



INSTITUTO SUPERIOR MINERO  
METALÚRGICO DE MOA  
Dr. Antonio Núñez Jiménez

FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

# TRABAJO DE DIPLOMA

En opción al título de Ingeniero Mecánico

**Determinación de los parámetros de trabajo en la  
instalación semi-industrial del Instituto Superior Minero  
Metalúrgico de Moa**

**Autor:** Rolando Carcassés Caballero.

**Tutor:** Msc. Michel Rodríguez Ismar.

MOA, 2018  
“AÑO 60 DE LA REVOLUCIÓN”

## **PENSAMIENTO**

*“La educación es el arma más poderosa que tiene el hombre para crear una ética, para crear una conciencia, para crear un sentido del deber, un sentido de la organización de la disciplina, de la responsabilidad.”*

*Fidel Castro Ruz*



## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

Yo, Rolando Carcassés Caballero, el autor de este trabajo de diploma titulado: “Determinación de los parámetros de trabajo en la instalación semi-industrial del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa”, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, el cual podrá hacer uso del mismo para fines docentes y educativos que estime conveniente.

-----  
*Rolando Carcassés Caballero*

-----  
*Msc. Michel Rodríguez Ismar*

## **DEDICATORIA**

Quiero dedicar este trabajo a todos mis familiares, en especial a mis padres Marianela Caballero Lobaina, Ramón Carcassés Arcia, a mi padrastro Birley Romero Romero y a todos aquellos amigos que que a diario me rodean y a mis compañeros de aula.

## **AGRADECIMIENTOS**

Mis más sinceros agradecimientos a mi familia por brindarme su apoyo incondicional, a mi tutor por su colaboración y ayuda, a todos mis compañeros de aula, a todos aquellos que de una forma u otra contribuyeron con el aporte de la información necesaria para el desarrollo de este trabajo.

A todos los profesores que contribuyeron en mi formación como un futuro profesional

## RESUMEN

Se estudió el comportamiento de los parámetros tecnológicos, de diseño y funcionamiento de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Se realizaron experimentos de estrangulación con la válvula de descarga de la bomba, con el objetivo de obtener las curvas características del sistema para varios números de revoluciones, se tomaron mediciones de la caída de presión en un tramo recto de tubería horizontal y se compararon con los valores de los gradientes de presión obtenidos por esta vía con los valores teóricos de la metodología utilizada. Dentro de los principales resultados se encuentran las curvas características de la bomba centrífuga  $\mu$ G Carga-Capacidad, Potencia-Caudal, Rendimiento-Caudal para el transporte de agua cruda a temperatura de 26 °C. El análisis de la red de tuberías y accesorios junto con las curvas características arrojaron los puntos de operación del sistema de bombeo, encontrándose entre los rangos operacionales del mismo. Para las condiciones específicas establecidas en este estudio la metodología aplicada es efectiva, con un error relativo máximo inferior al 2 %, lo que demuestra la validez de la metodología aplicada.

## **SUMMARY**

The behavior of the technological parameters, design and operation of the semi-industrial hydrotransport installation of the Higher Metallurgical Mining Institute of Moa was studied. Strangulation experiments were carried out with the discharge valve of the pump, in order to obtain the characteristic curves of the system for several speed of rotation, measurements of the pressure drop were taken in a straight section of horizontal pipe and were compared with the values of the pressure gradients obtained in this way with the theoretical values of the methodology used. Among the main results were the characteristic curves of the centrifugal pump  $\Delta P$ -Load-Capacity, Power-Flow, Performance-Flow for the transport of water at temperature of 26 °C. The analysis of the network of pipes and fittings together with the characteristic curves showed the operating points of the pumping system, being among the operational ranges of the same. For the specific conditions established in this study, the applied methodology is effective, with a maximum relative error of less than 2 %, which demonstrates the validity of the applied methodology.

<b>TABLA DE CONTENIDOS</b>	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO 1. MARCO DE REFERENCIA DE LA INVESTIGACIÓN .....	5
1.1. Introducción .....	5
1.2. Revisión bibliográfica.....	5
1.3. Principales propiedades y características de los fluidos.....	9
1.4. Regímenes de flujo.....	13
1.5. Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema .....	15
1.6. Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa .....	16
1.6.1. Características del equipamiento actual de la instalación según la condición de diseño.....	18
1.7. Conclusiones del capítulo.....	20
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS.....	21
2.1. Introducción .....	21
2.2. Material.....	21
2.3. Propiedades del agua cruda.....	21
2.4. Deducción analítica de las curvas características de la bomba centrífuga $\mu G$ ...	21
2.5. Características de los elementos constructivos de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa .....	26
2.5.1. Características del tanque existente en la instalación semi-industrial de hidrotransporte .....	27
2.6. Metodología empleada para el cálculo hidráulico en la instalación semi-industrial de hidrotransporte .....	28
2.7. Análisis de las pérdidas de carga en tuberías .....	36
2.7.1. Influencia de la rugosidad de los tubos sobre el factor de fricción.....	37
2.8. Análisis experimental del gradiente de presión durante el transporte del agua cruda .....	39
2.9. Metodología de cálculo para el balance energético de una bomba centrífuga.....	40
2.10. Costo energético en el hidrotransporte de un m <sup>3</sup> de agua cruda en la instalación semi-industrial del ISMMM .....	42

2.11. Conclusiones del capítulo.....	43
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS .....	44
3.1. Introducción .....	44
3.2. Curvas características de la bomba centrífuga $\pi G$ .....	44
3.3. Análisis del sistema de bombeo de la estación semi-industrial de hidrotransporte para distintas condiciones de trabajo .....	50
3.3.1. Parámetros generales de la instalación, para las dos condiciones de trabajo del sistema .....	51
3.3.2. Resultados de los cálculos para el primer análisis de la instalación.....	51
3.3.3. Resultados de los cálculos para el segundo análisis de la instalación .....	58
3.4. Resultados de los cálculos del gradiente de presión.....	63
3.4.1. Comportamiento del Reynolds en función del factor de fricción.....	64
3.5. Valoración Económica .....	65
3.6. Conclusiones del capítulo.....	67
CONCLUSIONES GENERALES.....	68
RECOMENDACIONES .....	69
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	70
ANEXOS.....	73

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la industria minero-metalúrgica utiliza diversas formas de transportación de mineral, teniendo gran auge el transporte hidráulico, debido a la capacidad que tienen las bombas para el trasiego de fluidos hacia donde se desee transportar. A su vez, el crecimiento y perfeccionamiento de los procesos productivos están ligados con las mejoras de los equipos de bombeo y con un mejor conocimiento de su funcionamiento y explotación. El transporte de fluidos ha demostrado ventajas ante otros tipos de transportes, pero también presenta desventajas como son, su rápido deterioro y elevado consumo energético, fundamentalmente provocados por la cavitación y las vibraciones presentes en las bombas, lo que justifica una caracterización de estos fenómenos para minimizar los daños que ocasionan.

En el mundo actual que vivimos el transporte hidráulico por tubería tiene un papel esencial en el transporte de fluidos y en particular de pulpas, es así por su efectividad económica y ecológica teniendo en cuenta los otros tipos de transporte existentes. En esta forma de transporte el consumo de energía tiene que ver en su mayoría con las pérdidas de carga a lo largo del sistema de tubería y ésta, al mismo tiempo, depende del tamaño del conducto, su particularidad de trabajo y tecnología con la que fue fabricado, además del régimen de trabajo de la instalación y de las propiedades físico-mecánicas del material utilizado y de su cantidad a manipular.

Todos estos factores influyen en diferentes aspectos del sistema diseñado y cambian con mucha facilidad, e incurren a la vez, con otros valores tanto en los indicadores de economía como en la eficiencia del proceso tecnológico de la instalación. Si se desea investigar y mejorar el sistema de transporte de la suspensión conllevaría el análisis detallado de los factores que forman parte del proceso productivo.

En el Instituto Superior Minero Metalúrgico (ISMM) de Moa, existen áreas e instalaciones destinadas al estudio y comportamiento de los fluidos industriales, en especial del níquel, así como los elementos y equipos que componen dichas instalaciones. Dirigidos por profesores investigadores del área de la Mecánica de los Fluidos.

La instalación semi-industrial de hidrotransporte construida alrededor de los años 1985 y 1986 es una de estas áreas destinadas para la investigación y la docencia, la misma consta de bombas, tuberías, accesorios e instrumentación encargados de controlar los parámetros de funcionamiento de estos equipos para el bombeo de diferentes fluidos. Se dispone de un sistema de redes en circuito cerrado, en un caso se puede utilizar el sistema de bombeo con la descarga a la succión de la bomba y en otro caso se utiliza con la descarga directamente al tanque por el cual se trasiegan los fluidos en estudio (agua y pulpas principalmente). Esta instalación de prueba durante los últimos años se ha sometido a una reparación y modernización de su equipamiento tecnológico, para una mayor eficiencia y grado de confiabilidad de los estudios que se están realizando en la misma.

La instalación semi-industrial de hidrotransporte presenta las **deficiencias** relacionadas a continuación:

1. Insuficiente conocimiento de los parámetros de diseño de la estación de bombeo instalada, como son las curvas características de la bomba.
2. Insuficiente conocimiento de los parámetros de trabajo o de operación del sistema de bombeo teniendo en cuenta que se han sustituido diferentes tramos de tuberías por reparaciones.
3. Deterioro en la red eléctrica de la instalación.
4. No consta de un sistema de mantenimiento adecuado.

Esta instalación actualmente se utiliza para trabajos de pregrado, maestría y doctorado. Con vista a lograr resultados más confiables se ha incorporado un sistema de medición y control actualizado, que cuenta con un PLC o Autómata Programable con un software CITEC que se encarga de registrar las mediciones a través de un ordenador. En este caso se instalaron tomas de presión en diferentes puntos: una en la succión y otra en la descarga, con el objetivo de determinar las curvas características de la bomba, las otras tomas de presión se instalaron en un tramo recto de la tubería horizontal, con vista a comprobar la metodología de cálculo del gradiente de presión según el comportamiento reológico de los fluidos a manejar.

Igualmente a la instalación de bombeo se acopló un variador de velocidad, con el objetivo de regular eficientemente el flujo y poder comprobar diferentes condiciones de operación. Esto demuestra la necesidad de realizar un estudio verificativo actualizado de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa con agua cruda, ya que el análisis de este fluido sirve de base para estudios posteriores con otros fluidos de características reológicas distintas.

A partir de las deficiencias expuestas se declara como **situación problémica**:

Que en el sistema de bombeo actual de la instalación de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa debido a los cambios realizados de tuberías y accesorios se desconoce el punto de operación del mismo, además de que no se cuenta con las curvas características de la bomba, en este caso las curvas de Carga-Capacidad (H-Q), Potencia consumida por el motor y caudal (P-Q), además de otras como el rendimiento en función del caudal ( $\eta$ -Q).

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

Insuficiente conocimiento de los parámetros de funcionamiento del sistema de bombeo de la instalación semi-industrial para las nuevas condiciones de trabajo.

Se establece como **objeto** de la investigación:

Corrección de las curvas características de bombas centrífugas en el hidrotransporte de agua cruda.

El **campo de acción** de la investigación se enmarca en la obtención de las curvas características de una bomba centrífuga y el comportamiento del gradiente de presión por tuberías horizontales.

Dado el problema a resolver se plantea la siguiente **hipótesis**:

Realizando los ensayos en la instalación utilizando una válvula de estrangulación, en la descarga de la bomba, para varios números de revoluciones del motor, podemos obtener el comportamiento de las curvas características de la bomba como son: H-Q, P-Q,  $\eta$ -Q. Por último determinando la característica de la red, se pueden obtener diferentes puntos de operación del sistema de bombeo en función de estas curvas.

Se define como **objetivo** del trabajo:

Establecer los parámetros de trabajo: tecnológicos, de diseño y de funcionamiento de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

Para cumplir el objetivo central, se desarrollaron los siguientes **objetivos específicos**:

1. Obtener las curvas características de la bomba centrífuga de la instalación semi-industrial de hidrotransporte.
2. Determinar el punto de operación de la bomba para diferentes condiciones de trabajo en función de la característica de la red de tuberías y accesorios.
3. Determinar el gradiente de presión de forma experimental y teórica para el transporte de agua cruda en un tramo recto de tubería horizontal.

De acuerdo a los objetivos propuestos, se plantean las siguientes **tareas del trabajo**:

1. Revisión de las fuentes bibliográficas relacionadas con el tema.
2. Ensayos y monitoreo de las mediciones relacionadas a la obtención de las curvas características de la bomba.
3. Determinación del punto de operación de la bomba para diferentes condiciones de trabajo.
5. Validación de la metodología de cálculo del gradiente de presión en un tramo de tubería recta horizontal utilizando agua cruda.
6. Evaluación económica y medioambiental de los resultados de la investigación realizada en la instalación.

# CAPÍTULO 1. MARCO DE REFERENCIA DE LA INVESTIGACIÓN

## 1.1. Introducción

Los sistemas de hidrotransporte en las industrias juegan un papel fundamental, estos deben garantizar un aprovechamiento de los recursos naturales y disminuir el consumo de energía eléctrica para lograr una mayor eficiencia en el proceso productivo. Con el paso de los años se han realizado diferentes investigaciones sobre el tema, con el objetivo de implementar mejoras y garantizar una mayor calidad de los componentes de las instalaciones y sustituir las importaciones. El análisis de los trabajos precedentes permite detectar las insuficiencias en las investigaciones realizadas y proponer estrategias para investigar el comportamiento reológico de los diferentes fluidos aplicados en las instalaciones industriales. En tal sentido se declara como **objetivo del capítulo:** realizar una revisión bibliográfica mostrando fundamentos teóricos en la aplicación de la reología para la modelación y simulación de los parámetros de hidrotransporte de los fluidos en un tramo de tubería recto horizontal, en los sistemas de bombeo.

## 1.2. Revisión bibliográfica

El estudio de los fenómenos planteados (régimen laminar y turbulento), en ocasiones es denominado flujo de fluidos. Podemos decir que el estudio del flujo de fluidos es una mezcla de conocimientos prácticos sobre hidráulica (antigua), con estudios matemáticos en hidrodinámica de Euler y Reynolds (siglo XIX). Una forma importante de clasificar el movimiento de un fluido es a través de los llamados regímenes de flujo, lo que nos permite analizar características generales del flujo de un fluido.

Reynolds (1883) realizó un experimento con un equipo en el cual se encontraba una tubería llena de agua, una válvula cerrada y un recipiente graduado. El experimento consistió en abrir la válvula, y se dejó pasar determinadas cantidades de flujo, el cual se midió en el recipiente, además se dejó que se introdujera dentro de la corriente de agua un líquido coloreado, y se observó que se formaba una línea coloreada dentro del sistema, que la misma era continua para flujos bajos y que vibraba cuando se utilizaban a altos flujos (movimiento irregular del fluido). Entonces definió de forma arbitraria y

basada en la observación visual, tres clasificaciones de los fluidos: flujo laminar, flujo de transición, flujo turbulento (Méndez, 1984).

Para todos los fluidos, la naturaleza del mismo es gobernada por la importancia relativa de la viscosidad y las fuerzas inerciales. Para los fluidos Newtonianos en específico, el balance entre estas fuerzas se caracteriza por el valor del número de Reynolds. El valor generalmente aceptado del número de Reynolds para un flujo laminar estable de un fluido Newtoniano es 2 100. Para los fluidos independientes del tiempo, el valor del número de Reynolds crítico depende del tipo y grado del comportamiento no Newtoniano del fluido (Chhabra & Richardson 1999, 2008).

Cuando se requiere predecir el gradiente de presión para el flujo de pulpas en tuberías, la reología del fluido juega un importante rol, especialmente cuando incrementa la concentración de los sólidos en la pulpa. La relación del factor de fricción en función del número de Reynolds ( $f-Re$ ), es siempre aplicada al diseño de sistemas de tuberías, pero esto depende de los parámetros reológicos del fluido y la definición del número de Reynolds; en función del tipo de fluido no Newtoniano que sea usado.

Haldenwang *et al.* (2012) utilizando una correlación basado en las ecuaciones del número de Reynolds propuestas por Metzner & Reed (1955) y el número de Reynolds propuesto por Slatter & Lazarus (1993), demuestra que los mismos muestran los valores más bajos de errores en la comparación con los valores experimentales para todos los regímenes de flujo. Esto mostró que las ecuaciones pueden ser usadas para predecir la caída de presión para un 20 % de máximo error, utilizando pulpas con diferentes concentraciones en peso, caracterizándola como plástico Bingham.

Otros criterios se han propuesto en dependencia del modelo específico del fluido, mostrándose en las literaturas consultadas (Hanks 1963; Govier & Aziz 1982; Wilson 1996; Marlín 1997).

Análogamente, Slatter (1996) propuso un criterio para determinar el número de Reynolds con un fluido del tipo Herschel-Bulkley, delineando el régimen de flujo laminar y transición. Su argumento se afirma en el hecho de que las fuerzas inerciales y

viscosas en el fluido son determinadas solamente por la parte del fluido que se encuentra sometida a deformación, y excluyendo la proporción atribuible a la zona de fluido tapón, que se encuentra presente en el centro de la tubería. Las condiciones del flujo laminar dejan de existir cuando  $Re = 2\ 100$ . El cálculo de la velocidad crítica correspondiente a  $Re = 2\ 100$  requiere un procedimiento iterativo.

Como consecuencia, también se ha mostrado que mientras el régimen de flujo está en laminar a transición turbulenta a través de tuberías de diámetros pequeños es sencillamente no afectado por el valor del esfuerzo cortante, ambos parámetros de flujo como el índice ( $n$ ) y el esfuerzo cortante ( $\tau_w$ ) juegan un papel esencial a la hora de determinar el punto de transición cuando incrementa el diámetro de la tubería. Esto aparece cuando el gradiente de velocidad y el esfuerzo cortante actúan juntos para estabilizar el flujo, de ese modo, demorando la transición de las condiciones del flujo laminar. Estos resultados son confirmados con estudios teóricos y experimentales disponibles (Frigaard *et al.* 1994; Draad *et al.* 1998; Nouar & Frigaard 2001; Peixinho *et al.* 2005; Rudman & Blackburn 2006).

Como parece indicar en las investigaciones, existen varias ideas para delimitar el flujo laminar a transición turbulenta, quedando claro que todavía se necesitan investigaciones referentes en este tema. En investigaciones realizadas por Escudier & Presti (1996) utilizando una mezcla de agua y arcilla sintética clasificándola como un fluido Herschel-Bulkley, plantean en sus experimentos que la transición a flujo turbulento ocurre cuando  $Re = 3\ 400$ . Sin embargo otros autores (Rudman *et al.* 2006) sugieren que a medida que el índice de flujo  $n$  disminuye, el número de Reynolds aumenta. Sus experimentos indican que esa transición ocurre para un número de Reynolds modificado de 1300 y 3000.

Los experimentos de Slatter (1997; 1999a; 1999b; 2000) establecen un criterio simple solo para delimitar la transición como existen para los fluidos Newtonianos que son conducidos por tuberías utilizando un  $Re = 2\ 300$ , con una particularidad de que las investigaciones se realizan para diámetros pequeños de tuberías. Según Escudier *et al.* (2009), estos resultados fueron confirmados para otros tipos de fluidos con características pseudoplásticas.

Aunque se encuentren las condiciones de flujo turbulento en los sistemas hidráulicos, es frecuente el bombeo de fluidos no newtonianos como lodos, suspensiones de arcilla y carbón, pulpas industriales realizándose en régimen de flujo laminar y transición. Estos fluidos son usualmente transportados en el régimen de flujo turbulento en tuberías de diámetros grandes (Chhabra & Richardson 1999, 2008). Por consiguiente, muchas investigaciones se han realizado para desarrollar metodologías en la predicción de las pérdidas de presión por fricción en régimen de flujo turbulento por tuberías, especialmente con fluidos puramente viscosos que se ajustan a modelos pseudoplásticos, plásticos Bingham y Herschel-Bulkley. Excelentes artículos muestran estudios referentes al flujo turbulento de fluidos visco-elásticos, los mismos se encuentran disponibles en la literatura (Govier & Aziz 1982; Cho & Hartnett 1982; Sllin *et al.* 1982a; 1982b; Rurman *et al.* 2001; Rudman & Asis 2012).

De la misma manera como existen muchas ecuaciones para predecir el factor de fricción para fluidos Newtonianos en régimen de flujo turbulento, hay numerosas ecuaciones para los fluidos no Newtonianos independientes del tiempo; la mayoría de estas fueron basadas en consideraciones dimensionales combinadas con las observaciones experimentales (Govier & Aziz 1982; Heywood & Cheng 1984). Existe una preponderancia de correlaciones basada en los fluidos con comportamientos pseudoplásticos y adicionalmente algunas expresiones están disponibles para los fluidos plásticos Bingham (Tomita 1959; Wilson & Thomas 1985; Bartosik 2011).

El comportamiento del flujo es el resultado de interacciones complejas entre la dinámica del fluido, la reología y la ciencia de las partículas, y puede ir del flujo laminar simple de materiales homogéneos a flujos granulares donde los sólidos se llevan como una cama estacionaria.

Todas estas investigaciones realizan un gran esfuerzo por diseñar sistemas de tuberías y predecir el comportamiento de la suspensión basado en metodologías con las cuáles es difícil de tener éxito, sobre todo si se considera el escalado en estos sistemas. Sin embargo, modelos mecánicos que usan la reología de los fluidos y las propiedades de las partículas para predecir el comportamiento de la suspensión son utilizadas con

precisión para una variedad de tipos de materiales y regímenes de flujo.

Martínez (2009) y Laurencio (2007, 2012), mediante la determinación del comportamiento reológico y granulométrico, establecen métodos de cálculo para el hidrotransporte de las suspensiones del cieno carbonatado y el crudo mejorado 650. Mostrando correlaciones del gradiente de presión en función de la velocidad del fluido experimental y teóricamente, dando errores en la predicción de menos del 10 %.

Rodríguez (2017) realiza un estudio en la instalación de hidrotransporte de la planta de Espesadores de Pulpa, analizando las propiedades físico-mecánicas y reológicas de la pulpa laterítica, con el objetivo de determinar la caída de presión durante el hidrotransporte en régimen laminar en un tramo recto de tubería, proponiendo modelos de gradientes de presión, con errores en las predicciones menores en todos los casos del 10 %. El autor utiliza en su investigación diámetros de tuberías relativamente grandes (16 pulgadas) y encontrándose la pulpa en régimen laminar, ocasionándose la sedimentación de la pulpa.

La mayoría de las investigaciones precedentes abordan la fenomenología de los fluidos Newtonianos y no Newtonianos. Es importante que en cada análisis que se vaya a realizar con cualquier fluido que tenga un comportamiento no Newtoniano, un análisis previo con un fluido con características Newtonianas como el agua cruda, fluido este universal con el que se cuenta en grandes cantidades y es conocido su comportamiento hidráulico.

Por esta razón se propone realizar este trabajo investigativo auxiliándonos de una instalación semi-industrial, con el objetivo de determinar en correspondencia con las propiedades del agua cruda, los parámetros de hidrotransporte (gradientes de presión requeridos para lograr flujos volumétricos) y determinar los diferentes puntos de operación del sistema de bombeo utilizando las curvas características.

### **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 (Pa·s) o también newton segundo por metro cuadrado (N·s/m<sup>2</sup>), o sea Kilogramo por metro segundo (kg/m·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<sup>2</sup>/s). La unidad CGS correspondiente, es el stoke (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), 10<sup>-2</sup> stoke, que es el submúltiplo más utilizado.

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

**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<sup>3</sup> se denota por  $\rho$  (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.

**Radio hidráulico:** a veces se tienen conductos con sección transversal que no son circulares. Para calcular el número de Reynolds en estas condiciones, el diámetro circular es sustituido por el diámetro equivalente (cuatro veces el radio hidráulico).

$$Rh = \frac{A_{\text{conducto}}}{P_{\text{mojado}}} \quad (1.5)$$

Donde  $Rh$  es el radio hidráulico, y está en función del área del conducto ( $A_{\text{conducto}}$ ) y el perímetro mojado ( $P_{\text{mojado}}$ ).

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.

Entre estos valores está la zona denominada crítica o de transición. (Reza, 2000).

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (1.6)$$

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; estos 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 solo 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:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \mu}{d \cdot v \cdot \rho} \quad (1.7)$$

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:

$$h_f = \frac{f \cdot L \cdot v^2}{D \cdot 2g} \quad (1.8)$$

Donde  $h_f$  pérdida de presión,  $f$  es el factor de fricción,  $L$  longitud del conducto,  $v$  velocidad,  $D$  diámetro de la tubería y  $g$  aceleración de la gravedad.

Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión en  $N/m^2$  (pascal), sustituyendo las unidades correspondientes de la manera siguiente:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot D} \quad (1.9)$$

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

$$\Delta P = 32000 \cdot \frac{\mu \cdot L \cdot v}{d^2} \quad (1.10)$$

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 ( $\varepsilon$ ) 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 presentó 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.

#### 1.4. Regímenes de flujo

Como parte de la dinámica de un fluido dentro de una tubería, se puede observar que, cuando los fluidos poseen viscosidad, existe un rozamiento interior que origina tensiones tangenciales entre las capas del fluido. Este fenómeno origina que los fluidos bajo determinadas condiciones, pueden estar en régimen laminar, turbulento o transitorio. Como se ha especificado anteriormente para determinar dentro de que régimen se encuentra un fluido se utiliza el número de Reynolds, que es la relación que existe entre la fuerza inercial y la fuerza viscosa, y se define mediante (López 2014) la siguiente ecuación 1.11:

$$Re = \frac{\rho \cdot \langle v \rangle \cdot D}{\mu} \quad (1.11)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del fluido ( $Kg/m^3$ ),  $\langle v \rangle$  la velocidad promedio ( $m/s$ ),  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido ( $Pa \cdot s$ ) y  $D$  el diámetro interior de la tubería ( $m$ ).

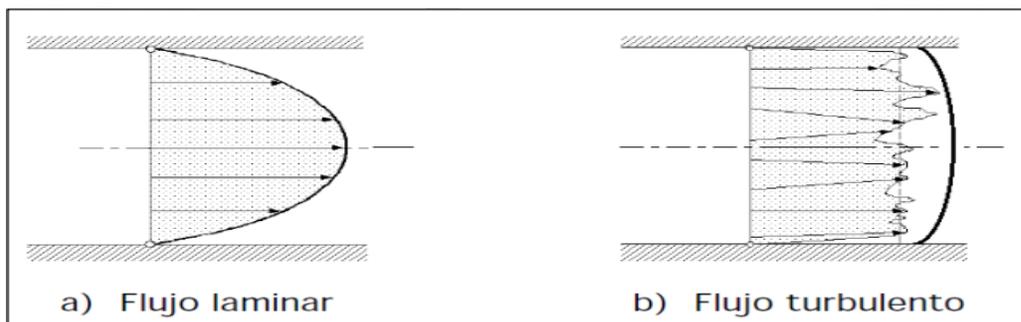
#### Régimen Laminar

Se entiende por régimen laminar, al movimiento de un fluido cuando se mueve en

láminas paralelas y cada partícula del fluido sigue una trayectoria ordenada, llamada línea de corriente. Este régimen es típico a bajas velocidades o viscosidades altas. El perfil de velocidades para este régimen es bastante pronunciado, como se ve en la figura 1.1a, donde la velocidad de las capas adheridas a las paredes será nula, mientras que en el centro la velocidad es mucho mayor, formando un perfil tipo paraboloide (Garcell *et al.* 2011; López 2014).

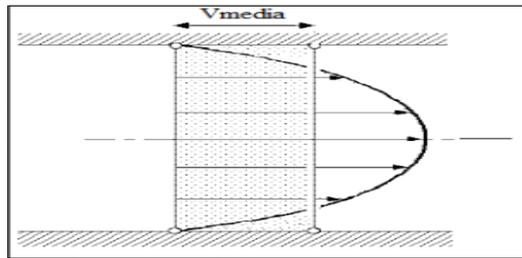
### **Régimen turbulento**

Este régimen es mucho más común que el anterior en sistemas hidráulicos y se caracterizan en que las partículas viajan en forma caótica, formando pequeños remolinos. De esta manera, las capas se entrecruzan sin conservar su individualidad, entonces si se mide la velocidad instantánea en varios puntos de una sección, se observa que varía tanto en magnitud como en dirección sin ninguna regularidad, como se ve en la figura 1.1b, lo mismo sucederá con la presión (Garcell *et al.* 2011; López 2014).



**Figura 1.1** Regímenes de flujo (Fernández 2002; López 2014).

Tanto para el caso de flujo laminar o turbulento se definen valores medios de velocidad y presión, que generan un régimen ficticio que se conoce como movimiento o régimen medio, como se muestra en la figura 1.2. Este modelo no es aplicable a zonas próximas a las paredes, donde prevalece la teoría de la capa límite (López 2014).



**Figura 1.2** Régimen medio de flujo (Fernández 2002; López 2014).

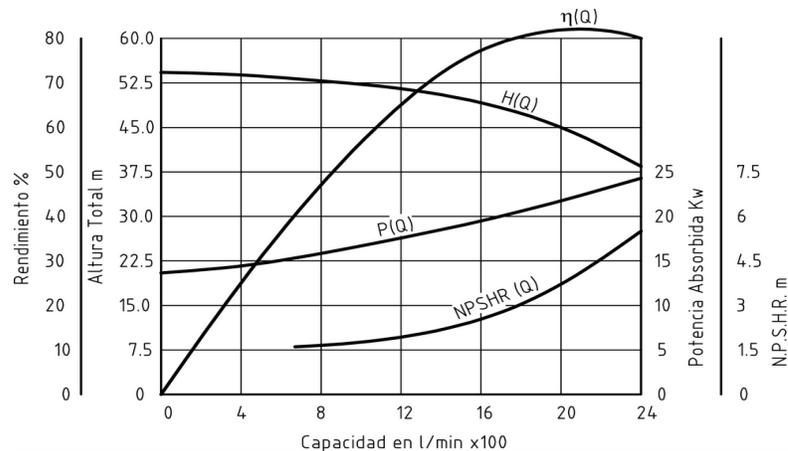
### **Régimen de transición**

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2 100 y turbulento si el número de Reynolds es superior a 4 000. Entre estos dos valores está la zona denominada “crítica”, donde el régimen de flujo es impredecible, pudiendo ser laminar, turbulento o de transición, dependiendo de muchas condiciones con posibilidad de variación. La experimentación cuidadosa ha determinado que la zona laminar puede acabar en números de Reynolds tan bajos como 1200 o extenderse hasta los 40 000 (Reza 2000); pero estas condiciones no se presentan en la práctica.

### **1.5. Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema**

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 el equipo de bombeo y con un mejor conocimiento de como funcionan las bombas y cómo se deben aplicar. Las bombas centrífugas constituyen no menos del 80% de la producción mundial de bombas, porque es la más adecuada para manejar más cantidad de líquido que la bomba de desplazamiento positivo, (Karassik, 1982).

Cada curva corresponde a una determinada velocidad de rotación y un diámetro de impulsor.

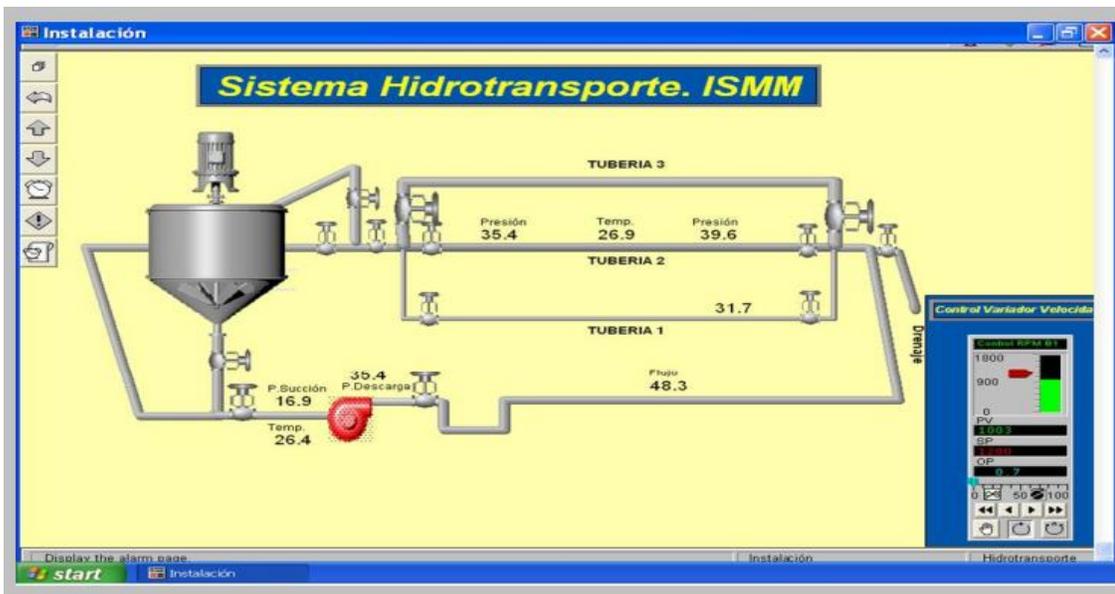


**Figura 1.3** Curva característica de las bombas centrífugas, Gamboa (2017).

La curva característica representa el comportamiento de la bomba bajo diferentes condiciones de trabajo, las cuales son definidas por la altura total del sistema contra el cual está trabajando, es decir, por el punto de intersección de las curvas de la bomba y del sistema.

### 1.6. Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa

La función fundamental de la instalación de hidrotransporte es su utilización como laboratorio de la asignatura de Mecánica de los Fluidos, con el objetivo de estudiar varios fluidos en movimiento a través de un sistema de red de tuberías y equipos conectados en paralelo, donde las líneas de descarga independientes de ambas bombas van hacia una línea de transporte común. La instalación está dotada de equipos, dispositivos eléctricos y accesorios mecánicos, que permiten realizar corridas de agua y pulpa para llevar a cabo investigaciones científicas, permitiendo hacer mediciones de diferentes variables como: presión, temperatura, densidad, nivel y flujo, registrando sus valores para un mejor análisis del proceso, según se muestra en la figura 1.4 se presenta un esquema de la instalación.



**Figura 1.4** Esquema de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM.

La misma cuenta con:

- Un tanque con un volumen de  $5,187 \text{ m}^3$  en el que se deposita el material a transportar.
- Un agitador para homogenizar la mezcla.
- Una moto bomba centrífuga  $\mu\text{G } 126/25$  que es la encargada de bombear el fluido de forma continua.
- Un motor reductor que es el que mueve el agitador.

La instalación semi-industrial está compuesta por una tubería DN 100, de longitud recta de 75 m, nueve codos de 90 grados DN 100 estándar, dos codos DN 150 de 90 grado estándar en la tubería trasera que se utiliza en la investigación, nueve válvulas de compuerta DN 100, emplantillada clase 150 lb, donde la mayoría de ellas son de vástago elevable con rosca externa y solo una en la descarga al tanque que tiene el vástago no elevable con rosca interna y tres válvulas de la misma clase y denominación DN 150 en la tubería trasera y en la salida del tanque, cuatro válvulas de globo DN 60 de la misma clase y una válvula de bola DN 32 además se cuenta con una válvula de venteo, un reducido y cuatro ensanchamientos, diez acoplamientos de platillos. La instalación también cuenta con dos Y y siete T. Además cuenta con instrumentación de

control y medición actualizados como son toma de presión en los puntos sensores capacitivos en diferentes puntos de la instalación, en la succión y salida de la bomba, en los tramos de tuberías de diámetro DN 150 donde están separados por longitudes de tubos de hasta 15,4 m respectivamente, con el objetivo de determinar las pérdidas hidráulicas; con el fin de medir la temperatura se instalaron termo-resistencias PT-100 con convertidores incorporados en el cabezote que convierten la señal de ohmiaje a corriente de 4 a 20 mA, se utilizó un flujómetro magnético para conocer la cantidad de material que circula por la tubería; se montó un medidor de nivel por radar, para mantener una determinada cantidad de material dentro del tanque, mientras se realiza la corrida; además un densímetro, para medir la densidad con diferentes porcentos de sólidos. Las mediciones realizadas llegan a un autómata programable Simatic S7 300, (Anexo 1), el cual se encarga de procesar los datos y enviarlo por una red de comunicación Ethernet a una PC, donde se visualizan y registran por medio de un Software de Scada Citect. Al concluir la corrida se limpia la instalación en circuito abierto mediante la válvula de drenaje.

### **1.6.1. Características del equipamiento actual de la instalación según la condición de diseño**

#### **Grupo Motor-Bomba:**

Motor-Bomba лG de arena.

Caudal: 160 m<sup>3</sup>/h

Altura: 40 m

Altura neta de succión positiva requerida (NPSH)<sub>r</sub>= 5 m

Eficiencia: 56 %

Velocidad de rotación 1740 rev/min

Zona de utilización de la bomba: 80-175 m<sup>3</sup>/h del caudal.

Densidad de la pasta admisible (en servicio nominal) 1,7 kg/dm<sup>3</sup>.

#### **Transmisión:**

Motor eléctrico de tipo 4A225 U4T2 N<sup>0</sup> de fábrica 3315. Electromotores asincrónicos de jaula de ardilla serie 4 A.

Potencia... 55 kW

Tensión....440 V

Frecuencia....60 Hz

Dimensiones principales y peso:

Impulsor: Diámetro exterior 354 mm

Ancho del alabe del impulsor en aspiración: 35 mm

**Diámetro de la tubuladura:**

Aspiración.....260 mm

Entrada....235 mm

De presión....245 mm

**Dimensiones exteriores del grupo eléctrico:**

Longitud...2010 mm

Ancho.....768 mm

Alto....890 mm

Peso del grupo eléctrico de la bomba 1 050 kg.

**Resultados de pruebas:**

En la tabla 1.1 la bomba ha sido probada por la prueba de resistencia y hermeticidad bajo presión de prueba de 60 MPa. El rodaje de la bomba ha sido probado durante el funcionamiento con agua en el régimen normal durante 60 min.

**Tabla 1.1** Control de caudal-volumen y carga.

Pruebas	1	2	3
Caudal-volumen (m <sup>3</sup> /h)	80	160	180
Carga (m)	49,6	42	40,4

Las bombas centrífugas de arena πG están destinadas a bombear hidromezclas (agua con arena, grava, productos de flotación de mena) de pH=6 a 8, con la temperatura no más que 60 °C. Según catálogo facilitado por el fabricante. "Grupo Eléctrico de Bomba πG". Certificado πG 160/40–cn-T2. Catálogo: Las Bombas de Arena πG" Descripción técnica e instrucciones para explotación. En el (Anexo 2) se da una descripción de la instrumentación existente en la instalación experimental.

## **1.7. Conclusiones del capítulo**

1. Se hace referencia en general, a la teoría y la experimentación existente sobre el transporte de fluidos Newtonianos y no Newtonianos.
2. Se realiza una revisión bibliográfica referente a la obtención de las curvas características de una bomba centrífuga y los factores hidráulicos en un sistema de tuberías.
3. De acuerdo a la revisión bibliográfica es necesario un estudio actualizado en la instalación semi-industrial de hidrot transporte, ya que es necesario conocer las curvas características de la bomba instalada.

## CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Introducción

Los conocimientos acerca del comportamiento y propiedades de los fluidos permiten seleccionar métodos más apropiados y económicos relacionados con el hidrotransporte de estos, además de la correcta selección de los modelos matemáticos en la evaluación técnica del fluido a transportar, nos permitirá determinar sucesivamente los parámetros de trabajo de la instalación de bombeo.

En tal sentido **el objetivo** del capítulo es: establecer la metodología de cálculo con vista a determinar la característica de la red del sistema de tuberías y accesorios, y obtener el punto de operación del sistema de bombeo, que describa el comportamiento según las propiedades de hidrotransporte del agua cruda a escala semi-industrial.

### 2.2. Material

Para determinar las curvas características de la bomba centrífuga de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa y los parámetros de funcionamiento del sistema de tuberías se utiliza agua cruda a una temperatura ambiente de 26 °C.

### 2.3. Propiedades del agua cruda

Las propiedades del agua se dan a partir de la temperatura de trabajo que se va a analizar en la instalación (Reza 2000). En la tabla 2.1 se muestran estas propiedades.

**Tabla 2.1.** Propiedades del agua cruda.

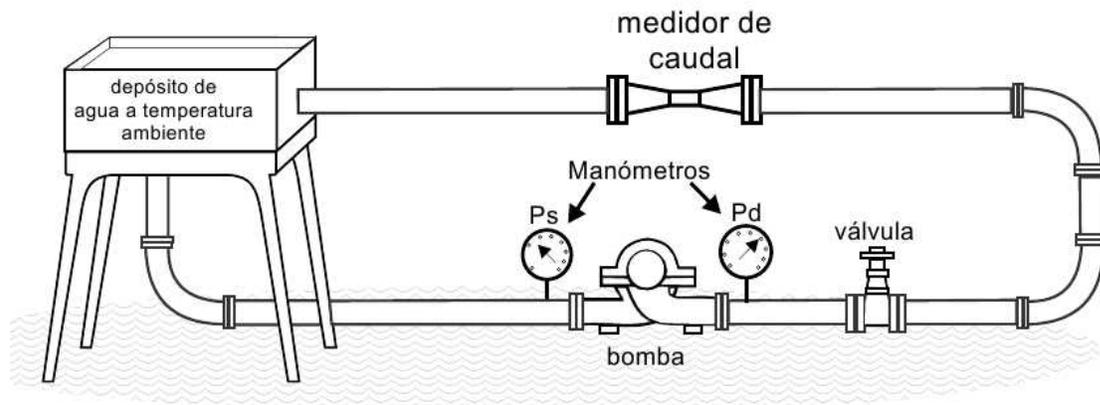
Temperatura en estado normal T(°C)	26
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	996,7
Viscosidad dinámica (Pas)	0,0007983
Peso específico (N/m <sup>3</sup> )	9777,6

### 2.4. Dedución analítica de las curvas características de la bomba centrífuga лG

Son muchos los problemas que pueden venir asociados a una bomba centrífuga y el tratar de resolverlos de la manera más eficientemente posible pasa, primeramente, por conocer de manera exacta y precisa si la bomba está funcionando dentro de los

parámetros para los cuales fue diseñada, es decir, el punto en el cual se encuentra trabajando. En el manual de la bomba se encuentran las diversas curvas asociadas a la bomba y, por supuesto, el punto de trabajo en el cual debemos mantener a nuestra bomba para que funcione como está previsto. El conocimiento y buena interpretación que tengamos de estos gráficos nos aportará la información necesaria para una correcta toma de decisión a la hora de resolver nuestro problema (Martínez & Riaño 2018).

Para la obtención de las curvas de una bomba se construyen bancos de prueba y ensayos equipados con todo lo necesario para ello. De una manera muy simplificada se pueden ver como son estos en la siguiente figura 2.1:



**Figura 2.1** Esquema simplificado de un banco de ensayos.

Se deben monitorizar las presiones de aspiración e impulsión de la bomba, debe existir un medio de regulación del caudal de salida de la bomba y, por supuesto, los medios necesarios para la medición del caudal que suministra la bomba. Por otro lado se conocerán los datos físicos de la instalación como velocidad del impulsor, diámetro de este, altura neta disponible en la aspiración, entre otros. El fluido bombeado será agua a temperatura ambiente.

Se considera  $P_s$  la presión en la brida de aspiración de la bomba y  $P_d$  la presión en la brida de impulsión. Primeramente se arranca la bomba con la válvula de descarga totalmente cerrada, es decir  $Q=0$ , obteniéndose la presión entregada por la misma, que será la presión de descarga  $P_d$  menos la presión de aspiración  $P_s$ . Con esta presión

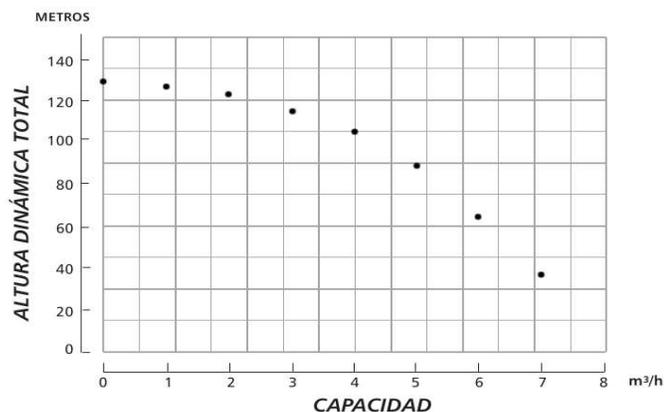
diferencial y siendo  $\gamma$  el peso específico del líquido bombeado (agua a temperatura ambiente), se obtiene la altura manométrica entregada por la bomba en metros de columna líquida a través de la fórmula 2.1:

$$H = \frac{P_d \cdot P_s}{\gamma} \quad (2.1)$$

Donde  $\gamma$  es el peso específico del fluido ( $N/m^3$ ),  $P_d$  la presión de descarga ( $Pa$ ),  $P_s$  es la presión en la brida de impulsión ( $Pa$ ).

Esta altura, conocida normalmente como altura “shut-off”, es la altura desarrollada por la bomba con caudal nulo  $Q_0$ , la que se denomina  $H_0$ . Seguidamente se abre parcialmente la válvula reguladora de caudal obteniendo un nuevo valor en el transmisor de caudal  $Q_1$ , igualmente las nuevas presiones a la entrada y salida de la bomba. Después se puede calcular el nuevo valor para la altura desarrollada por la bomba que se denomina  $H_1$ . Se abre un poco más la válvula, obteniéndose un nuevo caudal  $Q_2$  y una altura  $H_2$  de la misma forma anteriormente descrita.

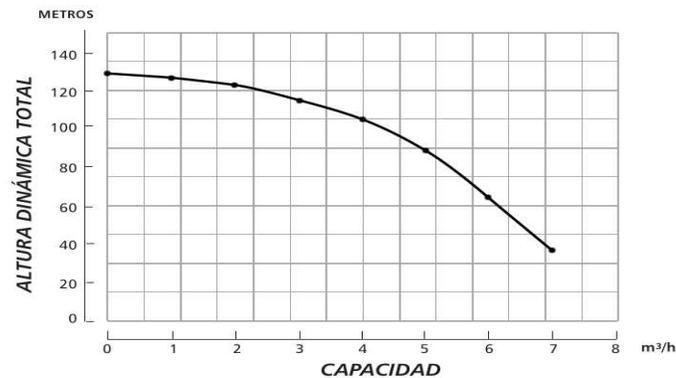
Si se realiza el proceso varias veces, se obtiene una serie de puntos que nos ayudarán a graficar la primera curva característica de la bomba. En el eje de abscisas los valores correspondientes de caudal y en el eje de ordenadas los correspondientes a las alturas manométricas se obtiene la siguiente figura 2.2.



**Figura 2.2** Puntos obtenidos sobre una gráfica Q-H.

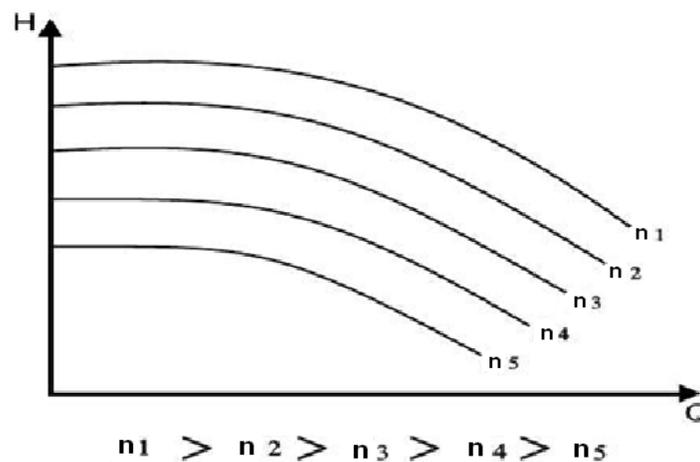
Con todos estos puntos se traza una curva Q-H característica de la bomba ensayada, para una velocidad de giro constante y diámetro de impulsor determinado. Esta curva

(figura 2.3) facilita determinar la altura manométrica total  $H$ , suministrada por la misma, cuando se bombea un caudal  $Q$  determinado.



**Figura 2.3.** Curva Q-H de una bomba centrífuga.

Se debe tener en cuenta que esta curva así obtenida es sólo para un número de revolución del motor de la bomba, si se usa otro número de revoluciones del motor, la curva obtenida será distinta. Normalmente, en una bomba se puede variar la velocidad angular del motor si se emplea un variador de velocidad, así, el fabricante debería suministrar junto con la bomba, no una curva, sino una familia de curvas en función de las características de la misma como se muestra en la siguiente figura 2.4.

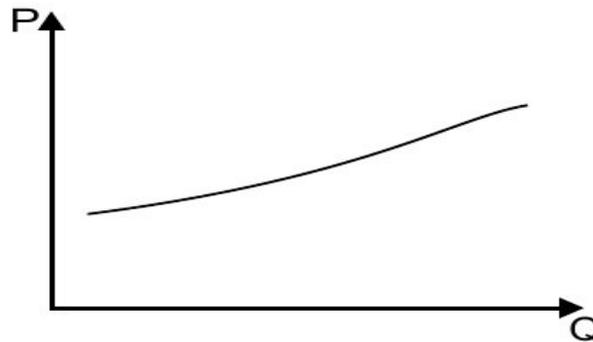


**Figura 2.4** Familia de curvas Q-H.

Igualmente, se puede conocer en todo momento el consumo del motor que acciona la bomba centrífuga, monitorizándolo sobre el armario eléctrico con los instrumentos de

medida adecuados. Así, se tiene la potencia consumida por la bomba P. De esta forma, se puede obtener la curva de potencia consumida P en función del caudal suministrado Q. Trasladando todos estos puntos sobre los ejes de coordenadas se obtiene una nueva gráfica, en el eje de abscisas se representan los valores del caudal Q y en el eje de ordenadas los valores de la potencia consumida P.

La siguiente figura 2.5 muestra cómo se representa la curva de potencia en función del caudal.



**Figura 2.5** Curva de potencia consumida P en función del Q.

En el caso de las bombas centrífugas de flujo radial, la potencia aumenta continuamente con el caudal. El motor deberá estar dimensionado para que su potencia cubra todo el rango de caudales Q a utilizar con la bomba. En sistemas con alturas variables en los que el caudal es regulado mediante una válvula, hay que verificar que, para grandes caudales existen alturas manométricas mínimas (recordar la forma de la curva Q-H) la potencia suministrada por el motor debe ser mayor que la potencia consumida P por la bomba, esto evita sobrecargas.

Otra curva muy habitual es la que muestra la variación del rendimiento (figura 2.6) de la bomba en función del caudal Q. Primeramente, expresar que la potencia hidráulica  $P_h$  es el trabajo útil realizado por la bomba centrífuga por unidad de tiempo, es decir viene dada por la expresión 2.2:

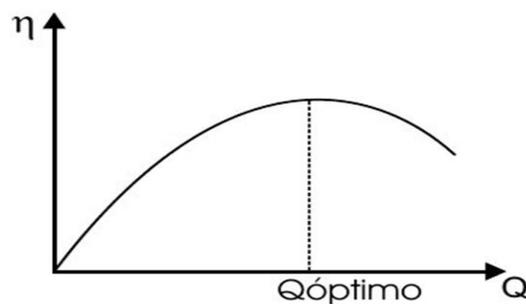
$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (2.2)$$

En donde  $\gamma$  es el peso específico del líquido bombeado,  $Q$  es el flujo volumétrico de la bomba ( $m^3 / s$ ),  $H$  la presión manométrica. Esta potencia hidráulica no es igual a la

potencia consumida por la bomba ya que existen pérdidas debidas a rozamientos. Por tanto, podemos expresar que el rendimiento es el cociente entre la potencia hidráulica y la potencia consumida como se muestra en la siguiente ecuación 2.3:

$$\eta = \frac{P_h}{P} \quad (2.3)$$

El rendimiento es el cociente entre dos potencias que conocemos y que son función del caudal Q, por tanto, estamos en disposición de trazar una curva más, la del rendimiento en función del caudal Q. La cual tiene la forma mostrada en la siguiente figura 2.6.



**Figura 2.6** Curva de rendimiento de una bomba centrífuga.

Donde Q óptimo es el punto de mejor eficiencia de la bomba para el diámetro de rodete y velocidad considerados en el ensayo.

## **2.5. Características de los elementos constructivos de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa**

Considerando que las tuberías existentes en la instalación son estándar (STD).

- **Líneas fundamentales (diámetros interiores):**

**Diámetros en la impulsión de la bomba πG 126/25:**

Diámetro de la tubería de impulsión predominante (102 mm).

Diámetro de la tubería del flujómetro (102 mm).

Diámetro equivalente del conducto rectangular de drenaje al tanque (537 mm).

**Diámetros en la succión de la bomba πG 126/25:**

Diámetro de la tubería de succión (102 mm).

Diámetro de la tubería de la salida del tanque (154 mm).

- **Longitudes de tuberías:**

**Longitudes en la succión de la bomba πG 126/25:**

Longitud de la tubería de succión DN 100 (2,115 m).

Longitud de la tubería de salida del tanque de DN 150 (1,360 m).

Longitud total de la tubería de succión (3,475 m).

**Longitudes en la impulsión de la bomba πG 126/25:**

Longitud de la tubería de impulsión de DN 100 (31,30 m) con la descarga en la succión de la bomba.

Longitud de la tubería de impulsión de DN 100 (28,75m) con la descarga al tanque.

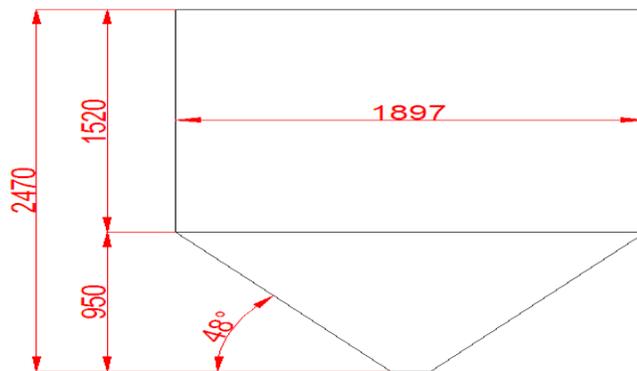
Longitud del conducto rectangular de drenaje al tanque de diámetro equivalente 537 (1,610 m).

Longitud de la tubería de impulsión de DN 150 (27,69 m) con la descarga en la succión de la bomba.

Longitud de la tubería de impulsión de DN 150 (25,16 m) con la descarga al tanque.

**2.5.1. Características del tanque existente en la instalación semi-industrial de hidrotransporte**

El tanque está compuesto por un cilindro y un cono como se muestra en la figura 2.7:



**Figura 2.7.** Tanque de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

El cálculo del volumen del tanque se realiza por la siguiente ecuación 2.4:

$$V_{\text{tanque}} = V_{\text{cilindro}} + V_{\text{cono}} \quad (2.4)$$

Donde:

$V_{cilindro}$  - volumen del cilindro, (m<sup>3</sup>);

$V_{cono}$  - volumen del cono, (m<sup>3</sup>).

El volumen del cilindro se calcula por la siguiente ecuación 2.5:

$$V_{cilindro} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \quad (2.5)$$

Donde:

$d$  - diámetro del cilindro, (m).

$h$  - altura del cilindro, (m).

El cálculo del volumen del cono se plantea por la siguiente ecuación (2.6):

$$V_{cono} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot h \quad (2.6)$$

Donde:

$r$  - radio del cono, (m);

$h$  - altura del cono, (m).

## **2.6. Metodología empleada para el cálculo hidráulico en la instalación semi-industrial de hidrotransporte**

Obtenidos los parámetros para las condiciones actuales de la bomba instalada se calculan las pérdidas para un caudal controlado de 160 m<sup>3</sup>/h, que es el establecido por diseño del grupo motor bomba.

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 2.7 que se muestra a continuación:

$$v_m = \frac{Q}{A} \quad (2.7)$$

Donde:

$v_m$  - velocidad media, (m/s);

$Q$  - caudal transportado por las bombas, (m<sup>3</sup>/s);

$A$  - área de la sección transversal de la tubería, m<sup>2</sup>.

La determinación del área de la sección circular de la tubería por donde circula el fluido, se puede realizar según la expresión 2.8:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2.8)$$

Donde:

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

Para el caso del rectángulo según la canal de descarga al tanque, el área se calcula por la siguiente expresión 2.9:

$$A = l \cdot a \quad (2.9)$$

Donde:

$l$  - largo, (m);

$a$  - ancho, (m).

### **Cálculo del número de Reynolds**

El número de Reynolds ( $Re$ ), que permite establecer el régimen de trabajo según la naturaleza reológica del fluido, se determina por la ecuación 2.10:

$$R_e = \frac{v \cdot D \cdot \rho_p}{\mu_p} \quad (2.10)$$

Donde:

$\mu_p$  - viscosidad plástica del fluido, ( $Pa \cdot s$ );

$\rho_p$  - densidad de la pulpa, ( $kg/m^3$ );

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

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

Para el cálculo del número de Reynolds en el tramo del conducto rectangular se calcula el diámetro equivalente por la siguiente ecuación 2.11:

$$D_{eq} = 4 \cdot R_H \quad (2.11)$$

Donde:

$R_H$  - radio hidráulico, (m).

En el caso del radio hidráulico se calcula teniendo en cuenta la superficie de la sección

transversal de la vena líquida entre el perímetro mojado.

Para el cálculo del perímetro mojado, se debe calcular primeramente el perímetro del conducto por la siguiente ecuación 2.12:

$$P = 2L + 2a \quad (2.12)$$

Donde:

$L$  - Largo del conducto, (m);

$a$  - Ancho del conducto, (m).

Teniendo el perímetro del conducto se puede calcular el perímetro mojado por la siguiente ecuación:

$$P_{\text{mojado}} = (0.4 \dots 0.6) \cdot P \quad (2.13)$$

Donde:

$P$  - Perímetro del conducto, (m);

$P_{\text{mojado}}$  - Perímetro mojado, (m).

### **Cálculo del factor de fricción**

Para el cálculo del factor de fricción se determina auxiliándose por el diagrama de Moody (Reza 2000), para tuberías rugosas según el número de Reynolds.

### **Cálculo de las pérdidas por rozamiento en las tuberías**

#### **En la impulsión para la descarga a la succión de la bomba:**

- El cálculo de las pérdidas por rozamiento en la tubería de impulsión  $h_1$  (m) (Nekrasov 1968) , está dado por la siguiente ecuación:

$$h_1 = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.14)$$

Donde:

$f$  - 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).

$g$  - aceleración de la gravedad (9,81m/s<sup>2</sup>).

- Cálculo de las pérdidas locales en la tubería de impulsión  $h_2$  (m), (Nekrasov 1968) dado por la siguiente ecuación 2.15:

$$h_2 = \xi_t \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.15)$$

Donde:

$\xi_t$ - Sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales para accesorios y las tuberías comerciales nuevas, de acero, con flujo en la zona de total turbulencia (Reza, 2000).

La sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales se calcula por la siguiente ecuación 2.16, teniendo en cuenta los accesorios existentes en el sistema de tuberías:

$$\xi_t = 2\xi_{val} + 9\xi_{codo} + \xi_{yee} + \xi_{tefde} + \xi_{ens} \quad (2.16)$$

En la siguiente tabla 2.2 se muestran los valores de los coeficientes de pérdida locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías.

**Tabla 2.2.** Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de DN 100.

Accesorios en la línea de Impulsión de DN 100	Cantidad	Coeficiente de resistencia $\xi$
Válvula de compuerta DN 100	2	0,136
Codo 90° DN 100	9	0,51
Ye DN100	1	0,5
Te flujo desviado a 90°	1	1,02
Ensanchamiento	1	0,25

Las pérdidas totales en ese tramo de tubería y accesorios se calculan por la siguiente ecuación:

$$h = h_1 + h_2 \quad (2.17)$$

En la tabla 2.3 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías.

**Tabla 2.3.** Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de DN 150.

Accesorios en la línea de Impulsión de DN 150	Cantidad	Coeficiente de resistencia $\xi$
Válvula de compuerta DN 150	2	0,136
Codo 90° DN 150	2	0,51
Te flujo desviado a 90°	1	1,02

Teniendo en cuenta que la sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales en la línea de DN 150 varía con relación a la línea de DN 100, se calcula este coeficiente por la ecuación 2.18.

$$\xi_t = 2\xi_{val} + 2\xi_{codo} + \xi_{tefde} \quad (2.18)$$

Las pérdidas totales en la tubería de impulsión se calculan por la siguiente ecuación:

$$h_{imp} = h_{100} + h_{150} + h_{537} \quad (2.19)$$

Donde:

$h_{100}$  - Pérdidas totales en la tubería de DN 100, m;

$h_{150}$  - Pérdidas totales en la tubería de DN 150, m;

$h_{537}$  - Pérdidas totales en el conducto rectangular, m.

### **En la succión de la bomba:**

- Cálculo de las pérdidas por rozamiento en la tubería de succión (m), (Nekrasov 1968) por la siguiente ecuación 2.20:

$$h_1 = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.20)$$

Donde:

$f$  - 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).

$g$  - aceleración de la gravedad (9,81m/s<sup>2</sup>).

- El cálculo de las pérdidas locales en la tubería de succión en metros de columna líquida se realiza por la siguiente ecuación, (Nekrasov 1968):

$$h_2 = \xi_t \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.21)$$

Donde:

$\xi_t$  - Sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales para accesorios y las tuberías comerciales nuevas, de acero, con flujo en la zona de total turbulencia (Reza, 2000).

La sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales en la succión de la bomba se calcula por la ecuación 2.22, teniendo en cuenta los accesorios existentes en el sistema de tuberías.

$$\xi_t = \xi_{val} + \xi_{refle} + \xi_{salida} + \xi_{csal} \quad (2.22)$$

$\xi$  - Coeficientes de pérdidas locales para las tuberías comerciales nuevas, de acero, con flujo en la zona de total turbulencia. (Reza, 2000).

En la tabla 2.4 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías perteneciente a la línea de DN 150.

**Tabla 2.4.** Coeficientes de pérdidas locales para la línea de succión de DN 150.

Accesorios en la línea de Succión de DN 150	Cantidad	Coeficiente de resistencia $\xi$
Válvula de compuerta DN 150	1	0,3
Te flujo desviado 90 <sup>0</sup>	1	0,9
Ensanchamiento	1	0,51
Coeficiente a la salida del tanque	1	0,51

- Las pérdidas totales en ese tramo de tubería y accesorios se calculan por la siguiente ecuación 2.23:

$$h = h_1 + h_2 \quad (2.23)$$

Para la línea de DN 100 se utilizan las mismas ecuaciones con estas consideraciones.

En el caso de la sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales para accesorios y tuberías comerciales nuevas, de acero, con flujo en la zona de total turbulencia se utiliza la siguiente ecuación 2.24:

$$\xi_t = \xi_{val} + \xi_{refle} + \xi_{codo} \quad (2.24)$$

En la tabla 2.5 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías perteneciente a la línea de DN 100.

**Tabla 2.5.** Coeficientes de resistencia para la línea de succión de DN 100.

Accesorios en la línea de Succión de DN 100	Cantidad	Coeficiente de resistencia $\xi$
Válvula de compuerta DN 100	1	0,136
Te flujo desviado 90 <sup>0</sup>	1	1,02
Codo 90 <sup>0</sup> DN 100	1	0,51
Ensanchamiento	1	0,25

Posteriormente se calculan las pérdidas totales en la tubería de succión de la bomba por la siguiente ecuación:

$$h_{suc} = h_{150} + h_{100} \quad (2.25)$$

El cálculo de las pérdidas totales dinámicas para la condición de trabajo planteada, se determinan mediante la ecuación 2.26.

$$h_{din} = h_{imp} + h_{suc} \quad (2.26)$$

**En la impulsión para la descarga al tanque:**

En la tabla 2.6 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías perteneciente a la línea de DN 100.

**Tabla 2.6.** Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de DN 100.

Accesorios en la línea de Impulsión de DN 100	Cantidad	Coefficiente de resistencia $\xi$
Válvula de compuerta DN 100	4	0,136
Codo 90° DN 100	8	0,51
Ye DN100	1	0,5
Te flujo desviado a 90°	1	0,9

La sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales se calcula por la ecuación 2.27, teniendo en cuenta los accesorios existentes en el sistema de tuberías.

$$\xi_t = 4\xi_{val} + 8\xi_{codo} + \xi_{yee} + \xi_{tefde} + \xi_{ens} \quad (2.27)$$

El cálculo de las pérdidas totales en ese tramo de tubería y accesorios se realiza por la siguiente ecuación:

$$h = h_1 + h_2 \quad (2.28)$$

En la tabla 2.7 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías perteneciente a la línea de DN 150

**Tabla 2.7.** Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de DN 150.

Accesorios en la línea de Impulsión de DN 150	Cantidad	Coefficiente de resistencia $\xi$
Válvula de compuerta DN 150	2	0,3
Codo 90° DN 150	2	0,51
Te flujo desviado a 90°	1	0,9

Teniendo en cuenta que la sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales en la línea de DN 150, varía con relación a la línea de DN 100, se calcula este coeficiente por la siguiente ecuación:

$$\xi_t = 2\xi_{val} + 2\xi_{codo} + \xi_{tefde} \quad (2.29)$$

Las pérdidas totales en ese tramo de tubería y accesorios se calculan por la siguiente ecuación:

$$h = h_1 + h_2 \quad (2.30)$$

Las pérdidas totales en la tubería de impulsión se calculan por la siguiente ecuación:

$$h_{imp} = h_{100} + h_{150} + h_{537} \quad (2.31)$$

### **Cálculo de la altura estática**

Para el cálculo de la altura estática se plantearon dos condiciones del nivel del líquido en el tanque ver (Anexo 3).

- Nivel mínimo.
- Nivel máximo.

El cálculo de la altura estática se realizó por la siguiente ecuación:

$$\Delta Z = H_{imp} - H_{suc} \quad (2.32)$$

Para la condición del mínimo nivel del líquido en el tanque se utilizaron las siguientes alturas estáticas:

$$H_{imp} = 2,435m \quad H_{suc} = 0,915m$$

Para la condición del máximo nivel del líquido en el tanque se emplearon las siguientes alturas estáticas:

$$H_{imp} = 2,435m \quad H_{suc} = 2,135m$$

El cálculo de las pérdidas totales en el sistema se realizó por la siguiente ecuación 2.33:

$$h_t = h_{din} + \Delta Z \quad (2.33)$$

### **Característica de la red**

La característica de la red del sistema de tuberías en la instalación de hidrotransporte se recomienda calcular por la siguiente ecuación 2.34, (Nekrasov 1968).

$$H_{red} = \Delta Z + R_c \cdot Q^2 \quad (2.34)$$

Donde:

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

$\Delta Z$  - altura estática, (m);

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

$$R_c = \left( f \cdot \frac{L}{D} + \sum \zeta_t \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \quad (2.35)$$

Donde:

$f$  - factor de fricción;

$L$  - longitud de la tubería, (m);

$D$  - diámetro interior, (m).

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

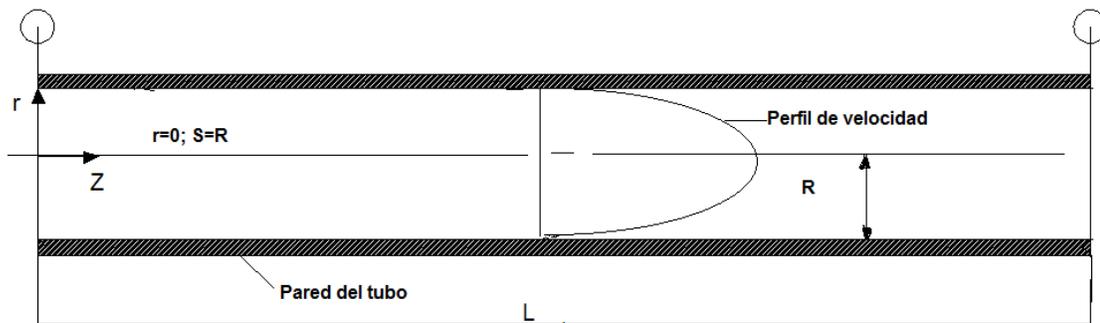
Para realizar los cálculos con mayor facilidad nos apoyamos en un análisis de las longitudes equivalentes de tuberías y accesorios. Se cuenta con un tramo de conducto rectangular, el cual se utiliza para descargar el fluido al tanque, por lo que es necesario llevarlo a un coeficiente de pérdida local, equivalente a cierto valor de longitud de tubería recta como se muestra en la siguiente tabla 2.8.

**Tabla 2.8.** Equivalencia de longitud de tubería recta existente en la instalación semi-industrial a un coeficiente de pérdida local.

Tramos de tubería	Diámetro (mm)	Longitud (m)	Coficiente $\xi$
Conducto rectangular de drenaje al tanque	537	1,610	0,0365

## 2.7. Análisis de las pérdidas de carga en tuberías

Para este caso de estudio (figura 2.8), el agua cruda es un fluido newtoniano, isotérmico en régimen turbulento.



**Figura 2.8** Flujo turbulento a través de un tubo de sección circular.

La mayor parte de las tuberías que se utilizan en las industrias, tienen una superficie interior rugosa. En los cálculos con tubos rugosos es frecuente tomar en cuenta la relación rugosidad absoluta entre el radio ( $e_R/R$ ) o rugosidad absoluta entre el diámetro ( $e_R/D$ ), que se conoce como rugosidad relativa. Es conocido que la rugosidad relativa no afecta a la distribución de velocidad en régimen de flujo laminar; en cambio, sí influye en régimen turbulento.

El análisis teórico se realizó considerando que la tubería es usada, por la siguiente tabla 2.9, en la cual se tienen las rugosidades absolutas para distintas condiciones de la tubería considerando que la tubería es rugosa, como se muestra a continuación (Halberg, 2000).

**Tabla 2.9** Valores de rugosidades absolutas para las tuberías comerciales.

Tuberías de acero usadas	Rugosidad absoluta ( $e_R$ en mm)
Picaduras uniformes de corrosión	0,15
Ligeras incrustaciones	0,15...0,4
Medias incrustaciones	1,5
Grandes incrustaciones	2...4

Para los cálculos teóricos se utilizó una rugosidad absoluta de 0,4 mm, según resultados obtenidos por Rodríguez (2013) y Sablón *et al.* (2017).

### 2.7.1. Influencia de la rugosidad de los tubos sobre el factor de fricción

Los tubos contruidos de cristal, cobre, aluminio, latón o plástico, se consideran hidráulicamente lisos. En cambio, los tubos que mayormente se utilizan en las instalaciones industriales, edificios de viviendas, entre otros; son generalmente de hierro galvanizado, aceros comerciales, aceros inoxidables, y de otros materiales que

presentan rugosidad en las paredes (Garcell, Díaz & Surís 2011).

En régimen laminar, la rugosidad de las paredes no afecta al factor de fricción; en cambio, en régimen turbulento la rugosidad sí influye sobre la distribución de velocidad y el factor de fricción. Esta influencia depende de la relación existente entre la profundidad media de los salientes de rugosidad,  $e_R$ , y el espesor de la subcapa laminar  $\Delta'$ . Cuando el grosor de la subcapa laminar es mayor que la profundidad de los salientes ( $\Delta' > e_R$ ), el fluido fluye suavemente sobre estos sin que se origine perturbación alguna, y la influencia de la rugosidad sobre la magnitud  $f$  prácticamente no se manifiesta. Esto es lo que ocurre en régimen totalmente laminar o en los tubos considerados lisos en régimen turbulento.

Cuando en régimen turbulento se cumple  $\Delta' \approx e_R$ , o  $\Delta' < e_R$ , la capa laminar no cubre los salientes de rugosidad. En estas condiciones, el factor de fricción comienza a depender cada vez más de la rugosidad ya que tiene lugar la formación suplementaria de remolinos alrededor de los salientes de rugosidad.

Se ha observado que en tubos rugosos, el factor de fricción depende tanto del Re como de la rugosidad relativa  $e_R/D$ , para un intervalo de número de Reynolds. Para esta región, Colebrook propuso la ecuación empírica siguiente (Garcell, Díaz & Surís 2011; Sablón *et al.* 2017):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2,28 - 4 \lg \left( e_R / D + \frac{4,67}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (2.36)$$

Esta ecuación es aplicable desde  $\text{Re} \sqrt{f} \approx 500$  hasta  $(D/e_R)/\text{Re} \sqrt{f} = 0,01$ . Para valores de  $(D/e_R)/\text{Re} \sqrt{f} > 0,01$ , el factor de fricción es independiente del número de Karman, y solo es una función de la rugosidad relativa.

Para esta segunda región se puede despreciar el segundo sumando que está entre paréntesis, y la ecuación 2.36 se reduce a la ecuación 2.37:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2,28 - 4 \lg(e_R / D) \quad (2.37)$$

En la literatura técnica especializada frecuentemente se presentan las correlaciones, de

$f=f(Re; e_R/D)$  en forma gráfica Diagrama de Moody (Reza 2000; Garcell, Díaz & Surís 2011).

## 2.8. Análisis experimental del gradiente de presión durante el transporte del agua cruda

La pendiente hidráulica (Pa/m) para el flujo de agua cruda teórica se determina por la siguiente ecuación 2.38, despejando la longitud de la ecuación 2.20 de pérdida de presión.

$$i_t = \frac{\Delta P}{L} = \frac{\rho \cdot f \cdot \langle v \rangle^2}{2 \cdot D} \quad (2.38)$$

Donde:

$f$  - factor de fricción;

$L$  - longitud de la tubería de succión, (m);

$D$  - diámetro interior de la tubería, (m);

$\langle v \rangle$  - velocidad de transportación del fluido, (m/s);

$\rho$  - densidad del fluido a transportar, (kg/m<sup>3</sup>);

$i_t$  - pendiente hidráulica o gradiente de presión; Pa/m.

La velocidad media de transportación del fluido se determina teóricamente por la siguiente ecuación 2.39:

$$\langle v \rangle = \frac{R_e \cdot \mu}{D \cdot \rho} \quad (2.39)$$

Posteriormente se puede comprobar esta velocidad experimentalmente por la siguiente ecuación 2.40:

$$v_m = \frac{Q}{A} \quad (2.40)$$

La pendiente hidráulica experimental se determina por la siguiente ecuación 2.41:

$$i_e = \frac{\Delta P}{L} = \frac{P_0 - P_1}{L}; Pa/m \quad (2.41)$$

Siendo:

$P_0$ - presión puntual en el manómetro  $P_0$ ; Pa;

$P_1$ - presión puntual en el manómetro  $P_1$ ; Pa.

La confirmación de la validez de los resultados experimentales con el modelo teórico se desarrolló a través de la diferencia entre el módulo del valor experimental " $X_{exp}$ " de la caída de presión y el valor teórico " $X_{teó}$ " (error relativo), obtenido por el modelo para las mismas condiciones del experimento. El error relativo puntual ( $E_p$ ) se calcula por la siguiente expresión 2.42:

$$E_p = \left| \frac{X_{exp} - X_{teó}}{X_{exp}} \right| \cdot 100 \quad (2.42)$$

Posteriormente se grafica la pendiente hidráulica experimental y teórica (Pa/m) en función de la velocidad del fluido (m/s). Por último se grafica el factor de fricción en función del número de Reynolds para el agua cruda  $f = f(Re)$ .

## 2.9. Metodología de cálculo para el balance energético de una bomba centrífuga

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 según Nekrasov (1968).

### **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 expresado en la siguiente ecuación 2.43:

$$Q_c = (1.02 - 1.05) \cdot Q \quad (2.43)$$

Donde:

$Q$ - caudal transportado por la bomba, ( $m^3/h$ ).

### **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 y es expresado por la siguiente ecuación 2.44:

$$n_v = \frac{Q}{Q_c} ; \% \quad (2.44)$$

### **Potencia consumida por la bomba**

La potencia hidráulica se determina por la siguiente ecuación 2.45:

$$N_b = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H \quad (2.45)$$

Donde:

$\rho$  - densidad del fluido a transportar, (kg/m<sup>3</sup>);

$g$  - aceleración de la gravedad, (m/s<sup>2</sup>);

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

$Q$  - caudal que transporta la bomba, (m<sup>3</sup>/s);

$N_b$  - potencia hidráulica, (W).

### **Potencia útil que se le entrega al eje de la bomba**

La potencia útil que se le entrega al eje de la bomba depende del rendimiento de la misma y se calcula por la siguiente expresión:

$$N_{eje} = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} \quad (2.46)$$

Donde:

$\rho$  - densidad del fluido a transportar, (kg/m<sup>3</sup>);

$g$  - aceleración de la gravedad, (m/s<sup>2</sup>);

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

$Q$  - caudal que transporta la bomba, (m<sup>3</sup>/s);

$\eta$  - eficiencia de la bomba, (de  $0 \leq 1$ );

$N_{eje}$  - potencia útil que se le entrega al eje de la bomba, (kW).

### **Potencia real que consume el motor**

La potencia que consume el motor tiene que ser mayor que la potencia suministrada por el eje de la bomba, la cual es expresada por la siguiente ecuación 2.47:

$$Nm = (1,05 \div 1,1) \cdot Neje \quad (2.47)$$

Donde:

$Nm$  - potencia consumida por el motor, (kW).

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

### **2.10. Costo energético en el hidrotransporte de un m<sup>3</sup> de agua cruda en la instalación semi-industrial del ISMMM**

$$C_T = \left[ \frac{G_b}{Q \cdot L} \right] \quad (2.48)$$

Donde:

$C_T$  - costo de transportación (CUP);

$G_b$  - gasto horario de la bomba (CUP);

$Q$  - caudal transportado por la bomba en una hora de experimentación;

$L$  - longitud de la línea (m).

#### **Gasto horario de la bomba**

En este análisis solo se tiene en cuenta los gastos por consumo de energía eléctrica (Kenneth 2000).

$$G_b = C_{el\acute{e}ct} \quad (2.49)$$

Donde:

$C_{el\acute{e}ct}$  - costo por el consumo de energía eléctrica (CUP).

$$C_{el\acute{e}ct} = \frac{T_a \cdot N_n \cdot t_t}{\eta_m \cdot \eta_b} \quad (2.50)$$

$T_a$  - tarifa de corriente eléctrica 0,31 (CUP / kW);

$N_n$  - potencia necesaria para transportar el fluido por la bomba ( $kW$ );

$t_t$  - cantidad de horas de funcionamiento;

$\eta_m$  - rendimiento del motor eléctrico 0,9; según la chapilla técnica de la máquina.

$\eta_b$  - rendimiento de la bomba 0,33.

## **2.11. Conclusiones del capítulo**

1. Se realiza una breve deducción analítica de los pasos a seguir para determinar las curvas características de la bomba centrífuga.
2. Se establece la metodología de cálculo para la evaluación de la red de tuberías y accesorios del sistema de bombeo perteneciente a la instalación semi-industrial del ISMMM.
3. Se establece un análisis de pérdida de carga en un tramo recto de tubería horizontal con el objetivo de validar la metodología planteada.

## CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

### 3.1. Introducción

La correcta selección del equipamiento y los instrumentos que se emplean en las diferentes instalaciones industriales, garantiza el correcto funcionamiento de la empresa, para ello es necesario determinar y analizar el régimen de trabajo de las bombas, logrando una correcta operación del sistema y disminución de consumos innecesarios de energía.

**El objetivo** de este capítulo es mostrar los resultados obtenidos de esta investigación, el comportamiento de las variables de diseño, como son las curvas características de la bomba  $\pi G$ , y sistemas de tuberías, así como la comparación de los resultados teóricos con los resultados de las pruebas experimentales.

### 3.2. Curvas características de la bomba centrífuga $\pi G$

En las tablas 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 y 3.5 se muestran los valores de carga-capacidad, obtenidos en la deducción analítica empleada en el capítulo dos, donde se puso a trabajar el motor de la bomba con ayuda de un variador de velocidad a los números de revoluciones siguientes *800 rev/min; 1000 rev/min; 1400 rev/min; 1600 rev/min* y por último se ponen los parámetros para la condición de diseño del grupo motor bomba.

**Tabla 3.1** Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal  $\pi G$ .a 800 rev/min.

Carga (m)	13,7	13,7	13,7	13,6	13,4	13,2	12,9	12,5	11,5	10,9
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.2** Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal  $\pi G$ .a 1000 rev/min.

Carga (m)	18,8	18,9	18,7	18,5	18	17,8	17,1	16,3	14,1	12,8
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.3** Parámetros para la curva de la bomba altura-cauda  $\pi G$ .a 1400 rev/min.

Carga (m)	34,5	34,1	33,3	32,5	31,7	31,4	30,7	30,1	29	28,5
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.4** Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal пG.a 1600 rev/min.

Carga (m)	44,8	44,5	43,9	43,1	42,1	41,5	40,3	39	35,7	33,9
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.5** Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal пG.a 1740 rev/min (condición de diseño).

Carga (m)	59,1	57,8	55,3	53	50,9	49,9	48	46,2	43,2	42
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Estos valores de carga y capacidad obtenidos, para las diferentes condiciones de trabajo de la bomba, se deducen a través de un análisis de mínimos cuadrados utilizando el Microsoft Excel, obteniéndose las curvas de la bomba para las condiciones analizadas.

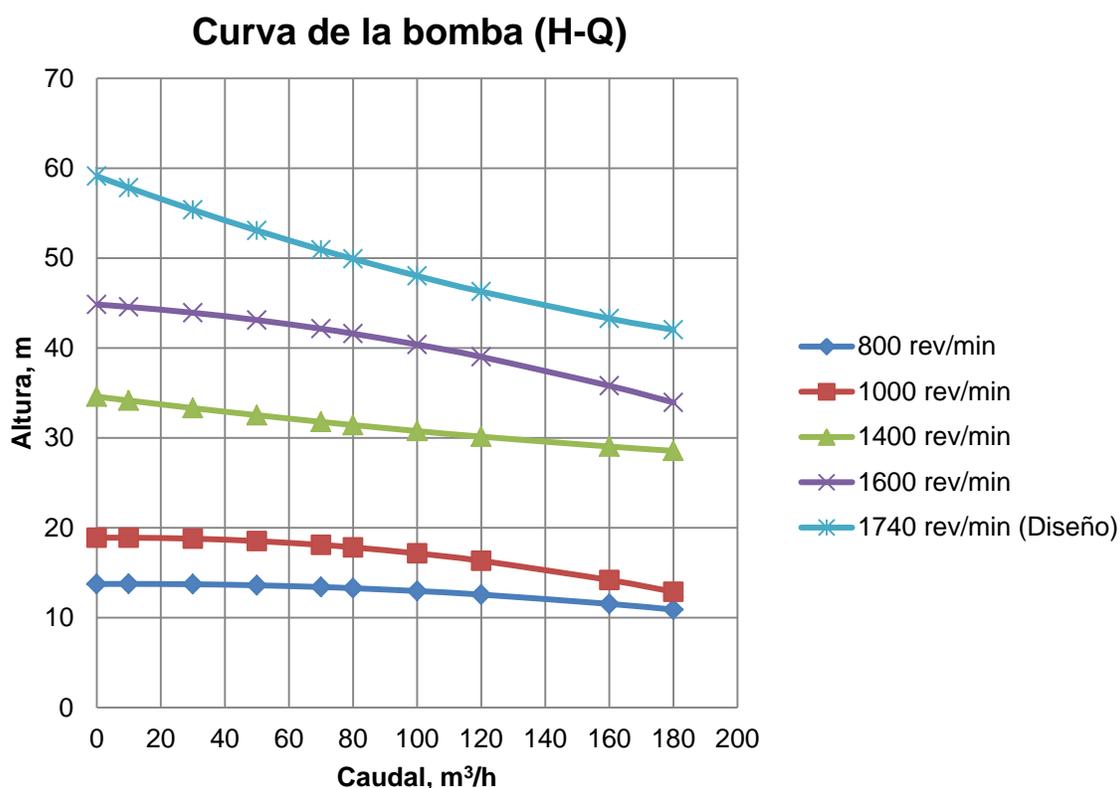
La siguiente tabla 3.6 muestra las curvas características de la bomba obtenidas en el análisis realizado.

**Tabla 3.6** Curvas características carga-capacidad de la bomba centrífuga пG.

Número de revoluciones	Curva Carga-Capacidad
800	$H = -0,0001Q^2 + 0,0022Q + 13,745$
1000	$H = -0,0002Q^2 + 0,0026Q + 18,894$
1400	$H = 6E-05Q^2 - 0,0443Q + 34,592$
1600	$H = -0,0002Q^2 - 0,0245Q + 44,836$
1740 (Diseño)	$H = 0,0002Q^2 - 0,131Q + 59,12$

Según los resultados obtenidos en la tabla anterior el modelo obtenido se ajusta a un polinomio de orden dos, confirmándose con investigaciones anteriores (Martínez & Riaño 2018), las cuales plantean que este modelo es el que se aplica a este tipo de curvas carga-capacidad.

En la siguiente figura 3.1 se muestran las curvas características de carga-capacidad obtenidas por el análisis de mínimos cuadrado realizado.



**Figura 3.1** Curvas características de carga-capacidad de la bomba centrífuga лG

En la figura anterior se puede apreciar que, a medida que aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba, tiende a aumentar la presión y el caudal, siendo estos valores directamente proporcionales.

En las siguientes tablas 3.7, 3.8, 3.9 y 3.10 se muestran los valores de potencia-capacidad, obtenidos por el análisis planteado en el capítulo dos, donde se puso a trabajar el motor de la bomba a los mismos números de revoluciones que en el caso de la obtención de las curvas de carga-capacidad.

**Tabla 3.7** Parámetros para la curva de la bomba potencia-caudal лG.a 800 rev/min.

Potencia (kW)	4,1	4,2	4,5	4,8	5,1	5,2	5,5	5,8	6,4	6,7
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.8** Parámetros para la curva de la bomba potencia-caudal лG.a 1000 rev/min.

Potencia (kW)	7,7	7,7	7,9	8,3	8,8	9,2	9,9	10,9	13,2	14,6
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.9** Parámetros para la curva de la bomba potencia-caudal лG.a 1400 rev/min.

Potencia (kW)	18,8	20,4	23,1	25,3	26,7	27,2	27,7	27,6	25,4	23,4
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.10** Parámetros para la curva de la bomba potencia-caudal лG.a 1600 rev/min.

Potencia (kW)	32,3	33,3	35,2	37,1	39	39,9	41,8	43,7	47,4	49,2
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Estos valores obtenidos de potencia-capacidad, para las diferentes condiciones de trabajo de la bomba, se deducen igualmente que en el caso de las curvas carga-capacidad, a través de un análisis de mínimos cuadrados utilizando el Microsoft Excel, obteniéndose las curvas de la bomba para las condiciones analizadas.

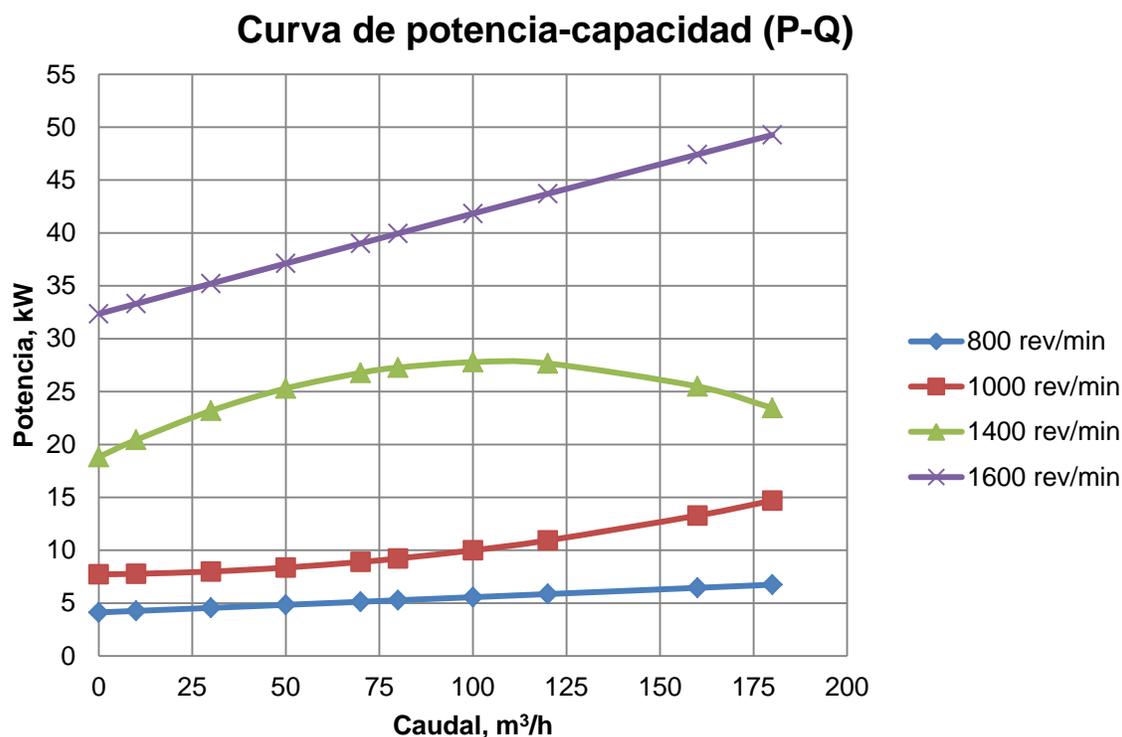
La siguiente tabla 3.11 muestra las ecuaciones de las curvas características de la bomba, obtenidas en el análisis realizado.

**Tabla 3.11** Ecuaciones de las curvas características potencia-caudal de la bomba centrífuga лG.

Número de revoluciones	Curva Potencia-Capacidad
800	$P = 2E-06Q^2 + 0,0142Q + 4,1218$
1000	$P = 0,0002Q^2 + 0,0027Q + 7,726$
1400	$P = -0,0008Q^2 + 0,1697Q + 18,815$
1600	$P = -1E-05Q^2 + 0,0958Q + 32,348$

Según los resultados obtenidos en la tabla anterior, el modelo obtenido se ajusta a un polinomio de orden dos, igualmente que en el caso anterior para las otras curvas, confirmándose con investigaciones anteriores (Martínez & Riaño 2018), las cuales plantean que este modelo se aplica a este tipo de curvas potencia-capacidad.

En la siguiente figura 3.2 se muestran las curvas características de potencia-capacidad, obtenidas por el análisis de mínimos cuadrado realizado.



**Figura 3.2** Curvas características de potencia-capacidad de la bomba centrífuga  $\mu$ G

En la figura anterior se muestra que a medida que aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba, tiende a aumentar la potencia consumida, este valor es directamente proporcional al caudal y a el número de revoluciones, ya que a mayor número de revoluciones existe un mayor caudal y así aumenta la tensión del motor que influye en la carga total.

Las tablas 3.12, 3.13, 3.14 y 3.15 siguientes, muestran los valores de rendimiento-caudal obtenidos por el análisis planteado en el capítulo dos, donde se puso a trabajar el motor de la bomba con ayuda de un variador de velocidad a los mismos números de revoluciones anteriores.

**Tabla 3.12** Parámetros para la curva de la bomba  $\eta$ -Q a 800 rev/min.

Rendimiento (%)	0	8,7	24,4	37,8	49	53,7	61,6	67,1	71,6	70,3
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.13** Parámetros para la curva de la bomba  $\eta$ -Q a 1000 rev/min.

Rendimiento (%)	0	6,9	19,5	30,4	39,6	43,5	50	54,7	58,9	58,4
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.14** Parámetros para la curva de la bomba  $\eta$ -Q a 1400 rev/min.

Rendimiento (%)	0	3,5	10,3	16,6	22,4	25,2	30,3	34,9	42,7	45,9
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

**Tabla 3.15** Parámetros para la curva de la bomba  $\eta$ -Q a 1600 rev/min.

Rendimiento (%)	0	3	9,9	15,5	20,3	22,5	26,2	29,3	33,2	34,1
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Estos valores obtenidos de rendimiento-caudal para las diferentes condiciones de trabajo de la bomba, se deducen igualmente que en el caso de las curvas anteriores a través de un análisis de mínimos cuadrados utilizando el Microsoft Excel, obteniéndose las curvas de la bomba para las condiciones analizadas.

La siguiente tabla 3.16 muestra las curvas características de la bomba, obtenidas en el análisis realizado.

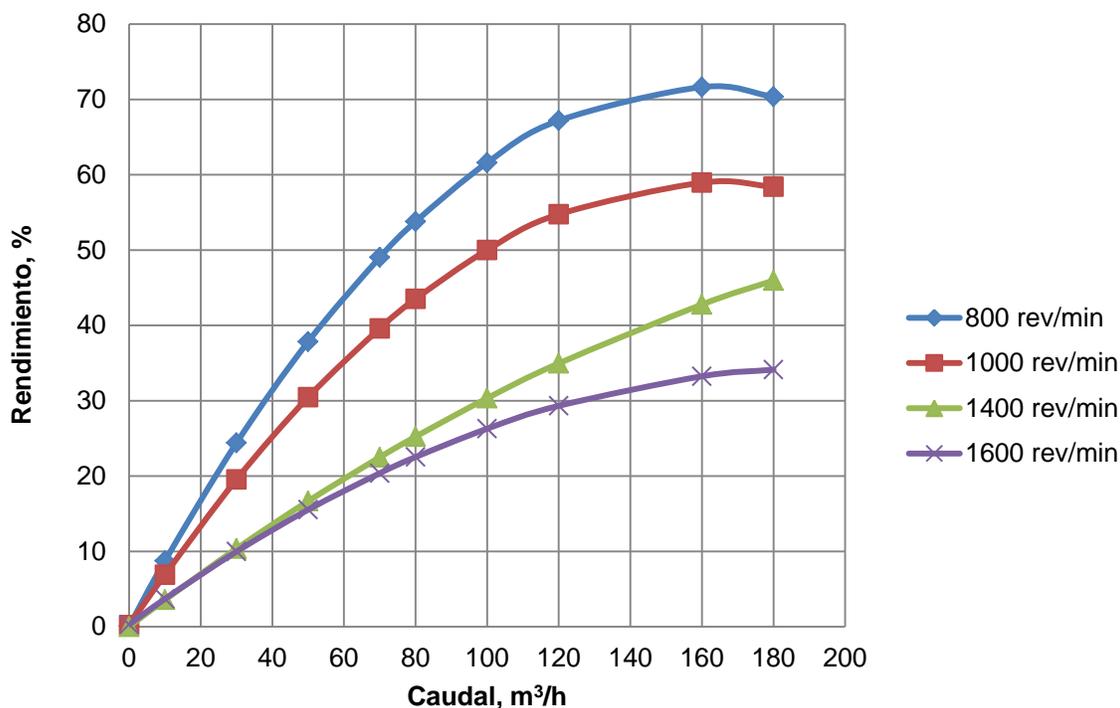
**Tabla 3.16** Curvas características rendimiento-caudal de la bomba centrífuga de arena  $\mu$ G.

Número de revoluciones	Curva Rendimiento-Capacidad
800	$\eta = -0,0028Q^2 + 0,8953Q + 0,072$
1000	$\eta = -0,0022Q^2 + 0,721Q - 0,0898$
1400	$\eta = -0,0006Q^2 + 0,3633Q + 0,0045$
1600	$\eta = -0,0009Q^2 + 0,35Q + 0,2857$

Según los resultados obtenidos en la tabla anterior el modelo obtenido se ajusta a un polinomio de orden dos, igualmente que en los casos anteriores para las otras curvas características, confirmándose con investigaciones anteriores (Martínez & Riaño 2018), las cuales plantean que este modelo se aplica a este tipo de curvas rendimiento-caudal.

En la siguiente figura 3.3 se muestran las curvas características de rendimiento-capacidad obtenidas por el análisis de mínimos cuadrado realizado.

### Descarga a la succión de la bomba ( $\eta$ -Q)



**Figura 3.3** Curvas características de rendimiento-capacidad de la bomba centrífuga  $\pi$ G

En la figura anterior se muestra el comportamiento creciente de la curva de rendimiento en función del caudal, a medida que aumenta el caudal de la bomba aumenta el rendimiento hasta llegar a un punto óptimo donde el rendimiento tiende a decrecer. Este valor corresponde aproximadamente según la figura 3.3 a 160 m<sup>3</sup>/h. También se pudo comprobar que a medida que se le aumenta el número de revoluciones al motor de la bomba tiende a disminuir el rendimiento de la misma.

### 3.3. Análisis del sistema de bombeo de la estación semi-industrial de hidrotransporte para distintas condiciones de trabajo

Para realizar el análisis del sistema de bombeo existente en la instalación con el transporte del agua cruda, se debe tener en cuenta las características de la instalación. Por lo que es necesario obtener el punto de trabajo de las bombas para distintos niveles del líquido en el tanque. Planteando el análisis en las condiciones siguientes:

Suministro del fluido en el sistema con:

1. Circuito cerrado, bombeo con la bomba  $\pi G$  con cierre de la válvula de recirculación y la toma del densímetro, es decir utilizando la descarga al tanque.
2. Circuito cerrado, bombeo con la bomba  $\pi G$  con cierre de la toma del densímetro y la válvula de la descarga al tanque, es decir descargando directamente a la succión de la bomba.

### 3.3.1. Parámetros generales de la instalación, para las dos condiciones de trabajo del sistema

En la tabla 3.17 se muestran los resultados obtenidos a partir de las ecuaciones planteadas en el capítulo anterior.

**Tabla 3.17** Resultados del volumen del tanque.

Parámetros	Resultados	Unidad	Ecuación
Volumen del cilindro ( $V_{cilindro}$ )	4,310	$m^3$	2.6
Volumen del cono ( $V_{cono}$ )	0,888	$m^3$	2.7
Volumen del tanque ( $V_{tanque}$ )	5,198	$m^3$	2.5

Como se puede observar en la tabla 3.17, el volumen total del tanque de almacenamiento es de  $5,198 m^3$ .

### 3.3.2. Resultados de los cálculos para el primer análisis de la instalación

En este caso se analiza el sistema con el circuito cerrado bombeando agua cruda con la bomba  $\pi G$ , con cierre de la válvula de recirculación y la toma del densímetro, utilizando la descarga al tanque.

En la siguiente tabla 3.18 se muestran los resultados de las velocidades que alcanza el agua cruda a la hora de su transportación para los diferentes diámetros de tuberías. Se utiliza un caudal de  $160 m^3/h$  para los cálculos teóricos de acuerdo a lo referido y explicado en el capítulo anterior.

**Tabla 3.18** Resultados de los cálculos de las áreas y velocidades en los conductos de la instalación.

Líneas	Resultados de las v (m/s)	Resultados de las Áreas (m <sup>2</sup> )
Tubería de DN 100	5,38	0,008
Tubería de DN 150	2,386	0,01863
Tramo del conducto rectangular de drenaje al tanque DN 537	0,306	0,073

En la tabla 3.18 los resultados de las velocidades que alcanza el agua cruda a la hora de su transportación para los diferentes diámetros de tuberías son elevadas, por lo que confirma el régimen de flujo turbulento que experimenta. Entre otros resultados se muestran las áreas resultantes evaluadas según la sección circular de las tuberías y el tramo rectangular de descarga al tanque.

La siguiente tabla 3.19 muestra los valores de Reynolds obtenidos en la instalación para los diámetros de conductos utilizados.

**Tabla 3.19** Resultado de los cálculos del número de Reynolds en los diferentes tramos de tuberías.

Líneas	Reynolds $R_e$	Ecuación
Tubería de DN 100	$6,857 \cdot 10^5$	2.10
Tubería de DN 150	$4,542 \cdot 10^5$	2.10
Tramo del conducto rectangular de drenaje al tanque DN 537	13 470	2.10

Los números de Reynolds mostrados para el transporte de agua cruda en la tabla 3.19 demuestran un comportamiento turbulento del fluido, superando los límites establecidos en la zona de transición en los regímenes evaluados de alrededor de 4000.

La tabla 3.20 muestra los valores del factor de fricción en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa, obtenidos por el diagrama de Moody.

**Tabla 3.20** Resultados del factor de fricción en los diferentes tramos de tuberías para la condición de trabajo.

Líneas	Factor de fricción f
Tubería de DN 100	0,03
Tramo de tubería de DN 150	0,028
Tramo del conducto rectangular de drenaje al tanque DN 537	0,031

Como se muestra en la tabla anterior el factor de fricción es bastante pequeño, lo que demuestra la poca viscosidad del fluido analizado, en este caso agua cruda, un fluido Newtoniano de muy poca viscosidad y que generalmente se transporta a elevados valores de Reynolds.

En la tabla 3.21 se muestran los valores de las pérdidas por rozamiento lineal y local, para la tubería y accesorios empleados en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM, para la primera condición. Los cálculos se realizaron para las dos condiciones de trabajo, es decir con el bombeo de agua cruda utilizando la descarga al tanque y con la descarga a la succión de la bomba.

**Tabla 3.21** 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 DN 100 (h1)	13,886	0,692	2.14
Pérdida locales: tubería de DN 100 (h2)		2,890	2.15
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería DN 100 ( $\xi_t$ )	7,754	1,916	2.17
Pérdida por rozamiento: tubería de DN 150 (h1)	1,461	0,072	2.14
Pérdidas locales: tubería de DN 150 (h2)	0,375	0,444	2.15
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería DN150 ( $\xi_t$ )	1,292	1,53	2.24
Pérdidas por rozamiento en el conducto rectangular de drenaje al tanque (h1)	0,000445	-	2.14
Pérdidas locales en el conducto rectangular de drenaje al tanque (h2)	27,418	4,098	2.15
Pérdidas totales del sistema (himp y hsuc)	8,617	1,370	2.19-2.25
Pérdidas dinámicas (hdin)	31,516		2.26
Altura estática para el mínimo nivel del líquido en el tanque ( $\Delta Z$ )	1,520		2.32
Altura estática para el máximo nivel del líquido en el tanque ( $\Delta Z$ )	0,300		2.32
Pérdida total para el mínimo nivel del líquido en el tanque (ht)	33,036		2.33
Pérdida total para el máximo nivel del líquido en el tanque (ht)	31,816		2.33

Como indican los resultados en la tabla 3.21, las pérdidas en la instalación resultan de 31,816 metros de columna de agua líquida ( $mCH_2O$ ), para el máximo nivel del líquido en el tanque. Para el mínimo nivel del líquido en el tanque las pérdidas son mayores de alrededor de 33  $mCH_2O$ , lo que demuestra la diferencia de altura estática a vencer por la bomba, en este caso, de 0,3 m para el máximo nivel del líquido en el tanque y de 1,52 m para el mínimo nivel del líquido en el tanque.

### **Características de la red para el sistema trabajando en la condición del mínimo y el máximo nivel del líquido en el tanque**

En las tablas 3.22 y 3.23 se muestran los valores de la característica de la red de tuberías y accesorios en función del caudal de trabajo de la bomba, esta característica de la red depende fundamentalmente de la resistencia que existe en la misma.

**Tabla 3.22** Característica de la red para el sistema trabajando con el mínimo nivel del líquido en el tanque.

Q (m <sup>3</sup> /h)	0	30	100	120	160	180
H (m)	1,520	2,628	13,831	19,248	33,036	41,407

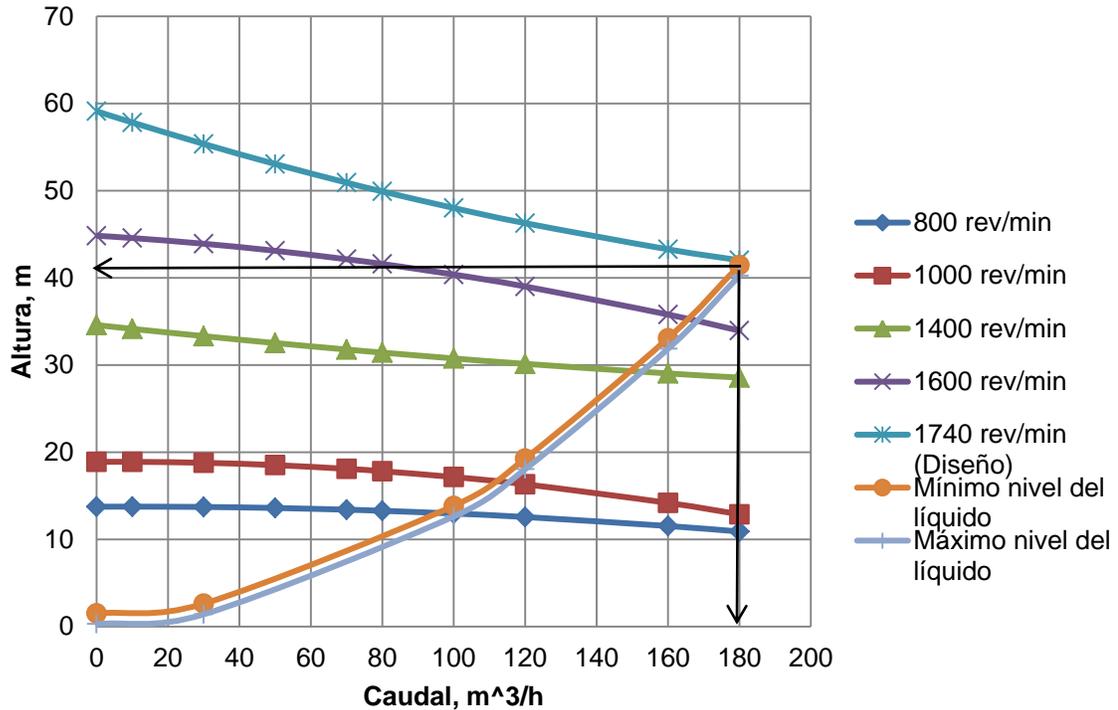
**Tabla 3.23.** Característica de la red para el sistema trabajando con el máximo nivel del líquido en el tanque.

Q (m <sup>3</sup> /h)	0	30	100	120	160	180
H (m)	0,3	1,41	12,61	18,03	31,82	40,19

En la tabla 3.22 se pudo apreciar que los valores de las pérdidas totales a vencer por la bomba son mayores que en el caso cuando se utiliza el bombeo del agua cruda con el máximo nivel del líquido en el tanque, debido a que existe una mayor carga estática para la primera condición.

La siguiente figura 3.4 muestra el comportamiento de las curvas características carga-capacidad de la bomba obtenida anteriormente, igualmente se encuentra intersectadas con las curvas de la red del sistema de tuberías a partir de las tablas 3.22 y 3.23 para el mínimo y máximo nivel del líquido en el tanque. Resultando en los puntos de operación para los números de revoluciones analizados.

### Descarga al Tanque (H-Q)



**Figura 3.4** Curvas características del sistema y la bomba  $\mu$ G para la condición de la descarga al tanque.

Según la figura 3.4, el punto de operación de la bomba para la condición de diseño se alcanza para un  $Q_t=180 \text{ m}^3/\text{h}$  y una altura  $H_t=41,5 \text{ m}$ , utilizando el mínimo nivel del líquido en el tanque. Se puede deducir que el grupo motor bomba teniendo en cuenta el sistema de red actual, está suministrando un caudal y una presión de trabajo superior a la que fue seleccionada por diseño.

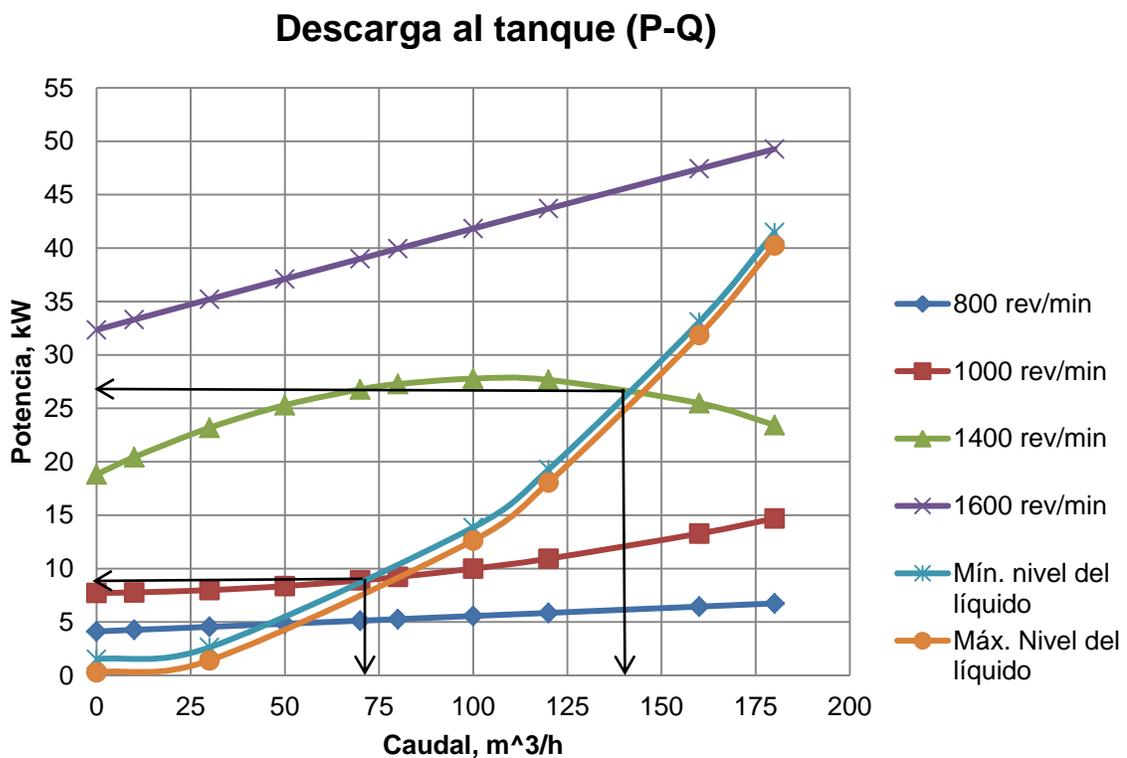
En la tabla 3.24 se muestran los otros puntos de operación de la bomba para los números de revoluciones analizados según el sistema de tuberías utilizando el mínimo nivel del líquido en el tanque.

**Tabla 3.24** Coordenadas del punto de operación de la bomba para varios números de revoluciones.

Número de revoluciones	800	1000	1400	1600
Caudal ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	96	111	150	167
Altura (m)	14	16	29	35

Según los resultados mostrados en la tabla anterior, se puede comprobar que a medida que aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba aumenta la carga-capacidad que entrega la misma con respecto al sistema de tuberías y accesorios, encontrándose en todos los casos dentro del rango de operación.

La siguiente figura 3.5 muestra el comportamiento de las curvas características (potencia-caudal) de la bomba en función del sistema de tuberías y accesorios. Determinándose la potencia consumida por el motor de la bomba con la intersección de estas curvas considerando el mínimo y máximo nivel del líquido en el tanque.



**Figura 3.5** Curvas características (P-Q) de la bomba  $\pi G$  y de la red para la condición utilizando la descarga al tanque.

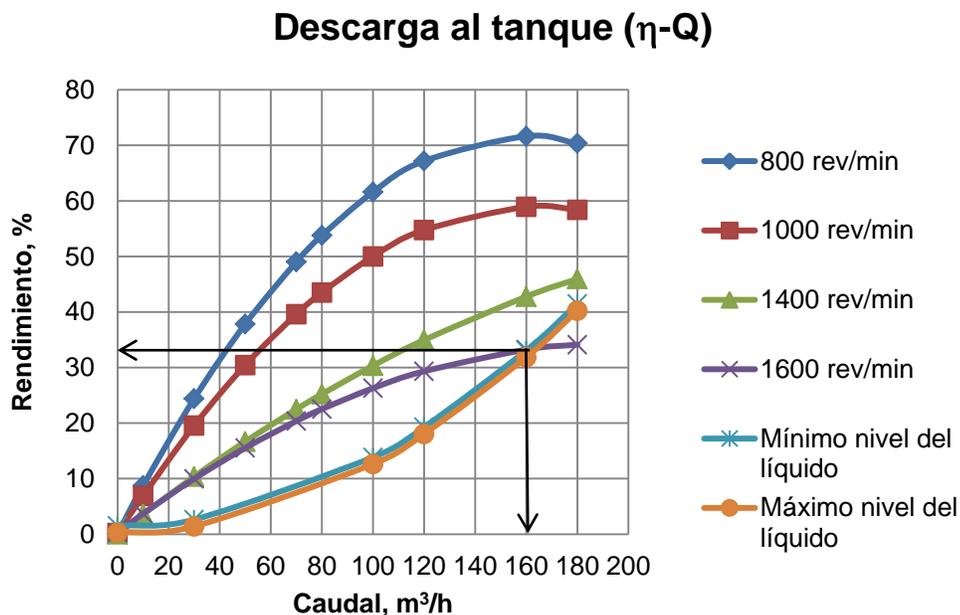
En la siguiente tabla 3.25 se muestran las potencias consumidas por el motor de la bomba a diferentes números de revoluciones en función de la red de tuberías y accesorios, según la figura 3.5 utilizando el mínimo nivel del líquido en el tanque.

**Tabla 3.25** Coordenadas de las potencias consumidas por el motor de la bomba en función de la red de tuberías y accesorios.

Número de revoluciones	800	1000	1400
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	46	70	140
Potencia (kW)	4	9	27

Según los resultados obtenidos en la tabla 3.25 se puede apreciar que existe un aumento de la potencia consumida por el motor de la bomba a medida que aumenta el número de revoluciones, encontrándose en todos los casos por debajo de la potencia máxima para lo que fue seleccionado el motor, en este caso corresponde a una potencia de 55 kW.

La siguiente figura 3.6 muestra el comportamiento de las curvas rendimiento-caudal ( $\eta$ -Q) del sistema de bombeo en función de la característica de la red de tuberías y accesorios, donde se puede apreciar que a medida que aumenta el número de revoluciones disminuye el rendimiento.



**Figura 3.6** Curvas características ( $\eta$ -Q) de la bomba  $\pi$ G y de la red para la condición utilizando la descarga al tanque.

En la siguiente tabla 3.26 se muestra el rendimiento que alcanza la bomba para 1600 rev/min que es donde se corta la curva de la red con la del sistema de bombeo utilizando como referencia el mínimo nivel de líquido en el tanque.

**Tabla 3.26** Coordenadas del rendimiento que alcanza la bomba en función de la red de tuberías y accesorios.

<b>Número de revoluciones</b>	<b>1600</b>
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	160
Rendimiento %	33

Como se aprecia en la tabla 3.26 el valor del rendimiento se encuentra por debajo de la condición de diseño, esto se debe a los cambios que se han hecho en los últimos años al sistema de tuberías y accesorios, además del tiempo de explotación de la bomba y las reparaciones a las que se ha sometido.

### 3.3.3. Resultados de los cálculos para el segundo análisis de la instalación

En este caso se analiza el sistema como un circuito cerrado, bombeo con la bomba  $\pi G$  con cierre de la toma del densímetro y la válvula de la descarga al tanque, es decir descargando directamente a la succión de la bomba.

En la tabla 3.27 se muestran los valores de las pérdidas por rozamiento lineal y local, para la tubería y accesorios empleados en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM, para la segunda condición. Los cálculos se realizaron utilizando un máximo y mínimo nivel del líquido en el tanque.

**Tabla 3.27** 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 DN 100 (h1)	13,61	0,68	2.14
Pérdida locales: tubería de DN 100 (h2)	10,91	2,83	2.15
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería DN 100 ( $\xi_t$ )	7,38	1,92	2.17
Pérdida por rozamiento: tubería de DN 150 (h1)	1,43	0,08	2.14
Pérdidas locales: tubería de DN 150 (h2)	0,66	0,58	2.15
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería DN150 ( $\xi_t$ )	2,31	2,04	2.24
Pérdidas totales del sistema (himp y hsuc)	24,52	0,52	2.19-2.25
Pérdidas dinámicas (hdin)	31,1		2.26

**Tabla 3.27** Continuación

Parámetros (m)	Impulsión y Succión	Ecuación
Altura estática para el mínimo nivel del líquido en el tanque ( $\Delta Z$ )	0	2.32
Altura estática para el máximo nivel del líquido en el tanque ( $\Delta Z$ )	0	2.32
Pérdida total para el mínimo nivel del líquido en el tanque (ht)	31,33	2.33
Pérdida total para el máximo nivel del líquido en el tanque (ht)	31,33	2.33

Como indican los resultados en la tabla 3.27, las pérdidas en la instalación resultan de 31,33 metros de columna de agua líquida para el máximo y el mínimo nivel del líquido en el tanque, esto se debe a que la altura estática se desprecia ya que la altura de impulsión se iguala a la altura de succión utilizando el mínimo y máximo nivel del líquido.

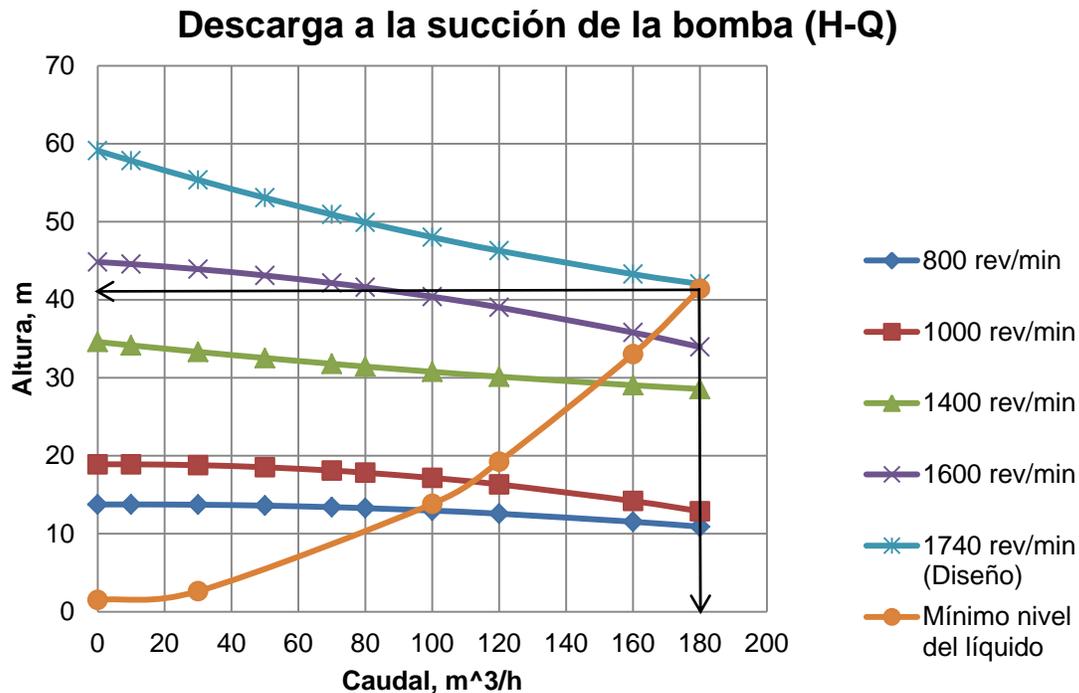
### **Características de la bomba y la red para el sistema trabajando en la condición del mínimo y el máximo nivel del líquido en el tanque**

En la tabla 3.28 se muestran los valores de la característica de la red de tuberías y accesorios en función del caudal de trabajo de la bomba, esta característica de la red depende fundamentalmente de la resistencia que existe en la misma.

**Tabla 3.28** Característica de la red para el sistema trabajando con el mínimo y el máximo nivel del líquido en el tanque.

Q (m <sup>3</sup> /h)	0	30	100	120	160	180
H (m)	1,52	2,62	13,83	19,24	33,03	41,40

La siguiente figura 3.7 muestra el comportamiento de las curvas características carga-capacidad de la bomba obtenida anteriormente por el análisis planteado en el capítulo dos, de igual forma se encuentran intersectadas con la curva de la red del sistema de tuberías a partir de la tabla 3.28 para el mínimo y máximo nivel del líquido en el tanque. Resultando los puntos de operación para los números de revoluciones analizados.



**Figura 3.7** Curvas características del sistema y la bomba  $\mu$ G para la condición de la descarga a la succión de la bomba.

Según la figura 3.7 el punto de operación de la bomba para la condición de diseño se alcanza con un  $Q_t = 180 \text{ m}^3/\text{h}$  y una altura  $H_t = 41 \text{ m}$  de columna líquida, con respecto a la curva establecida por el fabricante, utilizando el mínimo y máximo nivel del líquido en el tanque. Se puede deducir que el grupo motor bomba, teniendo en cuenta el sistema de red actual, está suministrando un caudal y una presión de trabajo superior a la que fue seleccionada por diseño.

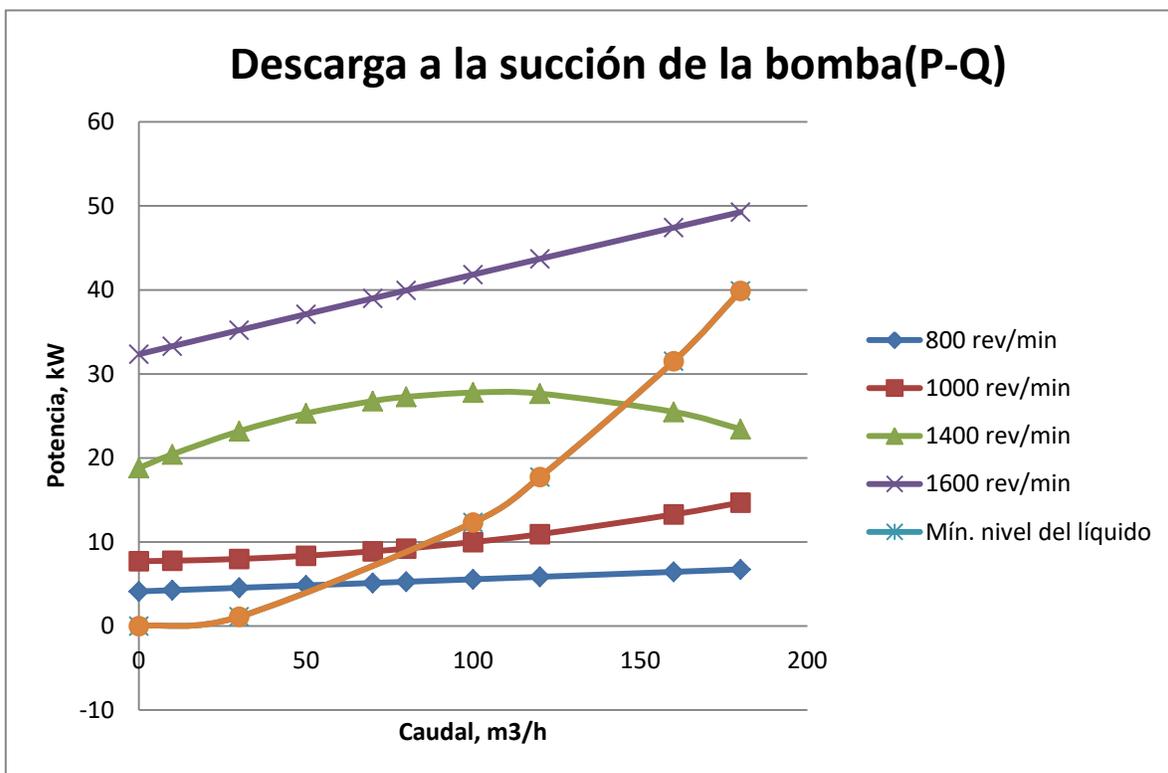
En la tabla 3.29 se muestran los otros puntos de operación de la bomba para los números de revoluciones analizados según el sistema de tuberías utilizando el mínimo y máximo nivel del líquido en el tanque.

**Tabla 3.29** Coordenadas del punto de operación de la bomba para varios números de revoluciones.

Número de revoluciones	800	1000	1400	1600
Caudal ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	95	113	149	165
Altura (m)	14	16	29	35

Según los resultados mostrados en la tabla anterior, se puede comprobar que a medida que aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba aumenta la carga-capacidad que entrega la misma con respecto al sistema de tuberías y accesorios, encontrándose en todos los casos dentro del rango de operación.

La siguiente figura 3.8 muestra el comportamiento de las curvas características (potencia-caudal) de la bomba, en función del sistema de tuberías y accesorios. Determinándose la potencia consumida por el motor de la bomba con la intersección de estas curvas considerando el mínimo y máximo nivel del líquido en el tanque.



**Figura 3.8** Curvas características (P-Q) de la bomba  $\pi G$  y de la red para la condición utilizando la descarga a la succión de la bomba.

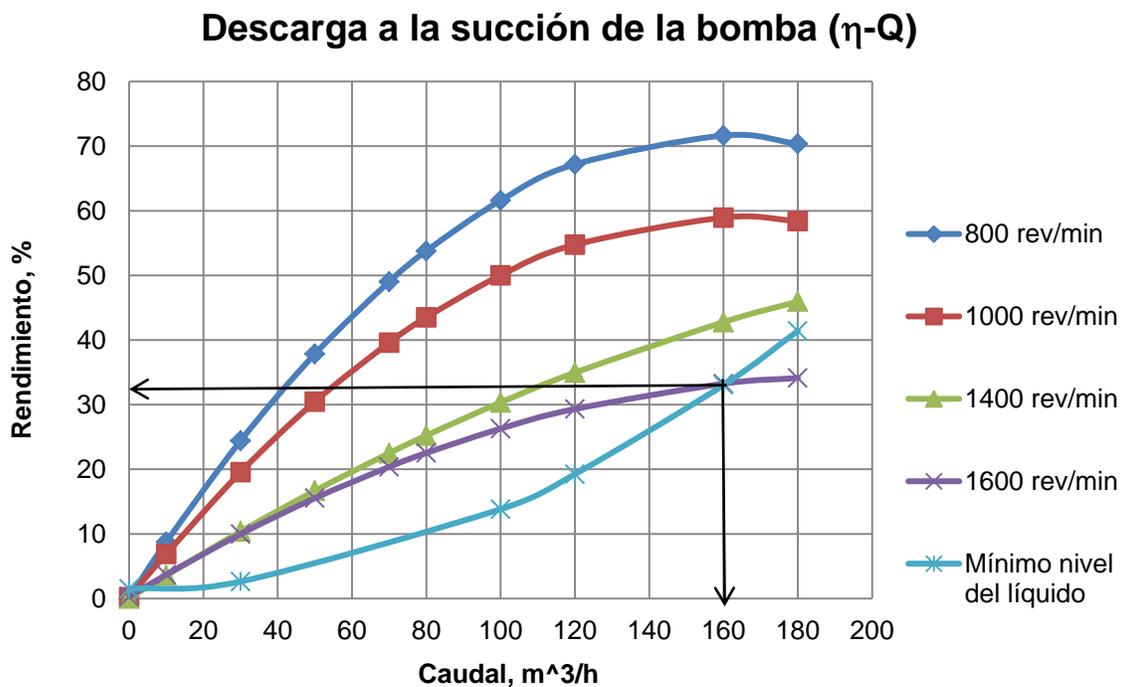
En la siguiente tabla 3.30 se muestran las potencias consumidas por el motor de la bomba a diferentes números de revoluciones en función de la red de tuberías y accesorios, según la figura 3.8, utilizando el mínimo y máximo nivel del líquido en el tanque.

**Tabla 3.30** Coordenadas de las potencias consumidas por el motor de la bomba en función de la red de tuberías y accesorios.

Número de revoluciones	800	1000	1400
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	54	63	147
Potencia (kW)	5	9	27

Según los resultados obtenidos de la tabla 3.30, se muestra que existe un aumento de la potencia consumida por el motor de la bomba a medida que aumenta el número de revoluciones, encontrándose en todos los casos por debajo de la potencia máxima para lo que fue seleccionado el motor.

La siguiente figura 3.9 muestra el comportamiento de las curvas rendimiento-caudal ( $\eta$ -Q) del sistema de bombeo, en función de la característica de la red de tuberías y accesorios.



**Figura 3.9** Curvas características ( $\eta$ -Q) de la bomba  $\pi$ G y de la red para la condición utilizando la descarga a la succión de la bomba.

En la siguiente tabla 3.31 se muestra el rendimiento que alcanza la bomba para 1600 rev/min utilizando como referencia el mínimo nivel de líquido en el tanque.

**Tabla 3.31** Coordenadas del rendimiento que alcanza el motor de la bomba en función de la red de tuberías y accesorios.

<b>Número de revoluciones</b>	<b>1600</b>
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	160
Rendimiento %	31

Este número de revoluciones del motor de la bomba es el más cercano al propuesto por diseño del fabricante, donde existe el mayor rendimiento de 56 %.

### 3.4. Resultados de los cálculos del gradiente de presión

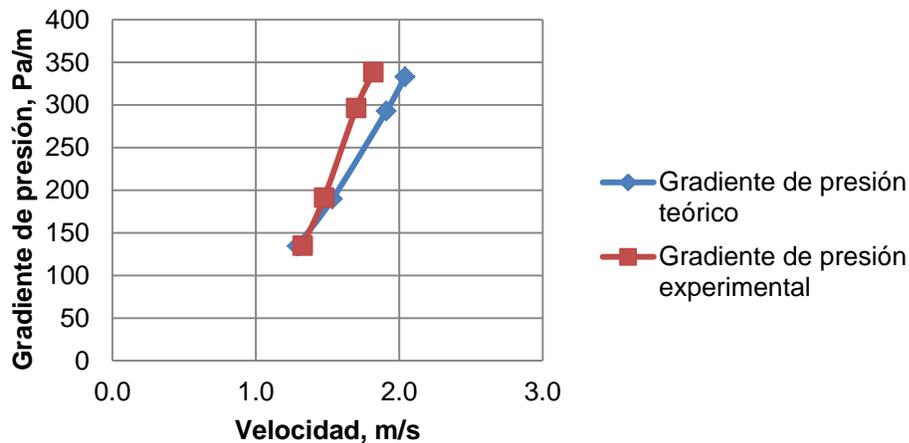
En la tabla 3.32 se muestran los valores escogidos de presiones puntuales en los manómetros a partir de las pruebas experimentales de gradiente de presión realizadas en la instalación semi-industrial del ISMMM, teniendo en cuenta la cantidad de fluido por unidad de tiempo que circula en el conducto de diámetro nominal de 150 mm para distintos números de revoluciones del motor de la bomba.

**Tabla 3.32** Resultados de los cálculos del gradiente presión.

V (m/s)	<V> (m/s)	P0 (kPa)	P1 (kPa)	it (Pa/m)	iexp (Pa/m)	Ep (%)	f	Re
1,327	1,289	81,6	79,5	134,3	134,9	0,4307	0,025	247 779,4
1,476	1,535	109,6	106,6	189,7	191,3	0,8290	0,0249	295 058,6
1,700	1,910	220,9	216,3	292,7	296,4	1,2272	0,0248	367 243,1
1,819	2,041	288,4	283,2	332,9	338,4	1,6255	0,0247	392 415,6

Teniendo en cuenta la metodología planteada en el capítulo 2 se determinó, de forma experimental y teóricamente el gradiente de presión en un tramo recto de tubería horizontal, transportando agua cruda a temperatura ambiente de 26 °C. Demostrándose la efectividad en la metodología aplicada ya que los errores relativos puntuales no exceden el 2 %. Según los resultados de la tabla 3.32 se pudo comprobar que el número de Reynolds es superior a 4000, demostrándose el régimen de flujo experimentado, en este caso un régimen turbulento.

En la siguiente figura 3.10 se muestra el comportamiento del gradiente de presión experimental y teórico, utilizando agua cruda a temperatura ambiente, en función de la velocidad experimentada por el fluido utilizando un DN 150.

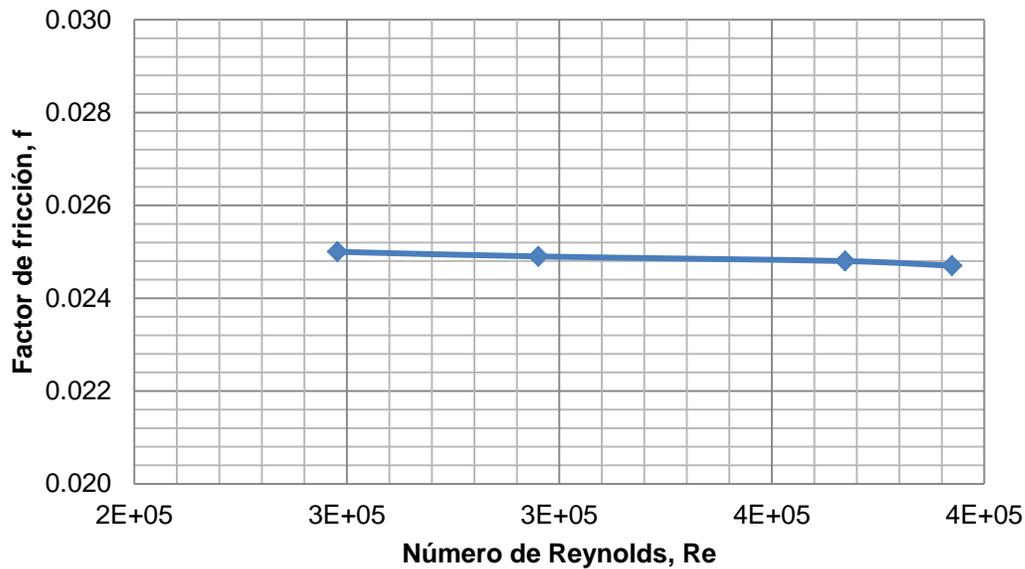


**Figura 3.10** Comportamiento del gradiente de presión experimental y teórico.

Teniendo en cuenta los errores relativos alcanzados en la comparación de la metodología planeada con respecto a la experimentación, se obtiene una probabilidad de efectividad superior a un 98 %. Los criterios expuestos en las literaturas que abordan la modelación matemática de procesos industriales (Legrá & Silva 2011; Retirado 2012; Rodríguez 2017) donde se especifica que para cálculos de ingeniería una aproximación del 90 % es satisfactoria, debido a que los resultados siempre están influenciados por los errores inherentes al proceso de experimentación. Se puede aseverar entonces que los modelos matemáticos establecidos en el presente trabajo tienen una exactitud adecuada y, por tanto, son válidos para los fines para los cuales fueron creados.

#### **3.4.1. Comportamiento del Reynolds en función del factor de fricción**

Uno de los parámetros importantes en el diseño, al considerar las pérdidas de energía mecánica en el transporte de fluidos a través de tuberías, es el coeficiente o factor de fricción, ya sea para evaluar la potencia necesaria del sistema para el transporte de los fluidos, o para estimar el diámetro del conducto (Martínez, Izquierdo & Pompa, 2014; Davidson & Nguyen, 2007). El coeficiente de fricción se obtuvo por el diagrama de Moody y el número de Reynolds se calculó a partir de ecuaciones empíricas establecidas en el capítulo dos, en función de la pérdida de carga en un segmento de tubería, como se muestra en la figura 3.11.



**Figura 3.11** Comportamiento del número de Reynolds en función del factor de fricción.

El Reynolds obtenido para las velocidades experimentales superiores a 200 000 confirma que el agua cruda en la tubería se encuentra en régimen turbulento; es decir, las partículas describen un movimiento desordenado y las trayectorias de la misma se encuentran formando pequeños remolinos periódicos. Teniendo en cuenta lo planteado anteriormente se puede afirmar que existe un aumento de la pérdida de energía a medida que aumenta la velocidad del fluido, debido a que las pequeñas variaciones en las condiciones iniciales del fluido implican grandes diferencias en su futuro comportamiento.

En este caso el factor de fricción no varía mucho (comportándose como una línea recta) debido a la poca variación del número de Reynolds experimentado encontrándose en la zona de turbulencia total utilizando tuberías rugosas (Reza 2000).

### 3.5. Valoración Económica

Los gastos de energía eléctrica constituye la mayor parte de los gastos capitales en el proceso de hidrot transporte. Con la 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.

En la tabla 3.33, se resume el análisis del costo energético en el que se incurre al transportarse agua cruda a diferentes caudales utilizando una longitud de tubería recta horizontal de 54 metros, en una hora de trabajo utilizando la descarga al tanque. Para el cálculo se utilizaron los siguientes números de revoluciones experimentados en la instalación (800 rev/min; 1000 rev/min; 1400 rev/min) empleando la ecuación 2.50.

**Tabla 3.33** Costo energético para transportar un m<sup>3</sup> de agua cruda.

Número de revoluciones (rev/min)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Costo energético (CUP)
800	46	4,9
1000	70	7,2
1400	140	10,8

Como se muestra en la tabla anterior los costos energéticos de transportación aumentan a medida que aumenta el flujo de la bomba. Para tener una mejor idea de lo que influye aumentar el flujo en la bomba con respecto al consumo de energía eléctrica, se muestra la siguiente figura 3.12:

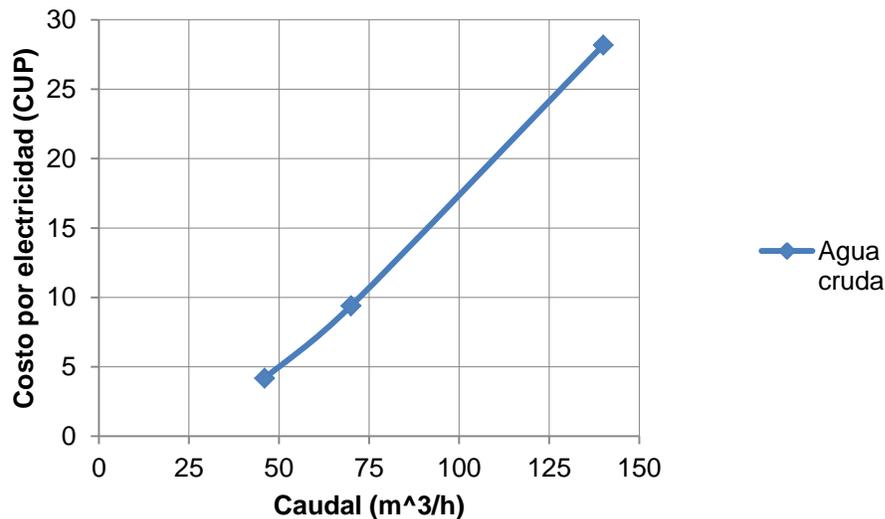


Figura 3.12 Comportamiento del costo por electricidad en función del caudal transportado de agua cruda

Como se muestra en la figura anterior a medida que se aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba aumenta el flujo y así mismo incrementa el consumo eléctrico del motor, que esto equivale a un aumento de los costos por electricidad.

### 3.6. Conclusiones del capítulo

1. Se determinaron las curvas características de la bomba centrífuga  $\pi G$  Carga-Capacidad, Potencia-Caudal y Rendimiento-Caudal para varios números de revoluciones del motor de la bomba.
2. Se determinaron los puntos de operación de la bomba con respecto al sistema de tuberías y accesorios para las dos condiciones de trabajo de la instalación:
  - Utilizando la descarga al tanque dando un caudal de trabajo de  $167 \text{ m}^3/\text{h}$  y una altura de 35 m, con rendimiento de 33 % utilizando el motor de la bomba a 1600 rev/min.
  - Descargando directamente a la succión de la bomba con un caudal de  $165 \text{ m}^3/\text{h}$  y una altura de 35 m, con rendimiento de 31 % utilizando el motor de la bomba a 1600 rev/min.
2. Se realizó el cálculo del gradiente de presión teórico y experimental, además del comportamiento del factor de fricción en función del número Reynolds, dando una predicción en la metodología planteada de alrededor de un 98 %.

## CONCLUSIONES GENERALES

1. Se determinaron las curvas características de la bomba centrífuga  $\pi G$  Carga-Capacidad, Potencia-Caudal y Rendimiento-Caudal para el transporte de agua cruda a temperatura ambiente de  $26^{\circ}\text{C}$ .
2. Utilizando la descarga al tanque se obtuvo como resultado fundamental el punto de operación de la bomba evaluada a la condición de diseño, suministrando la bomba un caudal de  $180\text{ m}^3/\text{h}$  a una presión de  $41,5\text{ m}$  de columna líquida. En el caso de la descarga a la succión de la bomba se logró un caudal de  $180\text{ m}^3/\text{h}$  a una presión de  $41\text{ m}$ .
3. De acuerdo con los resultados de caída de presión experimental y teórico en la tubería, el gradiente de presión en el hidrotransporte de agua cruda para las condiciones estudiadas demostró una probabilidad de efectividad de un  $98\%$  y su error relativo máximo asociado a su uso es inferior al  $2\%$ , lo cual permite validar la metodología empleada.

## RECOMENDACIONES

Las recomendaciones que se muestran a continuación se plantean en función de extender las investigaciones referentes al transporte de la pulpa laterítica a escala semi-industrial:

1. Se pretende determinar las curvas características de la bomba centrífuga  $\pi G$  para el transporte de pulpa laterítica con varias concentraciones de sólidos, específicamente de 40-46 %.
2. Obtener el punto de operación de la bomba centrífuga  $\pi G$  con el hidrot transporte de la pulpa laterítica según el sistema de tuberías y accesorios de la instalación.
3. Ver la posibilidad de validar la metodología de cálculo del gradiente de presión en el hidrot transporte de pulpa laterítica para los regímenes de flujos analizados en un tramo recto de tubería horizontal.

## REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

1. AZIZ, A & MOHAMED, H.2013: A Study of the Factors Affecting Transporting Solid-Liquid Suspension through Pipelines. *Open Journal of Fluid Dynamics* 3: 152-162.
2. BARTOSIK, A.2011: Simulation of the friction factor in yield-stress slurry flow which exhibits turbulence damping near the pipe wall. *Journal of theoretical and applied mechanics* 49(2):283-300.
3. CHHABRA, R & RICHARDSON, J. 1999: *Non-Newtonian Flow in the Process Industries. Fundamentals and Engineering Applications*. Butterworth Heinemann, Madras, 391.
4. CHHABRA, R & RICHARDSON, J. 2008: *Non-Newtonian Flow and Applied Rheology. Engineering Applications*. 2 ed Butterworth Heinemann, UK, 501.
5. CHO, Y & HARTNETT, J. 1982: Non-Newtonian fluids in circular pipe. *Adv. Heat Transf.* 15: 59-141.
6. DRAAD, A.; KUIKEN, G & NIEUWSTANDT, F1998:Laminar-turbulent transition in pipe flow for Newtonian and non-Newtonian fluid *Journal of Fluid Mechanics*. 377: 267-312.
7. ESCUDIER, M; ROSA, S & POOLE, R.2009: Asymmetry in transitional pipe flow of drag-reducing polymer solutions. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 161: 19-29.
8. FRIGAARD.I. HOWISON, S & SOBEY. 1994: On the stability of Poiseuille flow of a Bingham fluid. *Journal of Fluid Mechanics*. 263(25): 133-150.
9. GAMBOA MARTINEZ. N. 2017: Cálculo verificativo del sistema de red hidráulica de abastecimiento de agua del Instituto Superior Minero-Metalúrgico. Rodney Martínez Rojas (Tutor). Tesis de grado. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.
10. GARCELL, L.; DÍAZ, A. & SURÍS, G. 2011 *Transferencia de cantidad de movimiento, color y masa*. 2 ed. Félix Varela, La Habana, 345 p.
11. GOVIER, G.; AZIZ, K. 1982: *The Flow of Complex Mixtures in Pipes*. Robert E. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 661 p.
12. HALDENWANG, R; SUTHERLAND, A; FESTER, V; HOLM, R & CHHABRA, R.2012: Sludge pipe flow pressure drop prediction using composite power-law friction factor-

- Reynolds number correlation based on different non-Newtonian Reynolds numbers. *Walter SA* 38(4):615-622.
13. HALBERG SIHL., *Principios básicos para el diseño de instalaciones de Bombas Centrifugas*. M.I.B.S.A. División de ingeniería Crane. Mc GRAW-HILL. Inglaterra.
  14. HANKS, R. 1963: The laminar-turbulent transition for fluids with a yield stress *AIChEJ.* 9: 306-309.
  15. HEYWOOD, N & CHENG, D. 1984: Comparison of Methods for Predicting head loss in turbulent pipe flow of non-Newtonian fluids. *Trans. Inst. Meas. & Control*, 6(1): 33-45.
  16. KENNETH, J. 2000: *Bombas selección, uso y mantenimiento*. Mc GRAW-HILL, México, 371 p.
  17. LAURENCIO, H. 2007: *Método de cálculo para el transporte de emulsión de petróleo crudo cubano por tuberías*. Alberto Turro Breff (Tutor). Tesis de maestría. Instituto Superior Minero Metalúrgico. 71 p.
  18. LAURENCIO, H. 2012: *Método para la determinación de parámetros racionales de transporte por tuberías del combustible cubano crudo mejorado 650*. José Falcón Hernández (Tutor). Tesis doctoral. Instituto Superior Minero Metalúrgico. 100 p.
  19. LÓPEZ, J. 2014: *Diseño hidráulico de un sistema gravimétrico para relaves mineros con un caudal de 202 m<sup>3</sup>/h y 220 m de desnivel*. Luis Ricardo Chirinos García (Tutor). Tesis de diploma (Ingeniero Mecánico). Pontificia Universidad Católica del Perú. 94 p.
  20. MARTÍNEZ, R. 2009: *Caracterización de las propiedades físico-mecánicas del Cieno Carbonatado para el perfeccionamiento de su hidrotransporte por tuberías*. Alberto Turro Breff (Tutor). Tesis de maestría. Instituto Superior Minero Metalúrgico. 80 p.
  21. MÉNDEZ, O. & LÓPEZ, N. 1984: *Flujo de Fluidos y Separaciones Mecánicas*. Ediciones del ISPJAE, La Habana, 137 p.
  22. METZNER, A & REED, J. 1955: Flow of non-Newtonian fluids—correlation of the laminar, transition and turbulent flow regions. *AIChE J* 1:434–440.
  23. NEKRASOV, B. 1986: *Hidráulica*. Pueblo y Educación, La Habana, 432 p.
  24. NOUAR, C. & FRIGAARD, I. 2001: Nonlinear stability of Poiseuille flow of a Bingham

- fluid. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*. 100 (1):127-149.
25. PEIXINHO, J; NOUAR, C; DESAUBRY, C & THERON, B 2005: Laminar transitional and turbulent flow of yield stress fluid in a pipe *J. Non-New. Fluid Mech.* 128(2): 172-184.
  26. REYNOLDS, O.1883: An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinous, and of the law of resistances in parallel channels. *Phil Trans Roy Soc London* 174: 935-982.
  27. REZA, G. 2000: *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. McGraw-Hill, New York, 215.
  28. RODRIGUEZ Ismar, M. 2013: *Cálculo verificativo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa*. Rodney Martínez Rojas (Tutor). Tesis de grado. Instituto Minero Metalúrgico de Moa. 75 p.
  29. RODRIGUEZ Ismar, M. 2017: *Determinación del gradiente de presión en el hidrotransporte de pulpa laterítica*. Raúl Izquierdo Pupo (Tutor). Tesis de Maestría. Instituto Minero Metalúrgico de Moa. 109 p.
  30. RUDMAN, M & BLACKBURN, H.2006: Direct numerical simulation of turbulent non-Newtonian flow using a spectral element method. *Applied Mathematical Modelling* 30:1229-1248.
  31. SELLIN, R.; HOYT, W & SCRIVENER, O. 1982a: The effect of drag reducing additives on fluid flow and their Industrial. *J. Hydraulic. Res* 20: 29-68.
  32. SLATTER, P & LAZARUS, J. 1993: Critical flow in slurry pipe-lines. *Hydrotransport* 12. En: 12<sup>th</sup> International Conference on Slurry Handling and Pipeline Transport. Memorias. Brugge, Bélgica, 28-30 septiembre, 639–654.
  33. TOMITA, Y.1959: The Broyden method is actually an improved newton Rapshon iteration. *Bull. Japan. Soc. Mech. Engrs.* 2(10): 469-474.
  34. WILSON, K & THOMAS, A. 1985: A new analysis of the turbulent flow of non-Newtonian fluids. *Canadian Journal of Chemical Engineering*. 63(4): 539-546.
  35. WILSON, K.1996: Laminar-turbulent transition locus for power law non-Newtonians. BHR Group Cranfield, U.K. *Hydrotransport*. 13:61-74.

## ANEXOS

**ANEXO 1:** Autómata programable Simatic S7 300 conectado a una red de comunicación Ethernet.

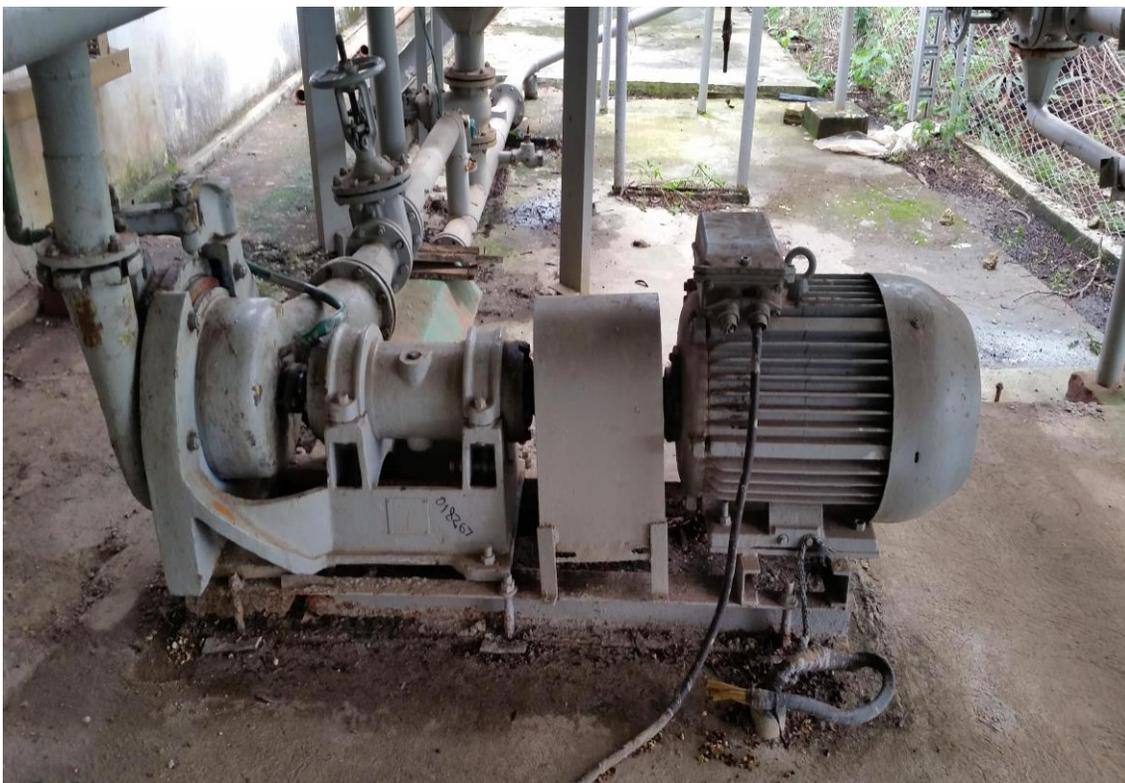


**Figura 1.** Medios para procesar la información de las corridas a una PC.

**ANEXO 2:** Instrumentación de la instalación semi-industrial del ISMMM.



**Figura 1.** Instalacion semi-industrial del ISMMM



**Figura 2.** Bomba centrifuga  $\mu$ G

### **Sensor de presión SITRANS P PED: SEP C€**

Este transmisor capta la variable de proceso, la transforma en eléctrica y la transmiten en corriente a un autómata programable. Tiene una precisión de 0.2 % del alcance de medida.

Marca: SIEMENS, Made in France

Tipo: D-76181 Karlsruhe

Nr. Fab. N1-T926-9532239

Un: DC 10.5.....45V (no Ex) Salida 4...20mA

Alcance de medida: 0.01....1bar

Límites de sobrecarga: -1....6bar

Class de protección IP65

(Catálogo facilitado por el fabricante " SITRANS P measuring instruments for pressure. Transmitters for pressure y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).



### **Termo Resistencia PT-10 "sa TERMIBEL N.V"**

Cuya medición está basada en la propiedad que poseen todos los conductores de variar su resistencia en función de la temperatura. La resistencia eléctrica aumenta con el crecimiento de la temperatura y entonces hablamos de coeficiente de temperatura positivo PTC (Positive Temperature Coeficient), esto por ejemplo con las termorresistencias de platino.

Réf: T Co 61- 2009

PAVE. DU ROEULX Z.1.

B-7110 STREPY-BRACQUEGNIES

Marca: ISO 9001

Type: Pt 100

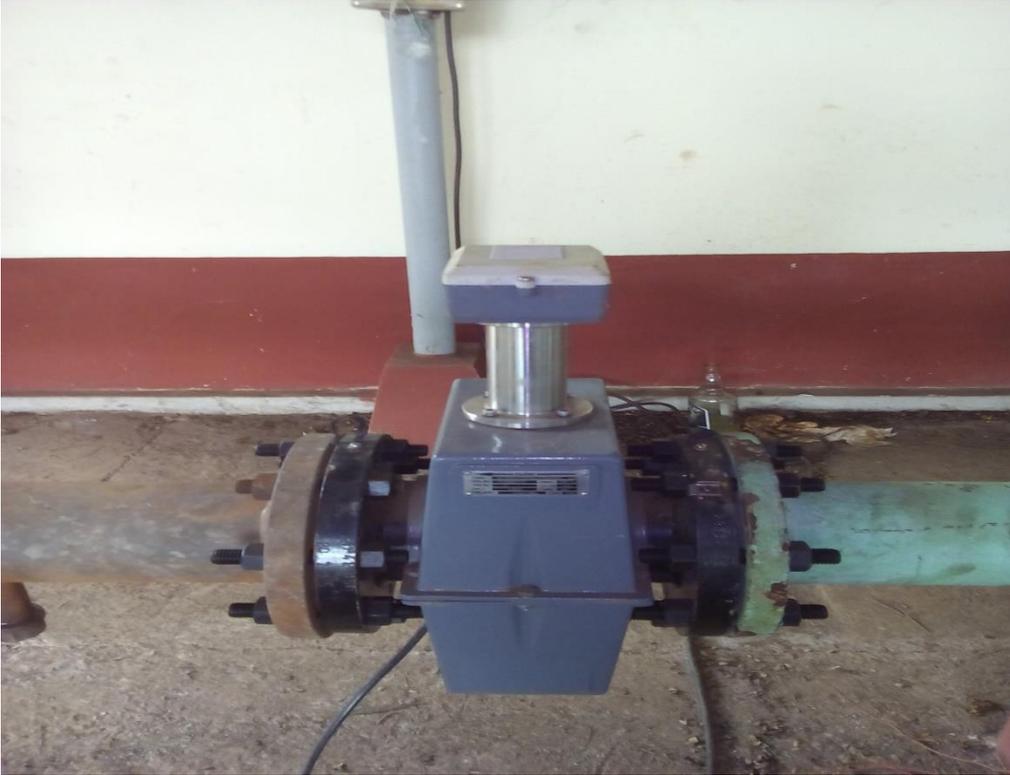
Range: 0/100°C

s.n.: T-40

(Catálogo facilitado por el fabricante " USM- Instrumentación y Automatización – Sem. I 2005 y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).



## **Flujómetro**



Está diseñado para medir un flujo máximo de 200 m<sup>3</sup>/h

## **Densímetro DT 301 (Density Transmitter)**

Con una exactitud de  $\pm 0.1$  %. Este transmisor es un instrumento desarrollado para la medición continua, en una línea de concentración líquida y densidad, directamente en el proceso industrial. Está diseñado para las aplicaciones de mando de proceso, los transmisores generan una señal de 4-20 mA proporcional a la concentración de la densidad.

Marca: Smar

Tipo: DT 301

Serial No: 3794-08

Temp. 60 °C máx

Vmáx. 30 Vdc

Imáx. 110 mA



(Catálogo facilitado por el fabricante " DT301 SMART CONCENTRATION/DENSITY TRANSMITTER y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).

**Medidor de nivel BM 700 (Level-Radar)**

Sirve exclusivamente para la medición del nivel, de la distancia, del volumen y para la medición por reflexión de líquidos, pastas, lodos, mercancías a granel y cuerpos sólidos. El instrumento tiene una exactitud de  $\pm 0.05 \%$ , con clase de protección IP 67.

Marca: KROHNE

Fabricado: Duesburg Germany

Altura del tanque (rango medio) 0.5 m a 20 m (1.64 pies a 65.6 pies).

Precisión de la medida (distancia) desde 1 m (3.3 pies):  $\pm 1\text{cm}$ , hasta 3.3 m (10.8 pies):  $\pm 0.3 \%$

Código: C€ 0682

Versión: 5.05

Vk-Auftrag: 886085/010

Serien-Nr: 8/348465.002

Baujahr: 2008

Manufact: 160120080623

Hilfsenergie: 24V DC/AC

Ausgangssignale: 4...20 mA HART



(Catálogo facilitado por el fabricante " Installation and operating instructions Level-Radar BM 700 y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).

**Anexo 3: Croquis de la altura estática.**

