetros de transporte hidráulico de la instalación de bombeo de pulpa de la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba*. Moa : s.n., 1985.
6. **Martínez Rojas, Rodney.** *Caracterización de las propiedades físico mecánicas del Cieno carbonatado para el perfeccionamiento de su hidrotransporte por tubería*. Moa : s.n., 2009.
7. **Resa G, C.** *Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Inglaterra : División de ingeniería Crane. Mc GRAW, 2000.
8. **Turro Breff, Alberto.** *Estudio del Hidrotransporte de las Colas en el Proceso Carbonato Amoniaco*. Moa : Tesis en opción al grado científico de Doctor en Ciencias Técnicas, 2002.
9. **A. Guevara, Mario.** <http://es.scribd.com/doc/128239277/bombas-para-pulpas>. [En línea] 28 de mayo de 2000. [Citado el: 29 de marzo de 2015.] <http://www.monografias.com/trabajos-pdf2/>.



10. **Breff Pérez, Henry.** *Propuesta de un sistema de agitación mecánico para la instalación semiindustrial de hidrotransporte del ISMMM.* Moa : s.n.
11. **E. Shanshi, Menon.** *Pipinng calculations manual.* New York, Chicago, San Francisco, Libston, London Madrid, Mexico City, Millan, New Delhi, Shan Juan, Seoul, Singapore, Sydney, Toronto : UK for MC-GRAW-HILL company.
12. **Kennith, J y Naughton. 2000.** *Bombas, selección uso y mantenimiento.* Inglaterra : División de ingeniería Crane. Mc GRAW - HILL.
13. **Nekrasov. 1990.** *Hidráulica.* Guantánamo : Impreso por el Combinado Poligráfico "Juan Marinello".
14. **Perez Navarrete, E y Martín Gonzalez, J.R. 1986.** *Mantenimiento industrial .* La Habana : Edición Avenida del Bosque , 168, 3t.

Anexos

ANEXO 1: Características del material y especificaciones de las bombas DENVER.

Tabla 1.1 Composición química de la fase sólida (mineral) de la pulpa.

Componentes	Contenido %	Componentes	Contenido %
Níquel (Ni)	1.20 – 1.33	Cobre (Cu)	0.02
Cobalto (Co)	0.12 - 0.13	Aluminio (Al)	4.0 – 4.9
Hierro (Fe)	47.5	Zinc (Zn)	0.040
Magnesio (Mg)	0.4 – 0.8	Cromo (Cr)	1.5 – 2.3
Manganeso (Mn)	0.65 – 1.0	Silice (SiO₂)	3.5 – 4.5

Características de la bomba:

- Bomba centrífuga DENVER 10 x 8
- Impelente cerrado de goma.
- Carcaza revestida interiormente con goma.
- Presión hasta 70,26 m, (normalmente operan entre 21 y 42 m).
- Capacidad: 454 m³/h.
- (NPSH) req: 19 m.

Características del motor PU-3A y D.

- Corriente : 88 A
- Potencia : 75 HP = 56 kW
- frecuencia : 60 Hz
- Velocidad de rotación: 1775 rev/min.

Características del motor PU-3B y C.

- Corriente : 137 A
- Potencia : 100 HP = 74.56 kW
- frecuencia : 60 Hz
- (NPSH) req: 19 m.
- Velocidad de rotación: 1775 rev/min.

ANEXO 2: Equipos utilizados en los ensayos granulométricos y de velocidad de sedimentación.



Figura 3. Tamizadora eléctrica (RO-TAP).



Figura 5. Reómetro RHEOTEST 2.



Figura 4. Pesa eléctrica.



Figura 6. Analizador de humedad RAD WAG.

ANEXO 3: Continuación.



Figura 5. Cronómetro electrónico **Figura 6.** Analizador de partículas (Analysette 22).



Figura 6. Probeta graduada.

ANEXO 4: Coeficientes de pérdidas locales en las líneas de impulsión de Espeasadores a Lixiviación:

Línea de descarga a los precalentadores DN 250 mm:

Accesorios	Cantidad	ξ
Codo de 90°	3	0,22
Ye	2	0,35
Válvula de Mariposa	3	0,63
Longitud	11,5 m	

Línea de descarga al colector común DN 350 mm:

Accesorios	Cantidad	ξ
Codo de 90°	3	0,22
Codo de 45°	1	0,21
Ye	2	0,35
Válvula de Mariposa	1	0,35
Reducido concéntrico	1	0,21
Longitud	19 m	

Línea de succión y descarga de las bombas 114-PU-6B y 135-PU-23A/B DN 350 mm.

Accesorios	Cantidad	ξ
Codo de 90°	4	0,22
Codo de 45°	1	0,21
Ye	2	0,35
Válvula de Mariposa	4	0,35
Reducido concéntrico	2	0,21
Reducidos excéntricos	1	0,013
Tee	2	0,78
Expansiones	4	0,104
Longitud	8 m	

Línea de succión y descarga de la bomba 114-PU-6A de DN 300mm.

Accesorios	Cantidad	ξ
Codo de 90°	2	0,22
Codo de 45°	1	0,21
Ye	1	0,35
Válvula de Mariposa	2	0,35
Reducido concéntrico	1	0,21
Reducidos excéntricos	1	0,013
Expansiones	2	0,104
Longitud	4 m	

Línea de derivación a la línea de 450 mm, de DN 300 mm:

Accesorios	Cantidad	ξ
Codo de 45°	1	0,21
Ye	1	0,35
Válvula de Mariposa	1	0,35
Longitud	3 m	

ANEXO 6: Presión atmosférica con respecto al nivel del mar.

Tabla 2.5 La influencia de la altura del nivel del mar en la presión atmosférica media anual y en el punto de ebullición correspondiente.

Altura sobre el nivel del mar (m)	Presión atmosférica (mbar)	Punto de ebullición (°C)
0	1013	100
200	989	99
500	955	98
1000	899	97
2000	793	93
4000	616	87
6000	472	81

ANEXO 7: Ciclo de mantenimiento preventivo planificado a las bombas DENVER 10*8.

