



FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Cálculo verificativo del sistema de bombeo de agua del Instituto Superior Minero-Metalúrgico.

Autor: Noel Gamboa Martínez.

Tutor: Ms. C. Rodney Martínez Rojas.

MOA, 2017
“AÑO 59 DE LA REVOLUCIÓN”

PENSAMIENTO

En el mismo hombre suelen ir unidos un corazón y un talento grande, pero todo hombre tiene el deber de cultivar su inteligencia, por respeto a sí mismo y al mundo.

José Martí Pérez.

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Noel Gamboa Martínez autor de este trabajo de diploma y Ms. C. Rodney Martínez Rojas declaramos la propiedad intelectual de este trabajo al Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para que disponga de su uso cuando estime conveniente.

Noel Gamboa Martínez.

Ms. C. Rodney Martínez Rojas.



DEDICATORIAS

A mi Dios que me ayudó en todos los momentos difíciles que pasé.

Con especial afecto a mis padres, Noel Gamboa Pineda y Mari Luz Martínez Jardines, por el cariño, dedicación y apoyo que me han brindado incondicionalmente; y por cuyas atenciones siempre estaré agradecido.

¡Dios los bendiga y me los guarde!

A mis hermanas que me sirvieron de ejemplo.

A mis compañeros de aula.

A nuestra revolución, por las posibilidades que me ofrece.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis familiares y a todas aquellas personas que de una manera u otra han contribuido a la realización de este trabajo de diploma; a mi tutor Ms. C. Rodney Martínez Rojas, a los profesores del departamento de mecánica.

A nuestros compañeros de aula y a la revolución cubana que nos ha dado la oportunidad de formarnos como profesional.

A todos muchas gracias.

Resumen

En este trabajo se realiza una valoración del sistema de bombeo de agua del ISMM. Para ello se determina la curva característica de la red, así como, la curva de la bomba, para obtener estas últimas se usó el software WaterCAD V8i y su análisis de regresión que nos da la ecuación de la bomba y los modelos que caracterizan la curva de la bomba del sistema para el números de revoluciones ($n_{act} = 3036 \text{ rev/min}$) y ($n_n = 3500 \text{ rev/min}$), una vez obtenido estas curvas se evaluó el sistema de bombeo para succión negativa de (-6 m) cuando el nivel de agua es mínimo en la cisterna, en este caso no cumple con la condición de ausencia de cavitación por lo que cavita, no siendo así para cuando la altura de succión negativa es de (-1m), el nivel máximo de la cisterna, ya que se cumple la condición de ausencia de cavitación, por lo que no cavita la bomba, al realizar el cálculo para niveles de altura de succión negativa se determinó que el valor crítico de altura de succión es de (-3 m). El consumo en el que incurre el sistema está dado por su consumo de energía para las condiciones dadas es de 0,13 kWh, para un consumo de bombeo de 54000 \$/kW año. Se propone la selección de una bomba de la marca PEDROLLO para los modelos FG2 50/200 y FG2 65/200.

Summary

In this work, an evaluation of the water pumping system of the ISMM is carried out. In order to obtain the latter, we used the WaterCAD V8i software and its regression analysis, which gives us the pump equation and the models that characterize the curve ($n_{act} = 3036 \text{ rev/min}$) and ($n_n = 3500 \text{ rev/min}$) when the water level is minimum in the cistern, in this case it does not meet the cavitation absence condition so it cavitates, but not when the negative suction height is (-1m), the maximum level of the cistern, since the condition of absence of cavitation is fulfilled, reason why it does not cavitate the pump, when realizing the calculation for levels of negative suction height it was determined that the critical value of suction height is of (-3 m). The consumption in which the system incurs is given by its energy consumption for the conditions given is 0.13 kWh, for a pumping consumption of 54000 \$ / kW año. It is proposed to select a pump of the PEDROLLO brand for models FG2 50/200 and FG2 65/200.



ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
Capítulo 1. Marco teórico de la investigación	4
1. Introducción	4
1.1. Estudios precedentes	4
1.2. Fundamentos de la mecánica de los fluidos	8
1.2.1. Definición de fluido	8
1.2.2. Propiedades de los fluidos.....	9
1.3. Consideraciones generales de las redes de distribución de agua.	13
1.3.1. Las redes de distribución de agua.....	15
1.4. Principio y funcionamiento de las bombas centrífugas	17
1.4.1. Clasificación de bombas centrífugas	18
1.4.2. Las ventajas principales de las bombas centrífugas son:	19
1.4.3. Curvas características de las bombas centrífugas	19
1.5. Sistema de bombeo de agua	20
1.6. Sistema de abastecimiento de agua para el ISMM	21
1.7. Conclusión del capítulo 1	22
CAPÍTULO #2. MATERIALES Y MÉTODOS	23
2.1. Introducción	23
2.2. Características técnicas del sistema de bombeo del ISMM	23
2.3. Descripción del sistema de bombeo y distribución de agua del ISMM	24
2.4. Metodología de cálculo para determinar la curva característica de la red	25
2.4.1. Característica de la red del sistema.....	26
2.5. Balance energético de una bomba centrífuga.....	29
2.5.1. Método para el análisis de los gastos energéticos	30
2.6. Cavitación en bombas centrífugas	31
2.6.1. Velocidad específica.....	34
2.7. Método para obtener las características operacionales en un equipo de bombeo ..	35
2.8. Materiales empleados para las mediciones de los parámetros en el sistema de distribución	36
2.9. Conclusiones del capítulo	37
CAPITULO #3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	38



3.1. Introducción	38
3.2. Análisis de los resultados del cálculo y evaluación del sistema de bombeo de agua en el ISMM.	38
3.2.1. Área de la sección circular de la tubería.....	38
3.2.2. Velocidad del fluido.....	38
3.2.3. Número de Reynolds	38
3.2.4. Coeficiente de resistencia (R)	39
3.3. Característica de la red.....	39
3.4. Obtención del modelo para la característica de carga-flujo de las bombas centrífugas a velocidad de giro constante.....	41
3.4.1. Curva de la bomba para número de revoluciones nominal ($n_n = 3500 \text{ rev/min}$) y altura nominal ($H_n = 64 \text{ m}$)	43
3.5. Punto de operación del sistema de bombeo del ISMM.....	44
3.5.1. Punto de operación de la bomba bajo condiciones actuales considerando bajos volúmenes de agua en la cisterna	44
3.5.2. Punto de operación de la bomba bajo condiciones nominales	45
3.6. Análisis del fenómeno de la cavitación del sistema para las condiciones dadas anteriormente.	47
3.7. Análisis energético del sistema de bombeo de agua	48
3.8. Selección y propuesta de modelos de bomba centrífuga para el sistema de bombeo de agua del ISMM	48
3.9. Conclusiones del capítulo	52
Conclusiones generales	53
Recomendaciones.....	54
Bibliografía	55

INTRODUCCIÓN

Desde los años sesenta del siglo pasado se inició en Cuba el desarrollo de las estrategias para la gestión del agua, con la creación del Instituto de Recursos Hidráulicos, el fortalecimiento de la infraestructura hidráulica, la formación de recursos humanos capacitados y la creación de las bases legales y normativas para la administración de las aguas terrestres, con la participación de otros organismos del estado cubano.

Los Recursos Hídricos Potenciales en Cuba alcanzan los 38 100 hm³, de los cuales 31 700 hm³ corresponden a las aguas superficiales, para un 83 % y 6 400 hm³ (17 %) a las aguas subterráneas, de este potencial total se ha evaluado al nivel de esquema como Recursos Hídricos Aprovechable 24 000 hm³, 18 000 hm³ superficiales. Una de las utilidades más importantes que el hombre le ha dado al agua es el uso industrial, y una de las formas y vías con la que ha logrado llevar el agua de un punto a otro es a través de las redes de distribución, que por supuesto conectadas a distintos tipos de suministradores, como puede ser un tanque elevado cuando se hace uso de la aceleración de la gravedad o un equipo de bombeo cuando se hace necesario adicionarle energía al agua para su posterior traslado al punto indicado.

Estos equipos de bombeos son denominados bombas centrífugas las cuales se utilizan con mayor frecuencia en el abastecimiento y distribución de agua mediante sistemas de redes hidráulicas. Estas se pueden utilizar para un intervalo muy amplio de gastos desde 5 a 8 l/min hasta 500,000 l/min; con cabezas o presiones de descarga de unos cuantos milímetros de mercurio hasta de cientos de atmósferas. Además de lo anterior, se tienen las ventajas de tener bajo costo de operación y de mantenimiento, ocupan poco espacio y generan bajos niveles de ruido.

Para el desarrollo de la selección y la evaluación de los consumo energético de los sistemas de bombeo, es básica la obtención del punto de funcionamiento del sistema que está dado por la intercepción entre las características de carga-capacidad de los equipos de bombeo y los de resistencia hidráulica, capacidad del sistema de tuberías; de donde puede obtenerse el flujo, la potencia y la eficiencia de operación de los equipos de bombeo. Con tal propósito, tradicionalmente los especialistas encargados de estas tareas, desarrollan un método gráfico, con los consiguientes inconvenientes de poca

precisión, elevado tiempo de ejecución de la tarea, que por demás exige un cúmulo de conocimientos de Mecánica de los Fluidos y experiencias prácticas en su realización, así como limitaciones importantes en cuanto al análisis de diversas alternativas y condiciones de operación variable en el sistema, lo cual se agudiza en aquellos sistemas donde resulta necesaria la regulación de la operación.

El municipio Moa por disfrutar de amplias zonas residenciales e industriales posee una compleja red hidráulica para abastecerse y poder transportar el recurso hídrico a todos los clientes que lo necesiten. Como parte de esta red se encuentra el ISMM el cual posee una red hidráulica que data desde su fundación hace varias décadas, con los desgastes y beneficios por los que ha transcurridos en este tiempo.

Situación problemática:

En el sistema de bombeo de agua del Instituto Superior Minero-Metalúrgico de Moa Dr. Antonio Núñez Jiménez está compuesto por una cisterna con capacidad 946 m³, una bomba centrífuga, un tanque elevado y un sistema de redes y tuberías que son las encargadas de distribuir y abastecer de agua todas las áreas del instituto. Dicho sistema presenta frecuentes problemas de roturas por la antigüedad de sus componentes lo que provoca problemas con el servicio de abasto de agua potable al centro, esto es debido a la mala selección de las bombas las cuales ya están en mal estado porque sus roturas son frecuentes dejándola así fuera de servicio, haciendo que el equipo de mantenimiento tenga que hacer intervenciones no prevista en el plan mensual lo que ocasiona pérdida de tiempo y un paro en el bombeo de agua necesaria, creando un déficit estacionario de agua que influye en el aseo diario de los estudiantes, así como de las áreas de trabajo centro, estas bombas las constantes reparaciones producidas, lo cual a provocado una disminución en el rendimiento de las mismas. En este momento se desconocen los parámetros de trabajo del sistema por lo que se necesita conocer en cuanto a modificado su funcionamiento y el punto de operaciones para las condiciones del sistema. Con la implementación de este trabajo se conocería los parámetros de trabajo de dicho sistema, el gasto de energía y el tiempo necesario para la ejecución.

Por lo planteado anteriormente se declara como **Problema** la insuficiencia de conocimiento de los parámetros operacionales del sistema de bombeo de agua del

instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, lo que provoca altos consumos energéticos e inestabilidad en el llenado del tanque elevado.

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

Si se establece un procedimiento para la evaluación y el mejoramiento de las condiciones de operación del sistema de bombeo de agua en el ISMM, entonces es posible establecer los parámetros adecuados de operación de la instalación que garanticen una estabilidad en el llenado del tanque elevado.

Objeto de estudio

Sistema de bombeo de agua del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

Campo de acción

Evaluación de sistemas de distribución y abastecimiento agua, y sistemas de bombeo.

El **objetivo de investigación** es evaluar el sistema de bombeo de agua del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

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

- ✓ Estudiar el comportamiento del sistema de abasto de agua, aplicando métodos comparativos e históricos que permitan conocer las zonas más vulnerables en cuanto a pérdidas.
- ✓ Establecer los parámetros técnicos, así como también las bases teóricas necesarias para realizar la evaluación técnico - energética del sistema de bombeo.
- ✓ Realizar una propuesta de selección de modelos de bombas para el sistema de bombeo del ISMM.

Como **tareas de trabajo** se tienen en cuenta los siguientes aspectos:

- ✓ Revisión del estado técnico de las tuberías, así como su geometría, accesorios, ramificaciones y modificaciones.
- ✓ Obtención de la curva característica de la red para el sistema actual
- ✓ Establecimiento del punto de operación del sistema de bombeo.

Capítulo 1. Marco teórico de la investigación

1. Introducción

Las redes hidráulicas tienen un conjunto de elementos encargados de transportar el fluido líquido desde los puntos de suministro hasta los puntos de consumo. Está constituida por tuberías y otros elementos como son: válvulas, elementos de unión, elementos de medición, que deben ser dimensionados adecuadamente para suministrar los caudales demandados, para lo cual será necesario mantener en la red unas presiones adecuadas. El resto de los componentes del sistema de distribución (depósitos, estaciones de bombeo, forma de regulación) condicionaran su diseño y cálculo, por lo que en general no se puede tratar la red como un elemento aislado.

Objetivo del capítulo establecer el estado del arte, a partir de la revisión bibliográfica relacionada al tema de las redes de hidráulicas y sistemas de bombeo.

1.1. Estudios precedentes

En nuestro país no comienza un desarrollo de los estudios hidráulicos sino hasta después de la revolución en que dichos estudios constituyen una de las bases principales del progreso científico técnico de nuestro país. Sin embargo, en la época colonial, se debe recordar al ingeniero Francisco de Albear, proyectista y constructor del acueducto que surte de agua a nuestra capital y a los hidráulicos anónimos que durante dos siglos desarrollaron el sistema de regadío conocidos como la comunidad de regante de Güines.

Tiene como antecedentes la Ley de Aguas de España (1879), la que en su articulado prevé la creación de las “Comunidades de Regantes”, que tienen como objetivo establecer un régimen y administración de las obras y de las aguas. Las normas aprobadas en la Metrópoli eran de aplicación en las colonias de América, de este modo las leyes de aguas influyeron en Cuba, y aún con el nacimiento de la República, al no emitirse nuevas legislaciones, continuaban en vigor. El cuerpo legal de la Comunidad de Regantes de Güines fue un primer empeño en materia de regular el aprovechamiento, administración y protección de las aguas, el cual, independientemente de su fin económico, englobaba de forma ordenada el tratamiento de los recursos hídricos en

Cuba. Las Ordenanzas de la Comunidad de Regantes de Güines se hacen firmes el 15 de julio de 1924.

En los grandes núcleos poblacionales el agua proveniente de las fuentes de abasto pasa por un sistema de tratamiento y filtración que permite mejorar la calidad del agua resultando los sistemas más usados los de cloración, floración, intercambio iónico y por ultimo su bombeo hasta los consumidores.

Planteando los problemas con respecto a los controles de los consumos de agua en la mayoría de los casos llegan a ser deficientes estando entre las causas principales la existencia de poco medidores para contabilizar el agua por área, la no existencia o incorrecta aplicación de indicadores que relacionan este consumo con parámetros productivos, los bajos costos de agua en algunas instituciones y la no existencia de chequeos periódicos, ni gestión integrada de su uso (Pérez 2006).

Para modelar una red se requiere el tratamiento de una gran cantidad de información. Con los avances tanto de la computación como de las técnicas de análisis de redes, el problema de incluir todas las líneas que en realidad se presentan en la red, se elimina. Sin embargo, persiste la necesidad de la precisión de los datos de entrada para que la fiabilidad del modelo sea asegurada. Incluir toda la red en el modelo supone modelar hasta las acometidas de los edificios, cuya información es tan difícil de modelar como imprecisa.

Así, si la opción es desarrollar un modelo estratégico de la red, el grado de detalle deberá relegarse a un número de líneas y nudos cuyo comportamiento sea equivalente al de todo el sistema, (Martínez, 2002).

En base a los planteamientos de Zepeda (2001) y García (2001), se plantea un análisis hidráulico y un formato de cálculo para las redes hidráulicas abiertas en edificaciones, sin embargo, el desarrollo manual de las ecuaciones dificultaba el diseño de redes con demasiados nodos, por lo que fue necesario implementar un software para facilitar el diseño. En nuestro país existen programas de cálculo aplicados a redes de agua potable y específicamente un programa para instalaciones denominado EPANET que en nuestro medio no tiene la propaganda necesaria para su uso.

El diseño hidráulico de la red tiene por objeto conseguir que la línea de energía esté siempre por encima de los puntos de control (tomas y nodos intermedios en donde se exige una carga de presión mínima disponible), pero lo más cercano posible a ellos (Montiel, 2002). Estos son aspectos importantes a conocer en el momento de diseño de una red de distribución de agua.

La relación de la oferta y la demanda de agua permite dimensionar la cantidad de agua disponible, los requerimientos hídricos de los usos existentes y las zonas de conflicto por déficit del recurso (CVC, 2006).

El ingeniero civil (Sosa, 2006) especifica su trabajo en el diseño de las instalaciones de edificios, y plantea lo importante de prever los lugares y las dimensiones de los ductos o canalizaciones verticales y horizontales, así como los espacios o cuartos destinados a la maquinaria, con base en el criterio de los proyectistas de cada una de las instalaciones necesarias.

En cada una de las instalaciones de redes hidráulicas deben revisarse sus especificaciones particulares, a fin de definir los tipos y calidades de los materiales a utilizar, así como las pruebas a las que se someterán las mismas.

Los trabajos realizados por Nekrasov (1986), son de considerables aportes, los mismos abordan la temática relacionada con la teoría general de la hidráulica, en esta publicación existe una amplia conceptualización de las leyes y principios físicos relacionados con el transporte hidráulico y constituyen un pilar fundamental para la comprensión de la misma en sus más diversas formas, en este trabajo se exponen diferentes situaciones prácticas donde se vinculan los fenómenos de movimientos hidráulicos con los equipos e instalaciones existentes en las industrias metalúrgicas, así como, en otras empresas donde se aplica este método de transporte.

Welty, J. (1976) y Bandala, M. (2001), efectuaron una evaluación en una tubería recta en la que el flujo es del tipo laminar o viscoso, según estos autores la resistencia se origina por el esfuerzo tangencial o cortante de la viscosidad entre las láminas o capas adyacentes y las partículas que se mueven en recorridos paralelos con diferentes velocidades. Además, plantean que en la pared de la tubería las partículas se adhieren a

ella y no tienen movimiento; deducen que tanto las láminas como las partículas en movimiento en la tubería están sujetas a un esfuerzo cortante viscoso que la disminuye y la aproximan al centro de la tubería, por lo que la variación de la velocidad a través de la tubería, está totalmente determinado por el esfuerzo viscoso entre las capas.

Resulta muy importante el trabajo realizado por Karelin, B. (1975), el cual plantea que en las bombas centrífugas se puede dividir el fenómeno de la cavitación en 2 regímenes críticos. El primer régimen corresponde con el momento de inicio de la cavitación; en las curvas de cavitación este régimen se caracteriza por el inicio de la disminución de la carga y la eficiencia. El segundo régimen crítico corresponde con el momento de caída abrupta de los parámetros de trabajo de la bomba; en las curvas de cavitación este segundo régimen está caracterizado por la caída precipitada de los parámetros de la bomba. Las curvas características para analizar los 2 regímenes de cavitación es una dependencia de los parámetros: carga, eficiencia y potencia en función de la reserva cavitacional, curvas no divulgadas en los pasaportes de la máquina. Este autor plantea además que el trabajo de las bombas en regímenes de cavitación no debe permitirse, porque afecta los parámetros de trabajo, daña el equipo y termina por destruirla, disminuye el rendimiento e incrementa el consumo energético y que en la succión de una bomba debe garantizarse una cantidad de energía crítica (carga efectiva Δh_s , por encima de la tensión de vapor), para vencer las del impulsor.

Pérez, R. (2000), analiza procedimientos que permiten valorar y consecuentemente elegir las bombas centrífugas a partir de los datos técnicos aportados por el fabricante. La cavitación es un fenómeno frecuente en el trabajo de estas máquinas, influye considerablemente en los indicadores técnicos - económicos y depende no sólo del sistema, sino también de la calidad del diseño y construcción del equipo. No menos importancia tiene los materiales con los que se construyen estos equipos. Además, en el año 2004 define que la reserva requerida de cavitación $NPSH_R$, es un parámetro que depende de las peculiaridades constructivas de la bomba y es mayor para bombas con el rodete en voladizo, que para las que tienen el rodete entre apoyos.

El coeficiente o factor de fricción es un parámetro de diseño importante al considerar las pérdidas de energía mecánica en el transporte de fluidos a través de tuberías, ya sea

para evaluar la potencia necesaria, o para estimar el diámetro del conducto, entre otros aspectos (Ibarz et al., 2001), (Vélez, 2003). Este coeficiente de fricción puede obtenerse con la pérdida de presión que se da en un segmento de tubo y/o accesorio, o bien puede evaluarse por medio de modelos, o gráficas propuestas para tal propósito (Charm, 1971); (Foust et al., 1980); (Macedo, 2001). La información que existe ha sido desarrollada principalmente para fluidos de tipo newtoniano.

1.2. Fundamentos de la mecánica de los fluidos

La ciencia de la ingeniería de la mecánica de los fluidos se ha desarrollado gracias al entendimiento de las propiedades de los fluidos, a la aplicación de las leyes básicas de la mecánica y la termodinámica y a una experimentación ordenada. Sin importar su naturaleza, todas las situaciones de flujo pueden expresarse en forma analítica a partir de las relaciones siguientes (Marks, 1982; Ravinovich, 1986; Nekrasov, 1990; Gerhart and Gross, 1992; Streeter et al., 2000; Martinez et al., 2007)

- ✓ Las leyes de movimiento de newton.
- ✓ La relación de continuidad (leyes de conservación de la masa)
- ✓ La conservación de la masa aplicada a mezclas de componentes dentro del fluido.
- ✓ La primera y segunda leyes de la termodinámica.
- ✓ Las condiciones de frontera.

También pueden tenerse en consideraciones otras relaciones y ecuaciones como una ecuación de estado o la ley de viscosidad de newton.

1.2.1. Definición de fluido

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se le somete a un esfuerzo cortante, sin importar lo pequeño que sea dicho esfuerzo". Así, un fluido es incapaz de resistir fuerzas o esfuerzos de cizalla sin desplazarse, mientras que un sólido sí puede hacerlo.

El término fluido incluye a gases y líquidos. Hay fluidos que fluyen tan lentamente que se pueden considerar sólidos (vidrio de las ventanas o el asfalto). Un líquido está sometido a fuerzas intermoleculares que lo mantienen unido de tal forma que su volumen es definido pero su forma no. Un gas, por otra parte, consta de partículas en movimiento que

chocan unas con otras y tratan de dispersarse de tal modo que un gas no tiene forma ni volumen definidos y llenará completamente cualquier recipiente en el cual se coloque Edgar (2016).

1.2.2. Propiedades de los fluidos.

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.

Los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases.

Líquidos: son prácticamente incompresibles, ocupan un volumen definido y tienen superficies libres.

Gases: son compresibles, se expansionan hasta ocupar todas las partes del recipiente que los contenga.

Densidad de un fluido:

La densidad de una sustancia se define como su masa por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.1)$$

La unidad de medida en el S.I. de Unidades es kg/m^3 , también se utiliza frecuentemente la unidad g/cm^3 .

Peso específico

Peso específico se define como su peso por unidad de volumen, se encuentra relacionado con la densidad por:

$$Y = \rho \cdot g \quad (1.2)$$

En los líquidos puede considerarse constante para las variaciones ordinarias de presión.

Se pueden calcular a través de la ecuación de estado de los gases $PV = nRT$ como

$$P = \rho \cdot R \cdot T$$

$$Y = \frac{P \cdot g}{R \cdot T} \quad (1.3)$$

Volumen específico

Es el volumen por unidad de masa y es por lo tanto el recíproco de la densidad.

$$V = \frac{1}{\rho} \quad (1.4)$$

Gravedad específica

Se suele designar como SG y se define como la relación de la densidad del fluido entre la densidad del agua a una temperatura dada. Normalmente esa temperatura es 4°C, y a esta temperatura la densidad del agua es 1000kg/m³.

$$SG = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \quad (1.5)$$

Viscosidad de un fluido

Es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes. La viscosidad se debe primordialmente a las interacciones entre las moléculas del fluido.

Otro coeficiente de viscosidad, llamado viscosidad cinemática, viene definido por

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu}{\gamma / g} = \frac{\mu \cdot g}{\gamma} \quad (1.6)$$

Presión de vapor

Cuando tiene lugar el fenómeno de la evaporación dentro de un espacio cerrado, la presión parcial a que dan lugar las moléculas de vapor se llama presión de vapor. Depende de la temperatura, aumentando con ella.

Tensión superficial

La tensión superficial (σ) de un líquido es el trabajo que debe realizarse para llevar moléculas en número suficiente desde el interior del líquido hasta la superficie para crear

una nueva unidad de superficie (J/m^2). Este trabajo es numéricamente igual a la fuerza tangencial de contracción que actuase sobre una línea hipotética de longitud unitaria situada en la superficie, y

$$\sigma = \frac{\Delta F}{\Delta L} (\text{N} / \text{m}) \quad (1.7)$$

Las unidades son en m^2/s . En los líquidos la viscosidad disminuye al aumentar la temperatura, pero no se ve afectada apreciablemente por las variaciones de presión. En los gases la viscosidad absoluta aumenta al aumentar la temperatura, pero casi no varía con la presión. Como el peso específico de los gases varía con la presión (a temperatura constante), la viscosidad cinemática es inversamente proporcional a la presión Edgar (2016).

Capilaridad

Es la elevación o descenso de un líquido en un tubo capilar vienen producidos por la tensión superficial dependiendo de las magnitudes relativas de la cohesión y de la adhesión del líquido a las paredes del tubo. Los líquidos ascienden por tubos que mojan (cohesión < adhesión) y descienden por tubos que no mojan (cohesión > adhesión). La capilaridad tiene importancia en tubos estrechos <10mm, para valores mayores de 12mm es despreciable. Propiedades de los fluidos.

$$h = \frac{2\sigma}{r \cdot g \cdot \rho} \cos \theta \quad (1.8)$$

Compresibilidad de un fluido

Se expresa a través del módulo volumétrico de elasticidad (E) que es la relación de la variación de presión a la variación de volumen por unidad de volumen.

$$E = \frac{dp}{-dv/v} (\text{Pa}) \quad (1.9)$$

El aumento de la presión da lugar a una disminución de volumen.

Tres principios fundamentales se aplican al flujo de fluidos:

- ✓ El principio de conservación de la masa, a partir del cual se establece la ecuación de continuidad.
- ✓ El principio de la energía cinética, a partir del cual se deducen ciertas ecuaciones aplicables al flujo.
- ✓ El principio de la cantidad de movimiento, a partir del cual se deducen las ecuaciones para calcular las fuerzas dinámicas ejercidas por los fluidos en movimiento. El flujo de los fluidos puede ser permanente o no permanente; uniforme o no uniforme; laminar o turbulento; unidimensional, bidimensional o tridimensional.

De acuerdo a su comportamiento reológico:

Newtonianos: estos cumplen con la ley de Newton y la viscosidad es una constante de proporcionalidad que relaciona el gradiente de velocidad con el esfuerzo cortante de la fricción.

No newtonianos: cuando no cumple con la ley de Newton y la viscosidad es una función del gradiente de velocidad.

El agua además de ser una sustancia muy abundante en la naturaleza presenta excelentes propiedades, que permite su uso en casi todos los procesos de nuestra vida. En estado puro no tiene olor, no es tóxica, disuelve a todas las sales cristalinas y compuestos polares y debido a los valores elevados del calor específico y latente de vaporización constituye verdaderos volantes térmicos. La utilización del agua en la industria como fluido portador del calor se debe a estas razones Edgar (2016). (Tabla 1.1).

Tabla 1.1. Principales propiedades del agua pura

Propiedad	U/M	Valor
Densidad	g/cm ³	0,9997
Temperatura de ebullición	°C	100
Temperatura de solidificación	°C	0
Calor específico(14,5 a 15,5 °C)	J/kg	4180
Calor de fusión del hielo	Kcal/kg	80
Calor de vaporización	Kcal/kg	539
Energía de formación molecular	cal/mol	58000

Viscosidad del agua	Poise	$1,007 \cdot 10^{-2}$
Tensión superficial (18 °C)	dyna/cm ³	73
Conductividad eléctrica	mho/m	$4,2 \cdot 10^{-6}$

Tabla 1.2. Relación de la viscosidad y densidad del agua.

<i>Presión atmosférica estándar</i> (1 atm = 1013,25 mbar) AGUA temperatura (°C)	viscosidad absoluta (Pa·s)	viscosidad cinemática (m ² /s)	Densidad (kg/m ³)
20	$1,002 \cdot 10^{-3}$	$1,004 \cdot 10^{-6}$	999,6
30	$0,797 \cdot 10^{-3}$	$0,801 \cdot 10^{-6}$	996,5
40	$0,653 \cdot 10^{-3}$	$0,658 \cdot 10^{-6}$	987,9

1.3. Consideraciones generales de las redes de distribución de agua.

Uno de los usos más importantes del agua es el que se le da para consumo humano en ciudades y centros urbanos. En este sentido, el modelo se convierte en el elemento fundamental a la hora de gestionar la red de distribución de agua, de la que dependen aspectos tan importantes como la calidad del servicio, la eficiencia en el suministro o la calidad de la propia agua para el consumo humano.

Por otra parte, la red de distribución es un ente complejo en sus aspectos de gestión, y que conlleva muchas implicaciones sociales (especialmente relacionadas con la calidad de suministro y estado del bienestar) a la vez que medio ambientales por lo que supone de consumo de recursos y energía. Incluso para redes sencillas, se hace necesario disponer de un modelo de simulación bien ajustado a la realidad como herramienta de trabajo.

Dentro de la red podemos distinguir los siguientes componentes:

Elemento: Componente de la red, como puede ser un tramo de una conducción, una válvula, una bomba, de tal manera que se tenga un comportamiento hidráulico muy bien definido.

Válvulas

Las válvulas son dispositivos mecánicos que son empleados para detener, iniciar o controlar las características del flujo en conductos a presión. En redes de distribución las válvulas de compuerta son las más empleadas para aislar tramos de tubería, ya sea para su revisión o reparación, debido a su bajo costo, amplia disponibilidad y baja pérdida de carga cuando están completamente abiertas.

En general, dentro de las válvulas utilizadas en redes de distribución ver anexo 1.

- ✓ Válvulas de compuerta.
- ✓ Válvulas de mariposa.
- ✓ Válvulas de globo.
- ✓ Válvulas de asiento.
- ✓ Válvulas controladoras de presión.
- ✓ Válvulas de retención (check)

Tuberías

Una tubería se compone de dos o más tubos ensamblados mediante un sistema de unión que permite la conducción de un fluido. En la selección del material de la tubería intervienen características tales como: resistencia mecánica, durabilidad, resistencia a la corrosión, capacidad de conducción, economía, facilidad de conexión y reparación, y especialmente la conservación de la calidad del agua.

En la fabricación de los tubos se han usado diversos materiales, siendo utilizados actualmente los elaborados de: plástico - poli(cloruro de vinilo) (PVC) y polietileno de alta densidad (PEAD) -, fibrocemento (FC) antes denominado asbesto-cemento (AC), hierro fundido, concreto pres forzado, así como acero. Aunque algunos de estos materiales son más empleados en líneas de conducción, pueden llegar a utilizarse en redes de gran tamaño o en líneas de alimentación.

Línea: Elementos de una red conectados entre dos puntos,

Nudo: Cada uno de los extremos de una línea. O bien, punto de la red en la que se conectan dos o más líneas. Los nudos los podemos clasificar como:

Nudos Fuente: Punto de la red que recibe un aporte externo de caudal.

Nudos de Consumo: Punto de la red en el que se realiza una extracción de caudal.

Nudo de Conexión: Punto en el que no existe ninguna aportación o extracción de caudal, o lo que es lo mismo, sólo existe una transferencia de caudal entre dos o más líneas.

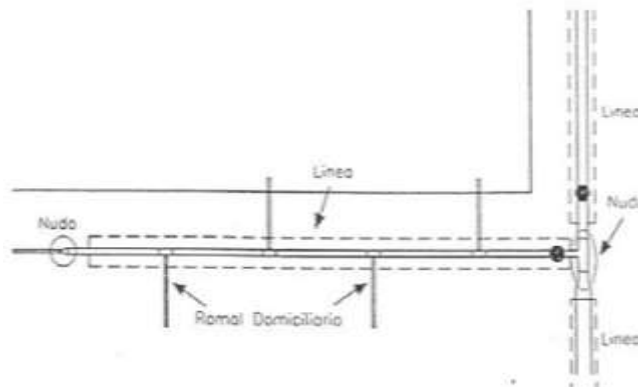


Figura 1.1. Ejemplos de elementos hidráulicos de una red

1.3.1. Las redes de distribución de agua

Estas redes se pueden clasificar de acuerdo a varios criterios, entre los que se destacan:

Ramificadas: Redes que, para una situación definida de consumos en los nodos, pueden calcularse los caudales circulantes por las tuberías al aplicar la ecuación de la continuidad.

Malladas: Redes en las cuales los caudales circulantes por las conducciones no quedan definidos al utilizar la ecuación de continuidad, sino que es necesario aplicar las ecuaciones de equilibrio de malla.

Mixtas: Redes en las que se puede calcular de forma inmediata los caudales circundantes en las arterias ramificadas, pero en la malla.

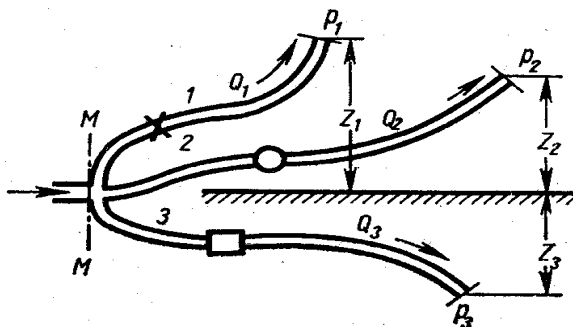


Figura 1.2. Red ramificada.

Teniendo en cuenta el sistema de inyección y regulación:

- ✓ Depósitos a presión atmosférica, elevados o semienterrados.
- ✓ Inyección directa a la red mediante grupos de bombeo de velocidad fija y variable.

Un análisis de redes consiste en dadas las características físicas de las conducciones, diámetros, rugosidades, longitudes, así como de los restantes elementos de la red como válvulas, depósitos, y sus características funcionales, como tarado de las válvulas y presionadores, grado de apertura de las válvulas, y conocida al menos una altura piezométricas en uno de los nudos del sistema, determinar el caudal trasegado por cada una de las conducciones así como la altura piezométricas en todos los nudos restantes.

Los caudales circulantes no pueden ser definidos ni tan siquiera en su sentido por el uso exclusivo de la ecuación de continuidad, sino que habrá que añadir otras ecuaciones de la malla. El agua puede seguir distintos caminos para alimentar un mismo nudo. τ

En un sistema compuesto por L líneas, N nudos y M mallas se cumple siempre que $M = L - N + 1$. En M y L están incluidas las mallas y líneas ficticias necesarias para resolver el problema. En el caso de las redes ramificadas $L = N - 1$, y para las redes malladas: $L > N - 1$

En el momento de decidir el diseño de una red nos encontramos con dos problemas:

Distribución en planta: Decidir el trazado de la misma, así como que elementos que colocaremos, como válvulas, depósitos, conexiones, materiales, etc...

Dimensionado: Determinar las dimensiones de los elementos, sobre todo el diámetro interior. Obviamente, ambas fases están entrelazadas, y se retroalimentan en el proceso de diseño.

Es evidente que cuando diseñamos una red lo hacemos para algo, por lo que debemos conocer una serie de datos de antemano, como:

- ✓ Necesidades de caudal.
- ✓ Necesidades de presión.
- ✓ Posibles trazados.

- ✓ Situación y caracterización de los elementos de inyección y almacenamiento de fluido a la red.
- ✓ Topología.
- ✓ Velocidades de circulación permitida o aconsejable.
- ✓ Diámetros comerciales de los que se dispone.
- ✓ Material a emplear.

Cuando queremos diseñar una línea hidráulica, por ejemplo, una tubería, tenemos que resolver cuatro variables hidráulicas: velocidad del fluido, diámetro, caudal y pérdidas hidráulicas. Solo existen dos ecuaciones que ligan las variables que son la ecuación de continuidad y la de pérdidas hidráulicas.

Resulta evidente que necesitamos dos nuevas ecuaciones o restricciones para poder determinar completamente el problema. Lo usual será en muchas redes que el caudal esté impuesto, por lo que nos quedará sólo una indeterminación, es decir una ecuación que imponer, para poder resolver el problema.

El cometido de la red de distribución de agua no consiste solamente en suministrarle fluido al usuario, sino que, además, el suministro debe satisfacer una determinada condición de servicio tanto cualitativa como cuantitativa. La situación ideal de toda red de distribución sería mantener los requisitos de cada uno de los consumidores cualesquiera que fuesen las condiciones de funcionamiento y operatividad. La red de distribución está constituida por una gran variedad de elementos, pero sin duda ninguna, las tuberías son el componente principal: desde el punto de vista funcional, la tubería es el elemento de la red que permite el transporte del agua, y los componentes restantes actúan únicamente como auxiliares de esta función (regulación, control, medida), Edgar (2016).

1.4. Principio y funcionamiento de las bombas centrifugas

Las bombas centrifugas o bomba roto dinámica es la máquina más utilizada para el bombeo de líquidos en general esta son rotatorias y transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible. El fluido entra por el centro del rodete, que dispone de más alabes para conducir el fluido, por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado al exterior, donde es recogido por la carcasa o cuerpo

de la bomba. Debido a la geometría del cuerpo, el fluido es conducido hacia las tuberías de salida o hacia el siguiente rodete. Estas máquinas están basadas en la ecuación de Euler. Se aplica energía procedente de una fuente exterior al eje A que hace girar el rodete, B, dentro de la envoltura fija, C. Los álabes o paletas del rodete, al girar, producen un vacío parcial en la entrada o boca del rodete. Esto hace que el líquido entre en el rodete desde la tubería de aspiración, D. Este líquido es impulsado hacia afuera, a lo largo de las paletas, con una velocidad creciente. La carga de velocidad que ha adquirido cuando abandona los extremos de las aletas se transforma en carga de presión cuando el líquido pasa dentro de la cámara en voluta y sale de ésta por la descarga.

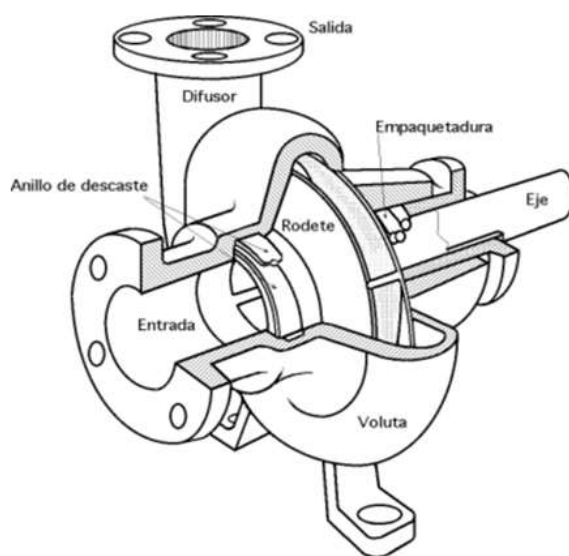


Figura 1.3 esquema de una bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva.

1.4.1. Clasificación de bombas centrífugas

En las bombas centrífugas la energía se comunica al líquido por medio de álabes en movimiento de rotación, a diferencia de las de desplazamiento volumétrico o positivo, rotativas (de engranajes, tornillos, lóbulos, levas, etc. y alternativas de pistón, de vapor de acción directa o mecánicas. Estas se clasifican de acuerdo:

- ✓ Dirección del flujo: radial, axial y mixta.
- ✓ Posición del eje de rotación o flecha: horizontales, verticales e inclinadas.
- ✓ Diseño de la carcasa (forma): voluta y las turbinas.
- ✓ Diseño de la mecánica: axialmente bipartidas y las radialmente bipartidas.

- ✓ Forma de succión: sencillas y dobles.

1.4.2. Las ventajas principales de las bombas centrífugas son:

Las principales ventajas de la bomba centrífuga son su sencillez, su bajo costo inicial, su gasto uniforme (sin pulsaciones), el pequeño espacio que ocupa, su gasto de conservación bajo, su funcionamiento silencioso y la adaptabilidad para su acoplamiento a un motor eléctrico o una turbina.

Caudal constante, presión uniforme, sencillez de construcción, tamaño reducido, bajo mantenimiento y flexibilidad de regulación.

Uno de sus pocos inconvenientes es la necesidad de cebado previo al funcionamiento, ya que las bombas centrífugas, al contrario que las de desplazamiento positivo, no son auto aspirantes.

1.4.3. Curvas características de las bombas centrífugas

Las interrelaciones de capacidad, carga, fuerza y eficiencia se denominan características de la bomba. Generalmente todas éstas curva están basadas en agua, por lo que cuando se va a trasegar otro fluido es necesario corregir éstas curvas. Según González et al., (2005) el primer paso en la caracterización fluido - dinámica de una bomba centrífuga es la obtención de sus propiedades estáticas, es decir, definir su rango de aplicabilidad a través de su curva característica.

Las características de funcionamiento de una bomba centrífuga se representa mediante una serie de curvas en un gráfico de coordenada caudal - altura ($Q - H$); caudal presión ($Q - P$) y caudal - eficiencia ($Q - \eta$). A cualquier punto Q_x le corresponde un valor en las coordenadas H_x , P_x y η_x .

Cada curva corresponde a una determinada velocidad de rotación y un diámetro de impulsor figura 1.4.

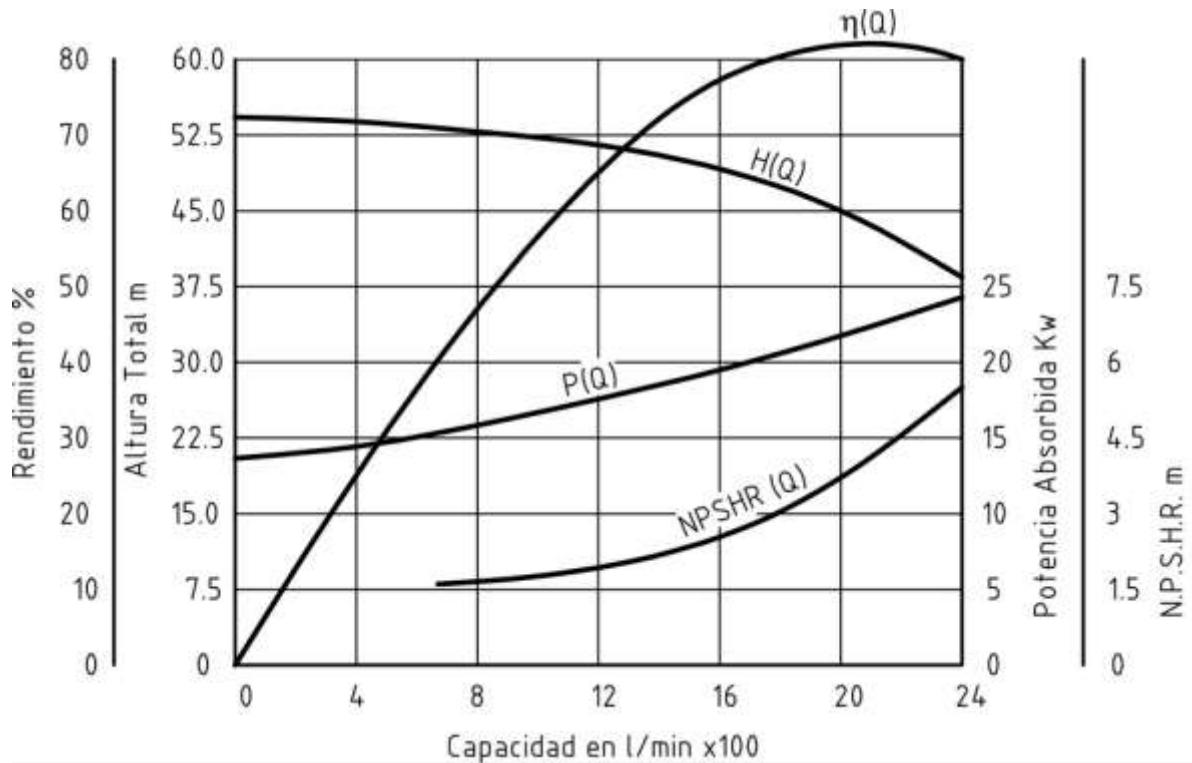


Figura 1.4. Curva característica de las bombas centrífugas

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.

1.5. Sistema de bombeo de agua

Un sistema de bombeo consiste en un conjunto de elementos que permiten el transporte a través de tuberías y el almacenamiento temporal de los fluidos, de forma que se cumplan las especificaciones de caudal y presión necesarias en los diferentes sistemas y procesos. Estos sistemas pueden tomar el agua directa o indirectamente de la fuente de abastecimiento y la impulsan a un reservorio de almacenamiento o directamente a la red de distribución.

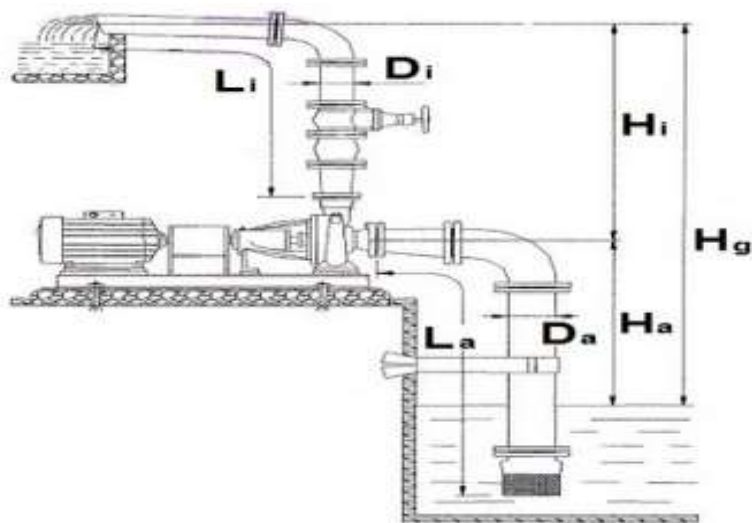


Figura 1.5. Elementos de un sistema de bombeo.

1.6. Sistema de abastecimiento de agua para el ISMM

Para el abasto de agua a la zona industrial y a la población el municipio de Moa cuenta con una presa embalse de capacidad para 141 000 000 Hm^3 de agua, con un nivel máximo en la cota de corona de 239 msn, con un promedio de lluvia de 2 000 mm/anual, la misma se encuentra ubicada a 12 Km al sur de la ciudad de Moa.

La presa moa suministra por gravedad el agua hasta la planta potabilizadora, esta bombea mediante conductoras el tanque ubicado en las afueras de la ciudad. El tanque distribuye agua por gravedad a la cisterna del ISMM con una capacidad de 946 m^3 , y después mediante un sistema de bombeo de bomba centrífuga se produce el siguiente proceso cuando es bombeada el agua desde la cisterna hacia el tanque elevado de unos 40 m de altura, dicho tanque tiene una capacidad de 208 m^3 , para el llenado del mismo, la bomba se enciende dos veces al día alrededor de 6 h, para garantizar un volumen determinado de agua en el tanque que permita abastecer las áreas de residencia estudiantil y académica, las área de los docentes y facultades. Este sistema de abastecimiento de agua es por gravedad, donde la altura del tanque permite vencer cualquier resistencia satisfaciendo las demandas de los consumidores.



1.7. Conclusión del capítulo 1

1. Se exponen los fundamentos teóricos, que permiten desarrollar los objetivos planteados en la investigación.

CAPÍTULO #2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Introducción

En la práctica el régimen de trabajo se determina de forma gráfica, determinando los parámetros que corresponden al punto de intersección de las dos curvas características, empleando la metodología para hallar la curva de la red para intersectarla con la curva de la bomba y así obtener el punto de trabajo de la bomba.

Por tanto **el objetivo de este capítulo** es establecer una metodología de cálculo que permita evaluar el sistema de bombeo y distribución de agua del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa (ISMM).

2.2. Características técnicas del sistema de bombeo del ISMM

La característica técnica del conjunto motor - bomba del sistema de distribución de agua del ISMM figura 2.1, se obtiene a partir de los datos nominales del motor y la bomba, como se muestra en las tablas 2.1 y 2.2.



Figura 2.1. Conjunto motor - bomba

Tabla 2.1. Datos nominales del motor

Capacidad nominal del motor	25 kW
Velocidad de giro del motor	3036 rev/min
Tensión nominal del motor	440 V
Corriente nominal del motor	100 A
Tiempo de trabajo al día	6 horas

Tabla 2.2. Datos nominales de la Bomba

Tipo	Bomba centrífuga (desconocido)
Caudal nominal	49,5 m ³ /h
Altura nominal	64 m
Potencia nominal	14.1 kW
Rendimiento	61 %

2.3. Descripción del sistema de bombeo y distribución de agua del ISMM

El sistema de bombeo de agua del ISMM, consta de una cisterna con capacidad para 946 m³/h, y una superficie ocupada de 403 m², el agua es bombeada por medio de una bomba centrífuga con capacidad de 49,5 m³/h, hacia un tanque elevado a una altura de 34 m y una capacidad de 208 m³, el llenado del tanque se realiza por un tiempo de 6 horas al día, hasta alcanzar una capacidad de llenado deseada, una vez desconectada la bomba, se efectúa la distribución de agua por gravedad a todas las áreas del instituto, hasta el vaciado del tanque.

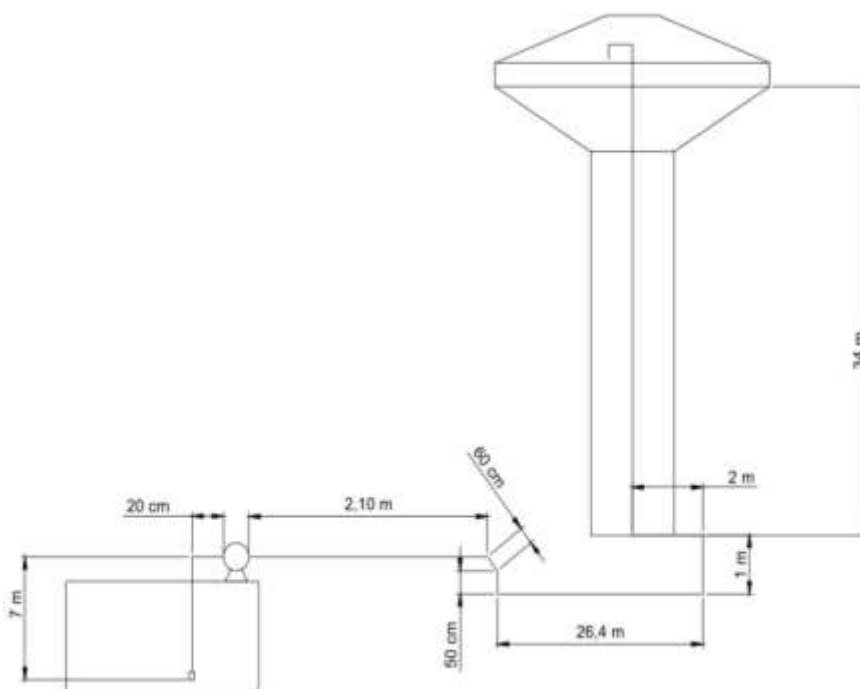


Figura 2.2. Sistema de bombeo de distribución de agua del ISMM

2.4. Metodología de cálculo para determinar la curva característica de la red

Mediante esta metodología se determinara las perdidas por cada accesorio, la curva de la red o la curva de cargas del sistema (B Nekrasov, 1988).

Velocidad del fluido

Para determinar la velocidad del fluido, se emplea la siguiente ecuación, que depende del caudal y del área de la tubería.

$$v = \frac{Q}{A} \quad (2.2)$$

Donde:

Q - caudal o gasto del fluido (m^3/s).

A - área de la sección circular de la tubería (m^2).

Área de la sección circular de la tubería

Para calcular el área de la tubería debe tenerse en cuenta el diámetro de la tubería.

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

Donde:

d - diámetro de la tubería (m).

π - una constante.

Número de Reynolds

Este número de Reynolds es adimensional depende del diámetro de la tubería, de la velocidad del fluido, de la densidad del agua y del coeficiente μ y se calcula por la siguiente ecuación.

$$Re = \frac{d_{tub} \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (2.3)$$

Donde:

μ - viscosidad del fluido (Pa·s).

d - diámetro de la tubería (m).

V - velocidad del fluido (m/s).

ρ - densidad del fluido (kg/m³).

2.4.1. Característica de la red del sistema

La curva de la red se determina por la siguiente ecuación y depende de la altura geométrica, de la resistencia total y el caudal.

$$H_{red} = \Delta Z + R \cdot Q^2 \quad (2.4)$$

Donde:

ΔZ - altura geométrica (m).

R - coeficiente de resistencia.

El coeficiente de resistencia (R) para los distintos regímenes de corriente se calcula empleando la siguiente ecuación:

Para el régimen laminar se emplea la ecuación.

$$R = \frac{128 \cdot \nu \cdot (l + l_{eq})}{\pi \cdot g \cdot d^4} \quad y \quad m = 1 \quad (2.5)$$

Para el régimen turbulento se utiliza la ecuación.

$$R = \left(\sum \zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} \quad y \quad m = 2 \quad (2.6)$$

El coeficiente de resistencia total está dado por la sumatoria de dicho coeficiente para la succión y la descarga

Resistencia total

$$R_t = R_s + R_d \quad (2.7)$$

Donde:

$\sum \xi$ - pérdidas locales en la tubería.

λ - coeficiente de fricción.

Los valores de este coeficiente dependen del tipo de accesorio que se encuentra en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Valores de los coeficientes de resistencias locales

	Descarga			Succión	
	valor	Cantidad	total	Cantidad	total
Pérdida en codo 90° (ξ_c 90)	0,8	7	5,6	1	0,8
Pérdida en la entrada (ξ_e)	0,9	-	0,9	-	0,9
Pérdida en la salida (ξ_s)	1	-	1	-	1
Pérdida en reducido (ξ_s)	0,55	1	0,55	-	-
$\sum \xi$			8,05		2,7

Fuente: *Kasatkin, (1985)*.

Para el cálculo de pérdida de carga en accesorios, se utiliza la siguiente ecuación.

$$h_{loc} = \sum \xi \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{D^4 \cdot \pi^2 \cdot g} \quad (2.8)$$

Donde:

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

El factor ξ es adimensional y su valor depende del tipo de accesorio y diámetro del mismo; se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio.

Algunos fabricantes pueden proporcionar su factor ξ , por lo tanto, deberá utilizarse ese valor, pero en el caso de no contar con esta información es conveniente utilizar las fórmulas para el cálculo del factor ξ .

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

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.9)$$

El coeficiente λ debe estar en función del criterio principal de semejanzas es decir del número de Reynolds que incluye viscosidad, diámetro y velocidad: $\lambda_t = \lambda_l = f(R_e)$. Históricamente, la ecuación de Colebrook ha sido la más cotizada y representativa de la forma funcional del factor de fricción para flujo turbulento ($\text{Re} \geq 2300$).

Desafortunadamente, el factor de fricción está implícito con respecto al número de Reynolds y la rugosidad relativa en la representación de Colebrook. (Aguirre et al., 1996a; R.C., 1998; Streeter et al., 2000; Haestad, 2003; Martínez et al., 2007). La expresión de Colebrook & White expresa:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot D} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (2.10)$$

Donde:

λ - factor de fricción de Darcy – Weisbach (adimensional),

ε - coeficiente de rugosidad de la tubería; (m).

Por su parte, Blasius propuso una relación empírica para tubos hidráulicamente lisos, válida en el rango de $2\,300 < \text{Re} < 100\,000$.

$$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \quad (2.11)$$

El factor de fricción está en función del número de Reynolds del flujo, el cual depende de la velocidad del fluido y ésta a su vez de la descarga. La ecuación de Colebrook & White,

implícita para λ , se resuelve iterativamente por ensayo y error, con la aplicación de algún método de aproximaciones sucesivas.

Como primera aproximación para determinar el factor de fricción de Darcy – Weisbach puede utilizarse la ecuación de Swamee & Jaim (Haestad, 2003).

$$\lambda = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.12)$$

Donde:

k - coeficiente de rugosidad de la tubería (mm).

El valor del coeficiente de rugosidad de la tubería se puede encontrar en la tabla (2.4).

Tabla 2.4. Coeficientes de rugosidad aproximados de las tuberías

Características de las tuberías	K, mm
Acero	0,045 a 0,5
Fundición	0,26 a 1,0
Metal, muy vieja con incrustaciones	1,0 a 3,0

Fuente: *Fernández, (2003)*.

2.5. Balance energético de una bomba centrífuga

El balance energético de una bomba centrífuga se sustenta 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).

Potencia útil de la bomba

Para determinar la potencia útil de la bomba se emplea la siguiente ecuación, la cual relaciona la densidad del agua, el gasto volumétrico, la aceleración de la gravedad y la altura de diseño que desarrolla la bomba.

$$Nu = \frac{\rho_{agua} \cdot Q \cdot g \cdot H_d}{1000} \quad (2.14)$$

Donde:

H_d - altura de impulsión (m).

Rendimiento hidráulico

No es más que la relación entre la altura real y teórica, siendo finito el número de álabes. El rendimiento hidráulico de la bomba se resuelve empleando la siguiente ecuación y es siempre mayor que el rendimiento total, porque éste último tiene en cuenta sólo un tipo de pérdidas de energía en la bomba, las hidráulicas. Las pérdidas hidráulicas surgen como resultado del rozamiento hidráulico y la formación de torbellinos en la máquina.

$$\eta_h = \frac{H_d - \sum \zeta_t}{H_d} \quad (2.15)$$

En el que:

H_d - altura de impulsión (m).

Rendimiento mecánico

Para calcular el rendimiento mecánico del conjunto motor – bomba, se emplea la ecuación.

$$\eta_{mec} = \frac{Nu}{Nm} \quad (2.16)$$

Donde:

Nm - potencia del motor acoplado al árbol de la bomba; (kW),

Nu – potencia útil de la bomba (kW).

2.5.1. Método para el análisis de los gastos energéticos

Para obtener una estimación de la energía que se puede ahorrar con un sistema determinado (caudal variable o constante, el primer paso será conocer la energía consumida por las bombas de producción.

Potencia de bombeo consumida

Deberá calcularse la potencia absorbida por el motor eléctrico para el caudal transportado determinándose por la siguiente ecuación.

$$P_C = \frac{P_{abs}}{\eta_h \cdot \eta_m} \quad (2.17)$$

Donde:

P_C - consumo de bombeo.

P_{abs} - potencia absorbida por la bomba.

η_h - rendimiento hidráulico.

η_m - rendimiento mecánico.

Costes de bombeo

Para determinar el coste de bombeo se tendrá en cuenta el tiempo de funcionamiento de la bomba y el precio de la tarifa eléctrica por (kWh).

$$C_C = \frac{P_C \cdot t \cdot C_w}{1000} \quad (2.18)$$

t - tiempo de funcionamiento (h).

C_w - precio de la electricidad por (kwh).

Consumo eléctrico

Para el consumo eléctrico se tiene en cuenta la potencia entregada y el tiempo de trabajo y se determina por la siguiente ecuación.

$$C_e = N \cdot T_w \quad (2.19)$$

N - potencia entregada.

T_w - tiempo de trabajo.

2.6. Cavitación en bombas centrífugas

Con la siguiente metodología de cálculo se determinará si la bomba objeto de estudio está trabajando bajo un régimen cavitacional.

El parámetro $(NPSH)_d$ debe ser comparado contra el $(NPSH)_r$, el cual está determinado por las características del tramo de succión del sistema y se puede mejorar aumentando el diámetro de la tubería de succión, mejorando la calidad de la tubería, reduciendo la distancia de la tubería de succión y la cantidad de accesorios. Todo lo anterior con el fin de garantizar que $(NPSH)_d \geq (NPSH)_r$.

Altura neta positiva en la succión disponible

Se denomina **$NPSH_d$** (altura neta positiva en la succión) a la diferencia entre la presión del líquido a bombear referida al eje del impulsor y la tensión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (es la presión del líquido que a esa temperatura, se halla en equilibrio con su presión de vapor en un depósito cerrado). Se deben conocer y combinar en cada caso el **$NPSH$** disponible $(NPSH)_d$ de la instalación y el **$NPSH$** requerido $(NPSH)_r$ por la bomba.

El $(NPSH)_d$ es en función de la instalación independiente del tipo de bomba.

$$(NPSH)_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} + H_{succ} - \Sigma h - H_t ; [m] \quad (2.20)$$

Donde:

P_{atm} - presión atmosférica (Pa).

H_t - presión de vapor del agua (m).

γ - peso específico (N/m³).

Σh - pérdidas en la succión (m).

Altura neta positiva en la succión requerida

El $(NPSH)_r$: es un dato básico y característico de la bomba, varía según el modelo, tamaño y condiciones de servicio, recomendada en los datos que facilita el fabricante.

Para la evaluación de la calidad del diseño, de la fabricación o de la confiabilidad de los datos técnicos referentes a la aspiración, es importante la determinación del $(NPSH)_r$, el cual es de 7 m, este dato lo brinda el catálogo de la bomba.

$$(NPSH)_R = 10 \cdot \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{3/4} ; [m] \quad (2.21)$$

Donde:

C - coeficiente de velocidad específica en la succión (rev/min).

En el diseño de nuevas máquinas el valor del coeficiente de velocidad específica en la succión se determina mediante cálculo y posteriormente se comprueba con los ensayos correspondientes. En la práctica el coeficiente puede ser afectado por deficiencias del proyecto o de su ejecución. Para la realización de un análisis que permita una evaluación práctica y rápida de una bomba, el coeficiente de velocidad específica en la succión se obtuvo en función de la velocidad específica, ($C=f(n_s)$). Su valor corresponde a las siguientes correlaciones empíricas:

✓ Bombas con el rodete en voladizo:

$$C = 880 \log n_s^{3/4} \quad (2.22)$$

✓ Bombas con el rodete entre apoyos:

$$C = 800 \log n_s^{3/4} \quad (2.23)$$

Coeficiente C, r/min

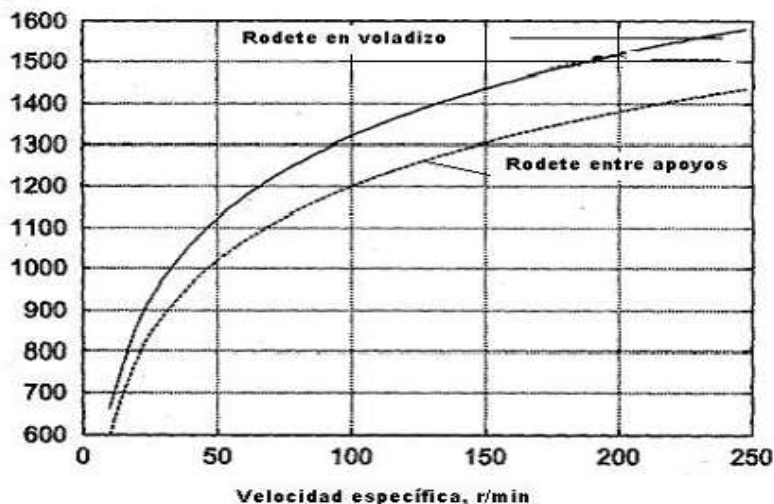


Figura 2.4. Coeficiente de velocidad específica de aspiración en función de la velocidad específica.

- Bombas con el rotor en voladizo.
- Bombas con el rotor entre apoyos.

Fuente: Pérez, (1986).

2.6.1. Velocidad específica

Es un coeficiente basado en los criterios de semejanza que caracteriza las máquinas de flujo comparándolas con una máquina hipotética que entrega un gasto de 0,075 m³/s con una carga de 1 m a su máxima eficiencia.

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

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

- ✓ lentas: $n_s \leq 80$; $\frac{D_2}{D_1} = 2,2 - 3,5$
- ✓ normales: $n_s = 80 - 150$; $\frac{D_2}{D_1} = 2,2 - 1,8$
- ✓ rápidas: $n_s = 150 - 300$; $\frac{D_2}{D_1} = 1,8 - 1,3$
- ✓ diagonales o helicoidales: $n_s = 300 - 600$; $\frac{D_2}{D_1} = 1,3 - 1,1$
- ✓ axiales o de hélice: $n_s = 600 - 1200$; $\frac{D_2}{D_1} = 1$

De tal forma, la velocidad específica se calcula empleando la ecuación 2.24

$$n_s = 3.56 \cdot \frac{n\sqrt{Q}}{(H_{succ})^{3/4}} \quad (2.24)$$

Donde:

n - número de revoluciones (rev/min).

H_{succ} - altura de succión (m).

Q - caudal o gasto del fluido (m³/s).

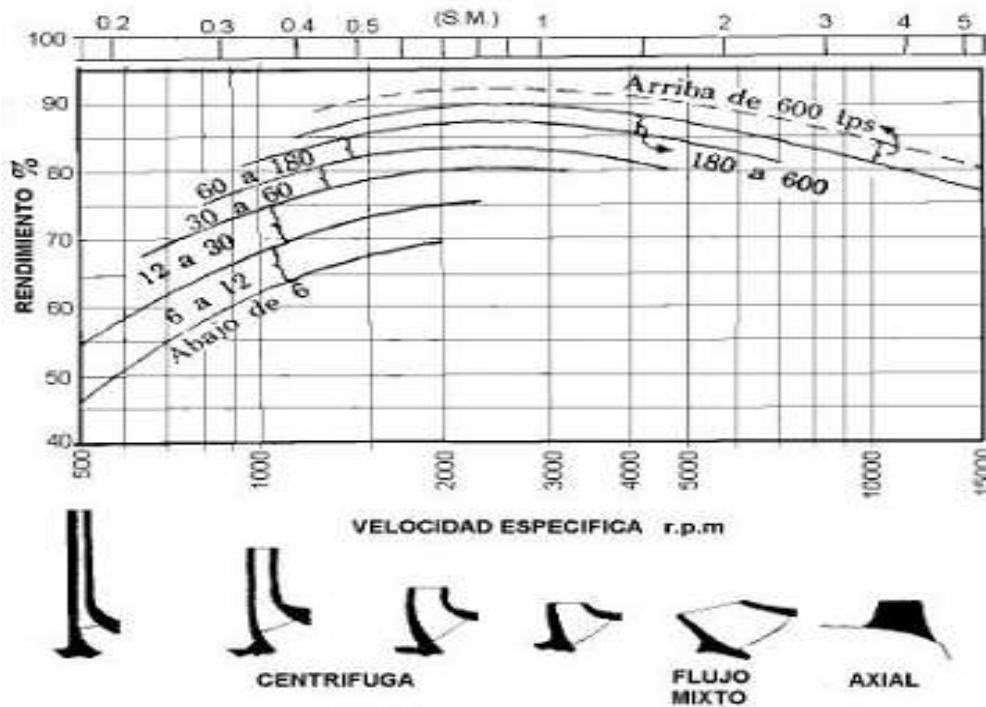


Figura 2.5. Clasificación de rodete de paleta según la velocidad específica.

Fuente: Nekrasov (1986).

2.7. Método para obtener las características operacionales en un equipo de bombeo

Los métodos y modelos matemáticos tratados adolecen de no considerar los efectos de la regulación y reología del fluido sobre las características operacionales de los equipos de bombeo; por lo que se hace necesaria una serie de consideraciones y formulaciones físicas y matemáticas en relación con las características operacionales de los equipos de bombeo.

Las bombas centrífugas que operan a velocidad constante, pueden descargar cualquier capacidad desde cero hasta un valor máximo que depende del tamaño, diseño y condiciones de succión (Karassik y Carter, 1968). Diversos autores como Bienvenido (1973), Turiño (1994) y Turro (2002), coinciden en establecer el siguiente modelo para la característica de carga-flujo de las bombas centrífugas a velocidad de giro constante.

$$H = a + b \cdot Q - c \cdot Q^2 \quad (2.25)$$

Donde a , b y c son coeficientes que se pueden obtener de análisis de la curva característica suministrada por el fabricante.

Santos y Martín (1999) a partir de un análisis estadístico de la forma de la característica de trabajo de un equipo de bombeo de tipo centrífugo, obtiene modelos que recalculan los coeficientes a , b y c de la ecuación (2.17) con la velocidad específica con un nivel de confianza de un 95 %. Donde:

$$a = 0.875 \cdot H_D + 0.002396 \cdot H_D \cdot n_{(int)} \quad (2.26)$$

$$b = 0.748 \cdot \frac{N_D}{Q_D} + 0.00315 \cdot \frac{N_D}{Q_D} \cdot n_{(int)} \quad (2.27)$$

$$c = 0.2878 \cdot \frac{H_D}{Q_D^2} \quad (2.28)$$

Donde:

n_{int} - velocidad específica (rev/min).

Q_D - caudal de diseño (m^3/h).

H_D - altura de diseño (m).

N_D - potencia de diseño de la bomba (kW).

2.8. Materiales empleados para las mediciones de los parámetros en el sistema de distribución

- ✓ Cinta métrica de 5 metros.

Funcionamiento y utilización de cada material

Cinta métrica: Esta tiene gran utilización en la industria, en específico en el departamento de diseño, la cual se utiliza para la medición de tramos rectos y muy largos; en el trabajo se utilizó para los tramos largos de tubería con fácil acceso.

✓ Tacómetro laser

Un tacómetro es un dispositivo que mide la velocidad de giro de un árbol, normalmente la velocidad de giro de un motor. Se mide en revoluciones por minuto (RPM). Actualmente se utilizan con mayor frecuencia los tacómetros digitales, por su mayor precisión.



Figura 2.5 tacómetro laser.

2.9. Conclusiones del capítulo

1. Se establece la metodología de cálculo para la evaluación del sistema de bombeo y distribución de agua en el ISMM
2. Se establece las consideraciones y algoritmo de cálculo usado para obtener la curva característica de la bomba.
3. El sistema de medición en la línea de distribución de agua es insuficiente, debido a que no se cuenta con la instrumentación adecuada, por lo cual no se puede obtener la cantidad de información que se requiere para su estudio.

CAPITULO #3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

En este capítulo se exponen todos los resultados de cada uno de los análisis y cálculos de la metodología del capítulo 2 que nos permitió lograr la selección de las bombas adecuadas para solucionar los problemas de la bomba que está en mal estado.

Por lo que el **objetivo** de este capítulo es realizar la valoración crítica de los resultados obtenidos en el cálculo del sistema de bombeo del ISMM, así como una propuesta de selección de bombas para dicho sistema. Que garantice una estabilidad de llenado del tanque de distribución de agua al ISMM.

3.2. Análisis de los resultados del cálculo y evaluación del sistema de bombeo de agua en el ISMM.

El análisis del sistema de bombeo se realiza por la metodología establecida en el capítulo 2, para ello se realiza el cálculo de la curva de la red del sistema, y las curvas de la bomba necesaria para estimar el punto de operación del dicho sistema.

3.2.1. Área de la sección circular de la tubería

Para calcular el área de la tubería se empleó la ecuación (2.1), donde se calculó el área de la succión y el área de descarga de la tubería, el diámetro de la tubería es de $D_s = 0.08 \text{ m}$ y $D_d = 0.07 \text{ m}$ y la constante $\pi = 3,14$, obteniéndose como resultado el área de la succión $A_s = 0,00502655 \text{ m}^2$ y el área de la descarga $A_d = 0,00456037 \text{ m}^2$.

3.2.2. Velocidad del fluido

Para determinar la velocidad del fluido de succión y descarga se utilizó la ecuación (2.2), y se tuvo en cuenta una variación del caudal entre $Q(0 - 130) \text{ (m}^3/\text{h)}$ y el área de la sección transversal de la tubería de succión y descarga. Obteniéndose valores de velocidad entre $(0 - 7,222 \text{ m/s})$ y $(0 - 8,024 \text{ m/s})$ en las líneas de succión y descarga respectivamente

3.2.3. Número de Reynolds

Se empleó la ecuación (2.3) para obtener el número adimensional de Reynolds, este valor depende de la velocidad del fluido obtenido en la línea de descarga y succión, de la

densidad del agua $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$ a temperatura de 27°C , del coeficiente de viscosidad dinámica del agua a dicha temperatura $\mu = 0,001 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ y del diámetro de la tubería a la succión y descarga. Los valores obtenidos esta entre (0 – 576622,2) y (0 - 560604,9) para las líneas de tuberías de succión y descarga respectivamente, estos valore demuestran que el sistema de bombeo de agua del ISMM se encuentra en régimen de trabajo turbulento, ya que se cumple la condición de que el número de Reynolds es superior a 4000.

3.2.4. Coeficiente de resistencia (R)

A partir de que el coeficiente de resistencia depende de que el régimen de trabajo del sistema sea turbulento, se utiliza la ecuación (2.6) para el cálculo del mismo tanto en la tubería de succión como en la de descarga, a partir de los parámetros de la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Parámetros para el cálculo del coeficiente de resistencia (R)

Parámetros	Valores	unidad
Gravedad	9,81	m/s^2
Tubería de succión	7,2	m
Tubería de descarga	69	m
Diámetro tubería de succión	0,08	m
Diámetro tubería de descarga	0,07	m
Perdidas locales en la succión $\sum \xi_s$	2,7	m
Perdidas locales en la descarga $\sum \xi_d$	8,05	m

Teniendo en cuenta que el coeficiente de fricción de Darcy (λ) (ecuación (2.11), tanto en la succión como en la descarga tiene un valor promedio de $\lambda = 0,0135$. Se obtiene un coeficiente de resistencia total en el sistema entre (29138,4 - 56911,8 s^2/m^5).

3.3. Característica de la red

La curva de la red se obtiene a partir de los resultados de la tabla 3.2 y la ecuación característica de redes hidráulicas (2.13), esta ecuación depende de la altura geométrica de impulsión $H_s = 3 \text{ m}$ y descarga $H_d = 34 \text{ m}$ para una altura geométrica total de $\Delta Z = 37 \text{ m}$, del coeficiente de resistencia total y los caudales de bombeo. Como se muestra en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Parámetros para la determinación de la curva característica de sistema.

Q (m^3/s)	V_{suc} (m/s)	V_{des} (m/s)	Re_{suc}	Re_{des}	λ_{suc}	λ_{des}	R_{total} (s^2/m^5)	H_{red} (m)
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,0000	0,0000	25200,78	37,00
0,00	0,56	0,62	44355,56	43123,46	0,0218	0,0220	77937,68	37,60
0,01	1,11	1,23	88711,11	86246,91	0,0183	0,0185	69547,05	39,15
0,01	1,67	1,85	133066,67	129370,37	0,0166	0,0167	65272,16	41,53
0,01	2,22	2,47	177422,22	172493,83	0,0154	0,0155	62491,40	44,71
0,01	2,50	2,78	199600,00	194055,56	0,0150	0,0151	61409,36	46,60
0,01	2,75	3,06	219560,00	213461,11	0,0146	0,0147	60556,80	48,45
0,02	3,33	3,70	266133,33	258740,74	0,0139	0,0140	58896,66	53,36
0,02	3,89	4,32	310488,89	301864,20	0,0134	0,0135	57622,80	58,79
0,02	4,44	4,94	354844,44	344987,65	0,0130	0,0131	56558,33	64,93
0,03	5,00	5,56	399200,00	388111,11	0,0126	0,0127	55648,45	71,78
0,03	5,56	6,17	443555,56	431234,57	0,0123	0,0123	54856,92	79,33
0,03	6,11	6,79	487911,11	474358,02	0,0120	0,0121	54158,64	87,56
0,03	6,67	7,41	532266,67	517481,48	0,0117	0,0118	53535,53	96,48
0,04	7,22	8,02	576622,22	560604,94	0,0115	0,0116	52974,16	106,08

A partir de los resultados obtenidos en la tabla 3.2 obtenemos la curva característica de la red del sistema figura 3.1.

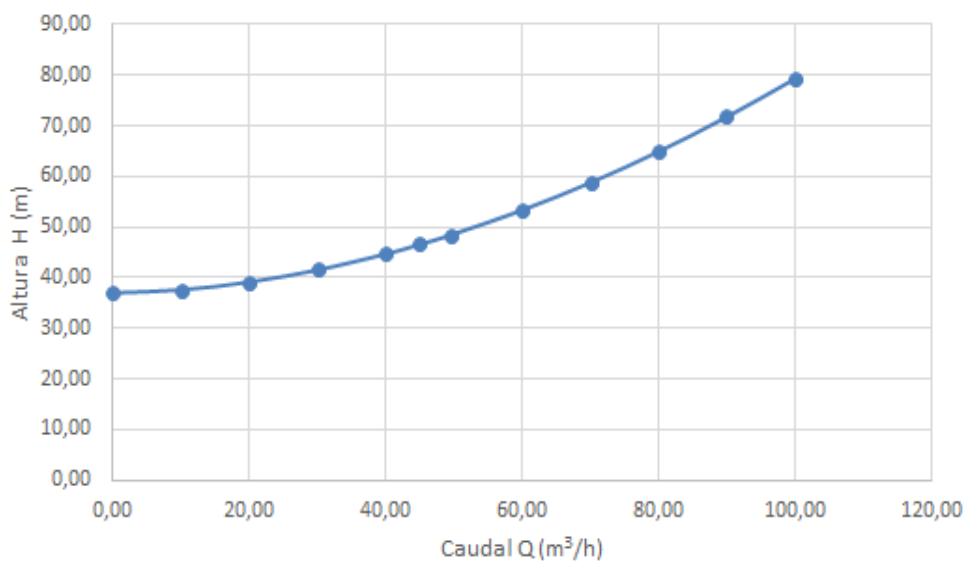


Figura 3.1. Curva característica de la red.

3.4. Obtención del modelo para la característica de carga-flujo de las bombas centrífugas a velocidad de giro constante

Una vez obtenida la curva de la red, se hace necesario obtener o graficar la curva de la bomba. Se destaca que el sistema de bombeo actual no consta de un catálogo disponible para obtener las curvas de la bomba para ese modelo a diferentes números de revoluciones.

Por lo que para obtener la curva de comportamiento hidráulico de la bomba objeto de estudio, se hace uso del software Bentley WaterCAD versión 8i, el cual realiza una simulación del sistema de bombeo con parámetros actuales medibles en el sistema. Para realizar estas mediciones se hace uso de un tacómetro laser que nos permite medir el número de revoluciones actuales del motor y la bomba.

Con este número de revoluciones (3036 rev/min), la altura a la que necesita bombear el agua para el llenado del tanque elevado (37 m), y con la ayuda del software WaterCAD V8i se obtiene una curva característica de la bomba para este número de revoluciones como lo muestra la figura 3.2.

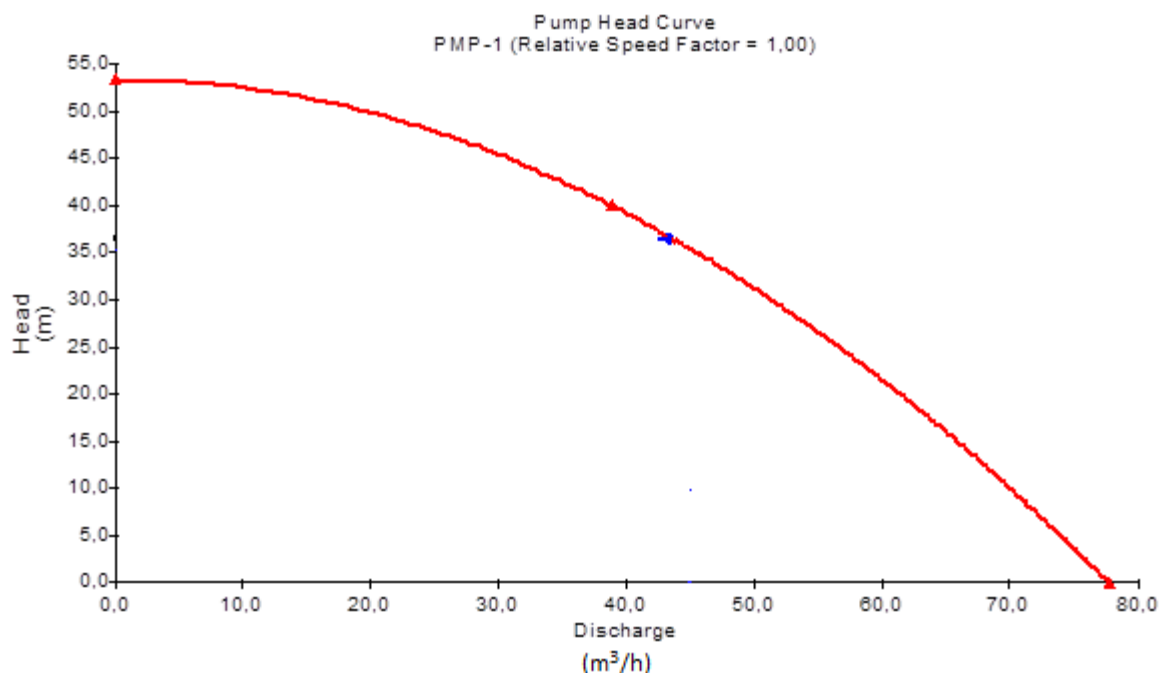


Figura 3.2. Curva característica de la bomba dada por el software para 3064 rev/min.

Una vez obtenida la curva mostrada, se extraen los valores de caudal y altura para el número de revoluciones real de la bomba, como muestra la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Valores de los parámetros de caudal y altura de la curva de la bomba para 3064 rev/min.

Q (m ³ /h)	0	10	20	30	40	45	50	60	70
H (m)	53	52	50	46	39	35	30	20	9

A partir de los datos que brinda la tabla 3.3, y el software Excel 2010, se plantearon los valores de caudal y altura, y mediante un análisis de regresión se obtiene la ecuación de la curva de la bomba objeto de estudio figura 3.3.

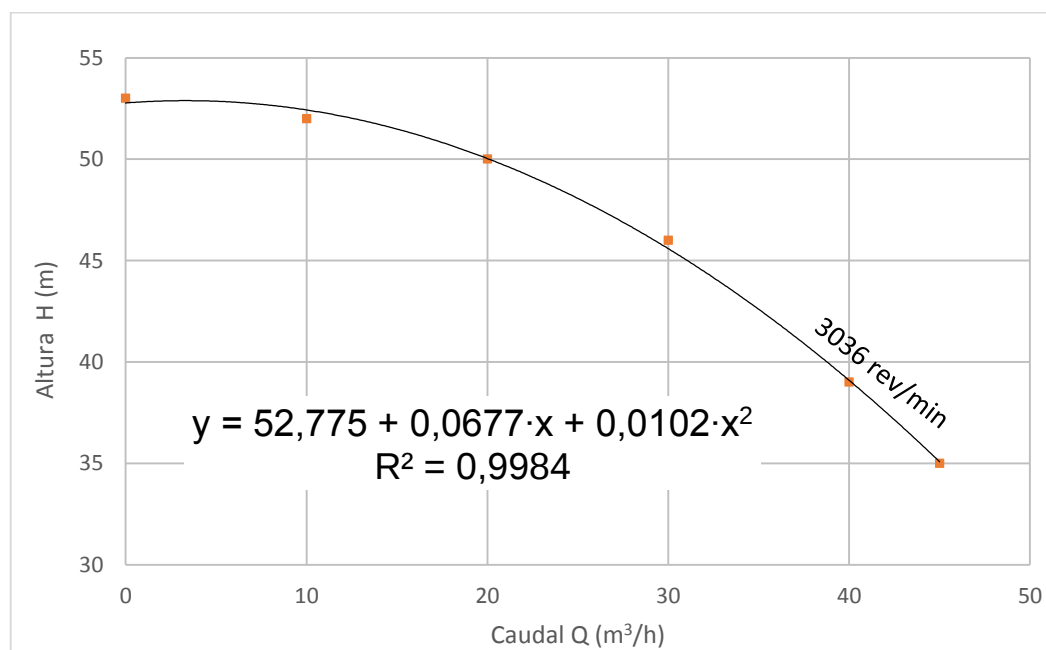


Figura 3.3. Análisis de regresión para obtener la ecuación de la curva de la bomba.

La ecuación de la curva de la bomba obtenida, dada por la relación altura en función del caudal $H(Q)$ tiene forma polinómica con se muestra en el epígrafe 2.7, ecuación (2.25), $(H = a + b \cdot Q - c \cdot Q^2)$; modelo para la característica de carga-flujo de las bombas centrífugas a velocidad de giro constante, y la ecuación obtenida para 3036 rev/min estará dada por la forma:

$$H = 52,775 + 0,0677 \cdot Q - 0,0102 \cdot Q^2 \quad (3.1)$$

Donde:

$$a = 52,775; \quad b = 0,0677; \quad c = 0.0102$$

Donde se comprueba que el coeficiente (a) representa el punto donde la curva corta el eje ($Q = 0$) en un punto en el que la bomba funciona como agitador, elevando un caudal nulo. Es decir, es la altura máxima teórica alcanzada por la bomba o altura nominal.

3.4.1. Curva de la bomba para número de revoluciones nominal ($n_n = 3500 \text{ rev/min}$) y altura nominal ($H_n = 64 \text{ m}$)

Una vez establecida la ecuación de la curva de la bomba centrífuga para un número de revoluciones dado, se derivó la curva de la bomba para los parámetros nominales del sistema de bombeo de agua del ISMM. Para ello en el modelo de la curva de la bomba obtenido y lo planteado anteriormente se le cambia el coeficiente ($a = 52,775$) por el valor de la altura nominal del sistema ($H_n = 64 \text{ m}$). Obteniendo de esta forma la curva de la bomba para número de revoluciones nominal ($n_n = 3500 \text{ rev/min}$), como se muestra en la figura 3.4.

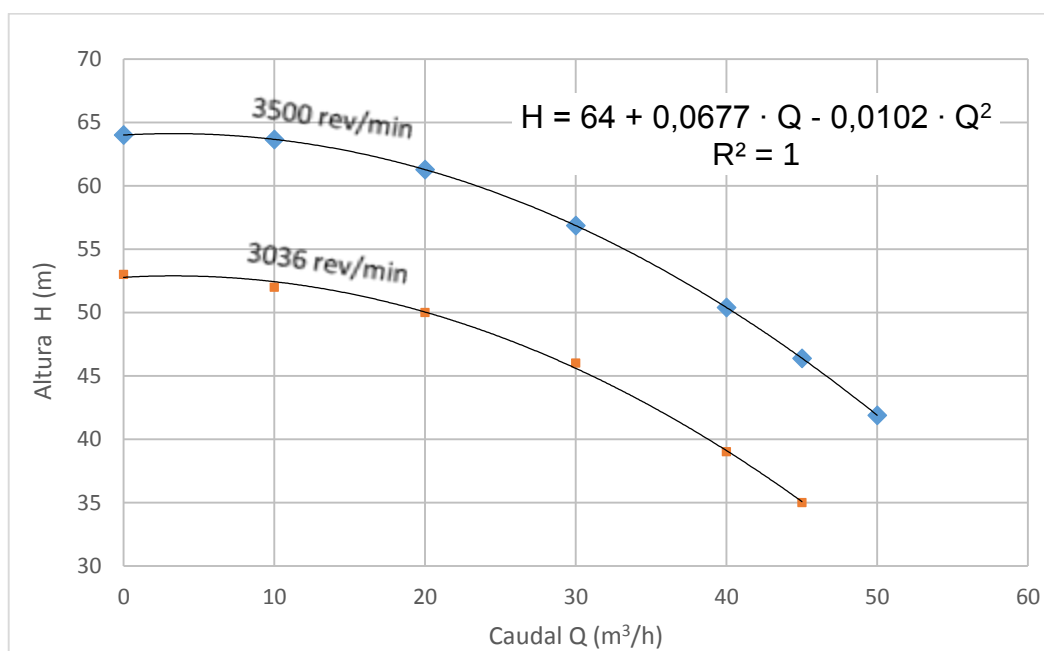


Figura 3.4. Curva de la bomba para número de revoluciones nominal ($n_n = 3500 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$).

Se puede observar que las condiciones de operación de la bomba han cambiado, esto puede estar dado por las condiciones técnicas en que se encuentra el sistema de bombeo actual, la cual sufre de roturas frecuentes, afectando la distribución de agua al ISMM.

3.5. Punto de operación del sistema de bombeo del ISMM

A partir de la curva característica de comportamiento de la red para el sistema dado, figura 3.1 y las curvas de la bomba obtenidas en el epígrafe anterior, mostradas en la figura 3.3 y 3.4. Se obtiene el punto de operación de la bomba en condiciones actuales, esto se logra al intersectar la curva de la red con la curva de la bomba para el número de revolución $n_{act} = 3036 \text{ rev/min}$, obteniéndose el valor del caudal bombeado actual y altura de impulsión para estas condiciones figura 3.5.

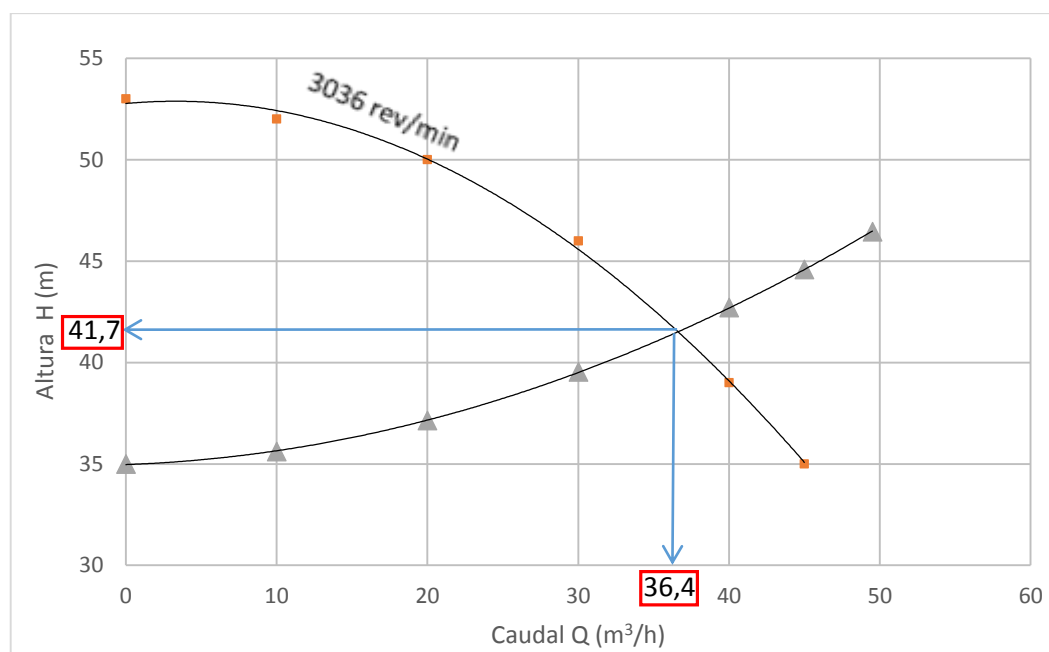


Figura 3.5. Punto de operación del sistema en condiciones actuales

El punto de operación del sistema de bombeo de agua en condiciones actuales, según muestra la figura 3.5, está dado por un caudal de bombeo de $Q_{op} = 36,4 \text{ m}^3/\text{h}$ y una altura de descarga de $H_{op} = 41,7 \text{ m}$.

3.5.1. Punto de operación de la bomba bajo condiciones actuales considerando bajos volúmenes de agua en la cisterna

Para estos resultados obtenidos de las condiciones actuales de operación del sistema, se ha considerado que el nivel de la cisterna está a máxima capacidad, por lo que la altura de aspiración es de un metro, para una altura de impulsión total de 35 metros. Por lo que se evaluó también el sistema en condiciones actuales de operación para cuando

el nivel de la cisterna está a un nivel mínimo, establecido en 6 metros de altura de aspiración lo que elevaría la altura total de impulsión a 40 m,

El punto de operación de la bomba para estas condiciones se muestra en los resultados obtenidos en la figura 3.6.

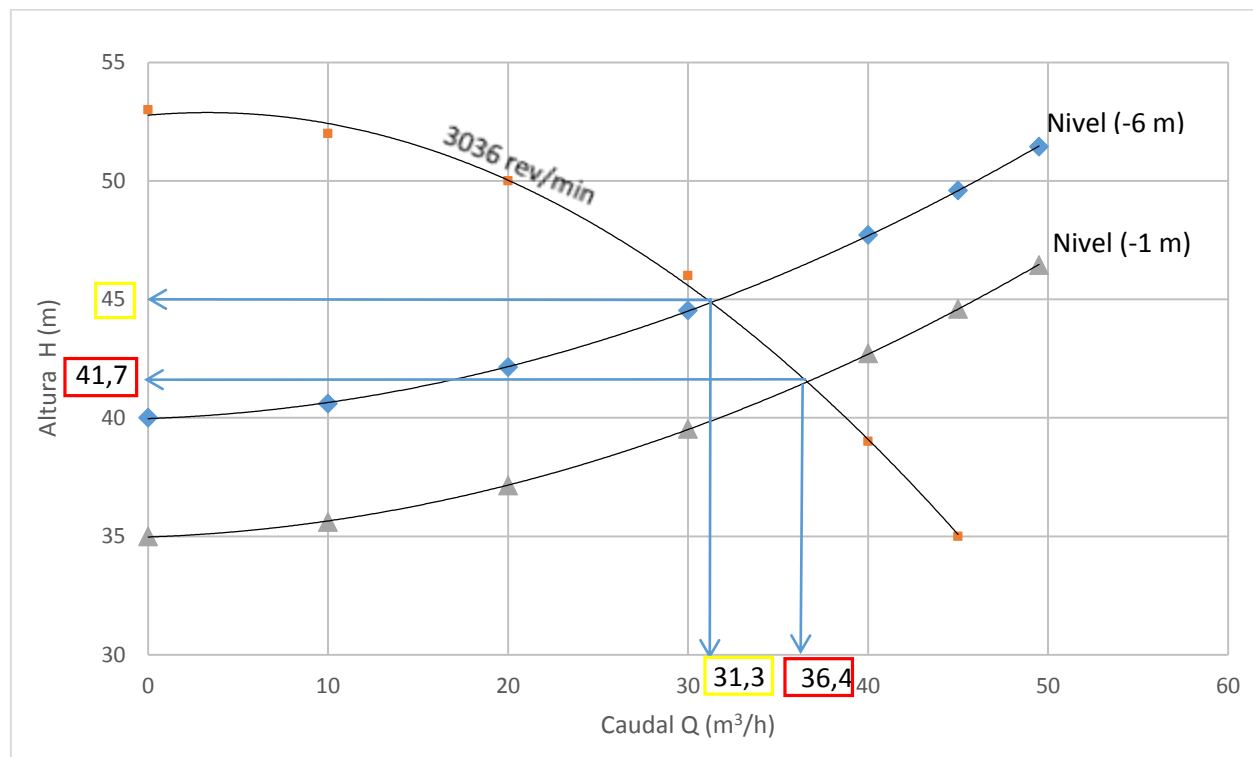


Figura 3.6. Punto de operación del sistema para niveles altos y bajos de capacidad en la cisterna.

Según los resultados de la figura se observa la variación que existe en el punto de operación del sistema cuando varía la capacidad de la cisterna entre nivel (-1 m) y nivel (-6 m), los valores de caudal bombeado van desde 36,4 - 31,3 m³/h comprobándose una disminución del mismo en un 14 %, mientras que la altura de impulsión aumenta de un 41,7 – 45 m para un incremento de un 7,3 %. Necesitando mayor potencia para el bombeo de agua hacia el tanque elevado.

3.5.2. Punto de operación de la bomba bajo condiciones nominales

Para obtener los parámetros de operación del sistema de bombeo para las condiciones de valores nominales, se hace intersectar la curva de la bomba para el número de

revolución nominal de $n_n = 3500 \text{ rev/min}$ y la curva característica de la red para el sistema de bombeo dado. Como se muestra en la figura 3.6.

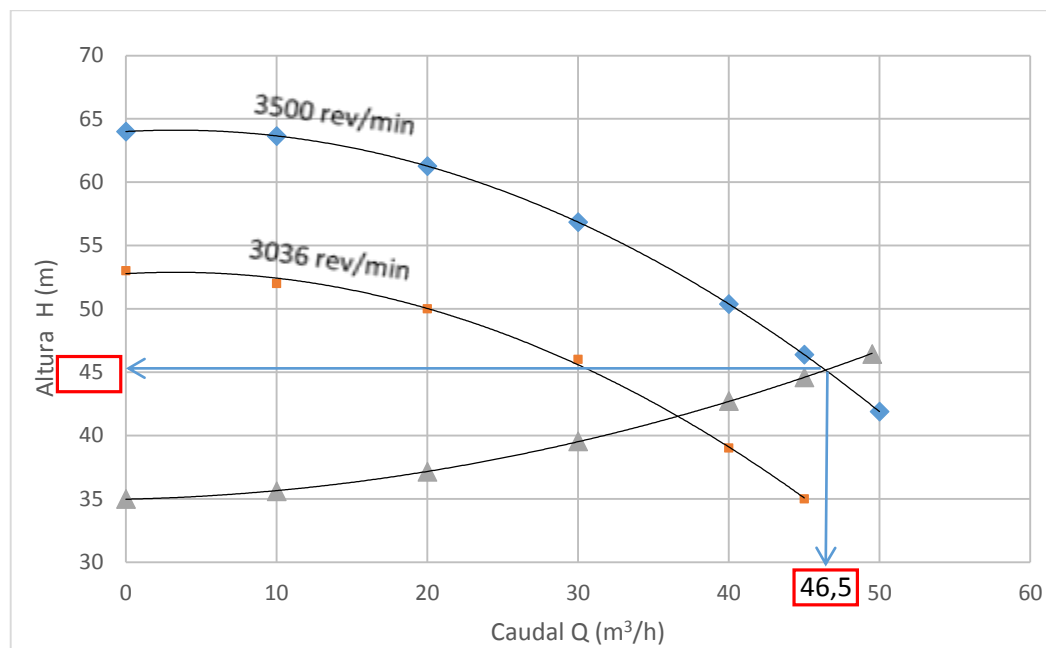


Figura 3.7. Punto de operación de la bomba bajo condiciones nominales $n_n = 3500 \text{ rev/min}$

EL caudal bombeado para estas condiciones de operación es de $Q_{op.n} = 46,5 \text{ m}^3/\text{h}$ y la altura de bombeo es de $H_{op.n} = 45 \text{ m}$.

Una vez obtenido estos valores de operación en el sistema de bombeo de agua del ISMM, podemos comprobar que la operación de bombeo en el sistema objeto de estudio se ha visto afectado por los años de operación y las reparaciones continuas al cual es sometido frecuentemente, debido a roturas, en la que los operarios y técnicos de mantenimiento han realizado cambios en el sistema por piezas de bombas de otros modelos.

Estos cambios de operación en el sistema como se muestra al comparar los resultados obtenidos para las condiciones actuales y las condiciones nominales, denotan que el número de revoluciones del motor ha disminuido de 3500 rev/min a 3036 rev/min lo que representa un 13,26 % y el caudal bombeado se ha reducido en un 21,72 % desde 46,5 a 36,4 m^3/h , resultados que conllevan a un aumento del tiempo de operación de la bomba, para lograr el volumen de agua deseado que permita satisfacer las necesidades de los consumidores en el ISMM.

3.6. Análisis del fenómeno de la cavitación del sistema para las condiciones dadas anteriormente.

Para el análisis de cavitación en el sistema se realiza una evaluación de la condición de cavitación en las condiciones dadas, para ello se obtienen los valores de $NPSH_{req}$ y de $NPSH_{dis}$, y se comparan bajo la condición de ausencia de cavitación como se muestra a continuación $(NPSH)_d \geq (NPSH)_r$.

En el caso del sistema de bombeo de agua del ISMM no se dispone del catálogo de la bomba, como habíamos mencionado anteriormente para conocer el valor del $NPSH_{req}$, por lo que es calculado por la ecuación 2.21 del capítulo 2, teniendo en cuenta que el coeficiente de velocidad específica es tomado a partir de que estamos en presencia de una bomba de rodete en voladizo y la velocidad específica es calculada por la ecuación 2.24. El $NPSH_{dis}$, se calcula mediante la ecuación 2.20, teniendo en cuenta parámetros como P_{atm} - presión atmosférica; (Pa); H_t - presión de vapor del agua (m); γ - peso específico (N/m³) y Σh - pérdidas en la succión (m). Los resultados obtenidos son mostrados en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Evaluación de la condición de ausencia de cavitación.

Condiciones	$NPSH_{dis}$	$NPSH_{req}$	
Bombeo actual nivel (-6m)	0,24	3,27	Cavita
Bombeo actual nivel (-1m)	4,81	3,27	No cavita
Nivel crítico de cavitación (-3 m)	3	3,27	

Según los resultados de la tabla, al estar la bomba succionando con una altura de succión negativa de (-6 m), nivel mínimo de agua en la cisterna, el sistema no cumple con la condición de ausencia de cavitación por lo que cavita. No siendo así para cuando la altura de succión negativa es de (-1m), nivel máximo de la cisterna, ya que se cumple la condición de ausencia de cavitación, por lo que no cavita la bomba. Al realizar el cálculo para niveles de altura de succión negativa entre (-1m) – (-6m) se determinó que el valor crítico de altura de succión es de (-3m).

3.7. Análisis energético del sistema de bombeo de agua

Para el análisis energético del sistema se tendrán en cuenta la potencia consumidas por el sistema de bombeo para un caudal de bombeo de $Q_{op} = 36,4 \text{ m}^3/\text{h}$ y una altura de descarga de $H_{op} = 41,7 \text{ m}$ tabla 3.5.

Tabla 3.5. Análisis energético del sistema de bombeo de agua.

Potencia hidráulica	6,25	kW
Rendimiento hidráulico	0,76	%
Rendimiento mecánico	0,66	%
Potencia útil	9,4	kW
Potencia de bombeo	47,9	kW
Consumo de energía	0,13	kWh
Consumo de bombeo	54000	\$/kW año

El análisis energético arroja que el consumo energía para las condiciones dadas es de 0,13 kWh, para un consumo de bombeo de 54000 \$/kW año.

3.8. Selección y propuesta de modelos de bomba centrífuga para el sistema de bombeo de agua del ISMM

A partir de los cálculos y evaluación realizado al sistema de bombeo de agua se decide realizar una propuesta de selección de una bomba centrífuga para el sistema, para ellos se tomó en cuenta las condiciones de operación a las que estará sometido el equipo de bombeo seleccionado como muestra la tabla 3.6.

Tabla 3.6. Parámetros de selección de la bomba.

Líquido a transportar	Agua a temperatura ambiente
Altura de impulsión	34 m
Caudal de bombeo deseado	30 – 200 m ³ /h (500 – 3000 L/min)
NPSHr	7
Altura de succión máxima	6 m

Para la selección de la bomba se tuvo en cuenta los principales proveedores de bombas a nuestro país, entre las que se encuentran las bombas centrífugas PEDROLLO, modelos FG2 cuya marca es comercializada en Cuba. Como muestra la figura 3.8.

FG2

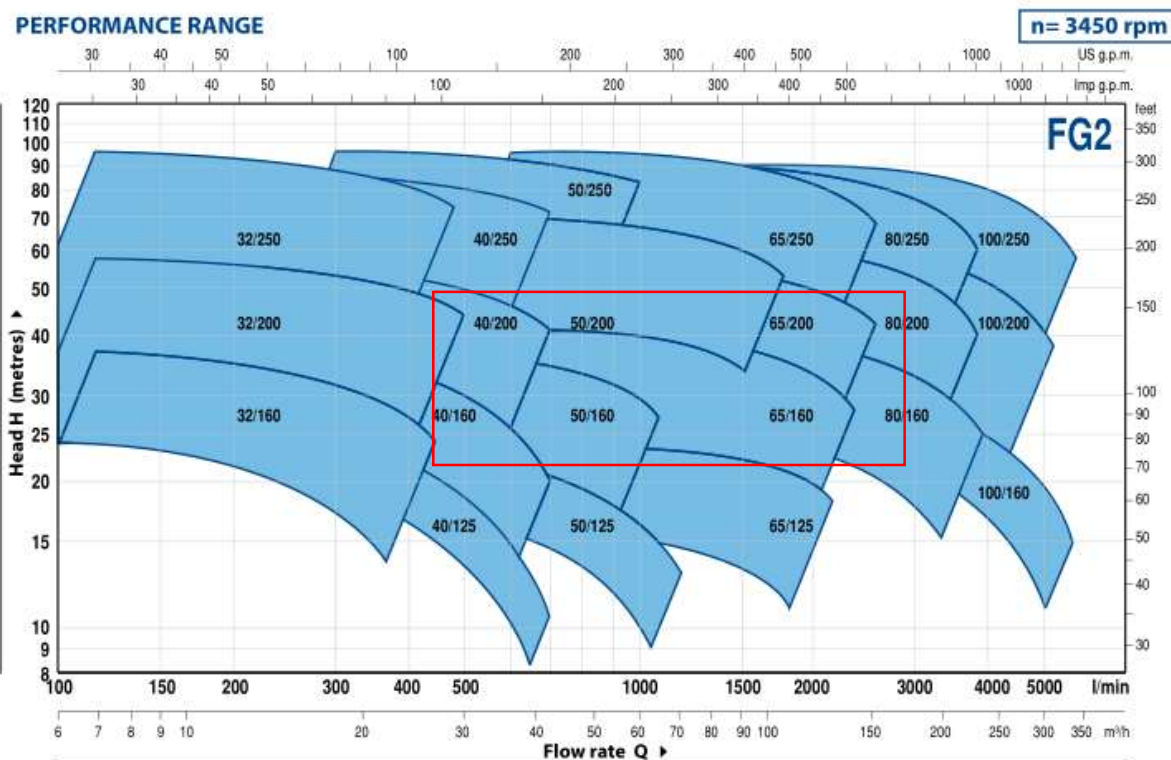


Figura 3.8. Catálogo general bombas centrífugas PEDROLLO modelos FG2.

Una vez analizado el catálogo general y lo planteado en la tabla 3.6 se propone realizar la selección de la bomba centrífuga entre los modelo FG2 50/200 y FG2 65/200 tabla 3.7.

Tabla 3.7. Modelos y parámetros técnicos de la bomba FG2 50/200 y FG2 65/200

Model	Motor pairing		Performance n=3450 rev/min	
	kW	HP	Q(m ³ /h)	H (m)
FG2-50/200 C	11	15	24 ÷ 102	44 ÷ 30
FG2-50/200 B	15	20	24 ÷ 102	52 ÷ 38
FG2-50/200 A	18,5	25	24 ÷ 108	61 ÷ 45
FG2-50/200 AR	22	30	24 ÷ 108	69 ÷ 53
FG2-65/200 B	15	20	12 ÷ 144	44 ÷ 30,5
FG2-65/200 A	18,5	25	12 ÷ 150	50 ÷ 36,5
FG2-65/200 AR	22	30	12 ÷ 156	57 ÷ 42

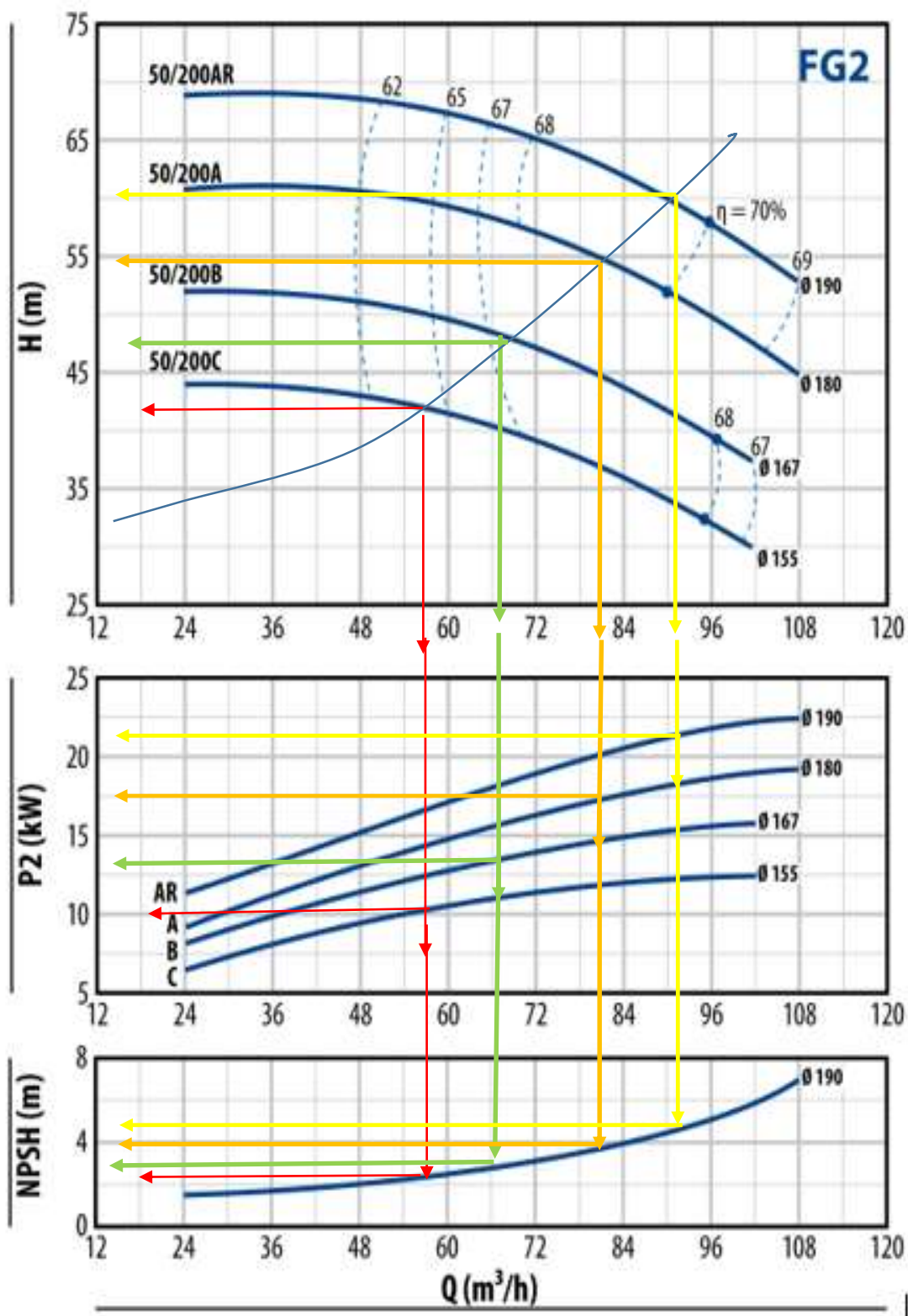


Figura 3.9. Catálogo de la bomba PEDROLLO modelo FG2 50/200.

FG2-65/200

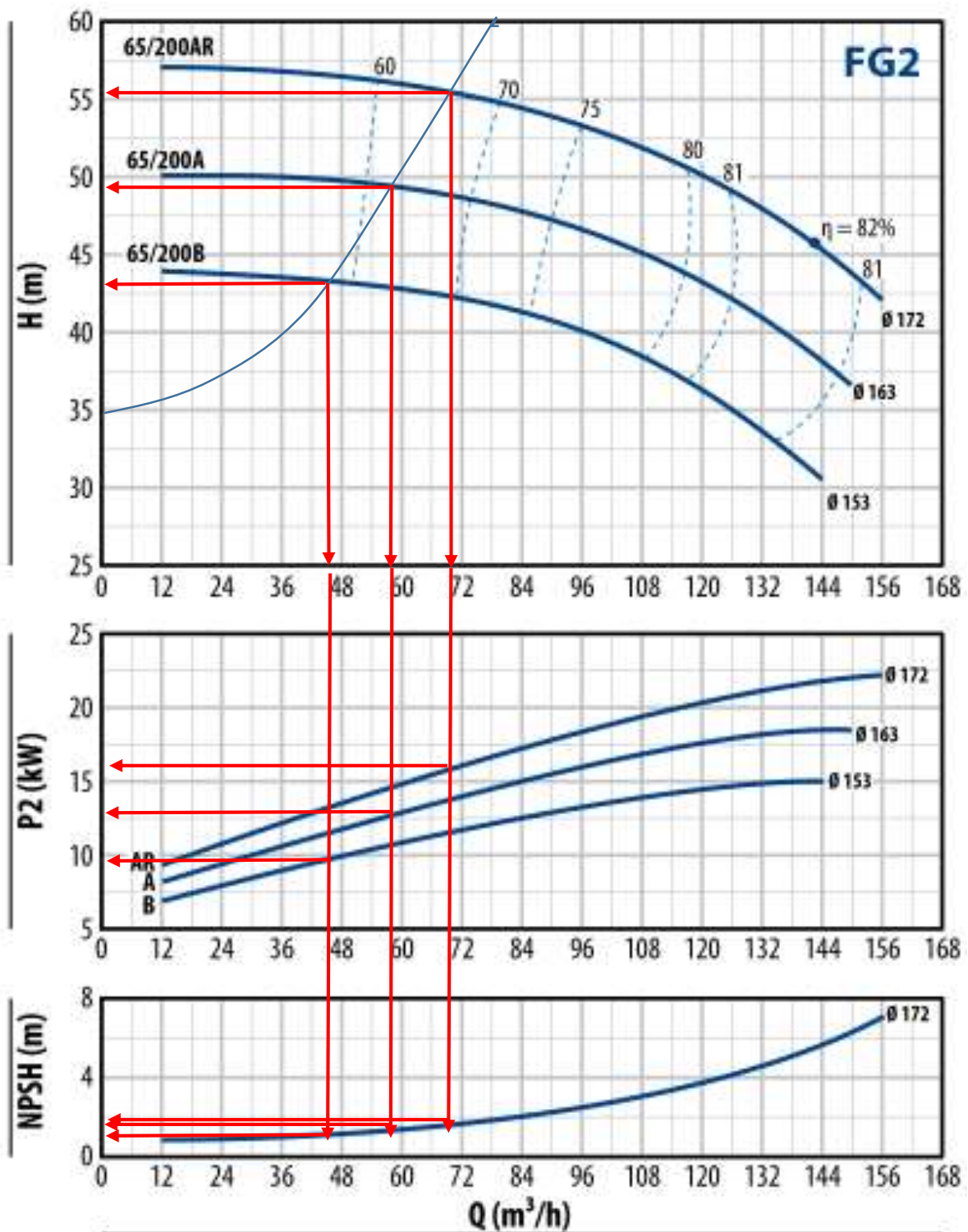


Figura 3.10. Catálogo de la bomba PEDROLLO modelo FG2 65/200.

En las figuras 3.8 y 3.9 se muestran los puntos de operación del sistema para cada uno de los modelos de bomba al graficar la curva de la red del sistema de bombeo de agua objeto de estudio, los que nos permitió sacar los parámetros de funcionamiento para cada condición, como muestran las tablas 3.8 y 3.9.

Tabla 3.8. Parámetros del punto de operación para los modelos de la bomba FG2 50/200.

	Parámetros				
Modelo	Q (m ³ /h)	H (m)	N (kW)	η (%)	NPSHr
FG2-50/200 AR	80	64	20	70	4
FG2-50/200 A	70	57	16	68	3
FG2-50/200 B	59	50	12.5	65	2,3
FG2-50/200 C	47	43	9	61	2

Tabla 3.9. Parámetros del punto de operación para los modelos de la bomba FG2 65/200.

	Parámetros				
Modelo	Q (m ³ /h)	H (m)	N (kW)	η (%)	NPSHr
FG2-65/200 AR	70	56	16	65	2,5
FG2-65/200 A	58	49	12,5	61	2
FG2-65/200 B	46	43	9	50	1

3.9. Conclusiones del capítulo

1. Realiza el análisis de la evaluación del sistema de bombeo de agua del ISMM.
2. Se establecen las curvas de la bomba del sistema para los números de revoluciones de 3036 rev/min y 3500 rev/min.
3. Se obtienen los parámetros de operación del sistema para niveles máximo y mínimo de la cisterna.
4. Realización de una propuesta de selección de bombas centrífuga para el sistema de bombeo.

Conclusiones generales

1. Se obtienen los modelos que caracterizan la curva de la bomba del sistema para los número de revoluciones $n_{act} = (3036 \text{ rev/min})$ y $(n_n = 3500 \text{ rev/min})$, representadas por las ecuaciones: $H = 52,775 + 0,0677 \cdot Q - 0,0102 \cdot Q^2$ y $H = 64 + 0,0677 \cdot Q - 0,0102 \cdot Q^2$
2. Se establece que el punto de operación del sistema cuando varía la capacidad de la cisterna entre nivel (-1 m) y nivel (-6 m), los valores de caudal bombeado van desde 36,4 - 31,3 m³/h, respectivamente comprobándose una disminución del mismo en un 14 %, mientras que la altura de impulsión aumenta de un 41,7 – 45 m para un incremento de un 7,3 %. Necesitando mayor potencia para el bombeo de agua hacia el tanque elevado.
3. Se determina que el número de revoluciones del motor ha disminuido de 3500 *rev/min* a 3036 *rev/min* lo que representa un 13,26 % y el caudal bombeado se ha reducido en un 21,72 % desde 46,5 a 36,4 m³/h, resultados que conllevan a un aumento del tiempo de operación de la bomba, para lograr el volumen de agua deseado que permita satisfacer las necesidades de los consumidores en el ISMM.
4. Se comprueba que la bomba del sistema presenta cavitación para niveles bajos de llenado de la cisterna, y existe ausencia de cavitación para niveles alto de llenado, estableciéndose como valor crítico para que ocurra el fenómeno de la cavitación 3 m de altura de succión negativa.
5. Se propone la selección de una bomba de la marca PEDROLLO para los modelos FG2 50/200 y FG2 65/200.



Recomendaciones

1. Tener en cuenta la selección de las bombas propuesta, para remplazar el sistema actual de bombeo, que permita una estabilidad del mismo.
2. Realizar un análisis en la distribución de agua por gravedad desde el tanque hacia las áreas del centro, con la implementación del software WaterCAD v8i.

Bibliografía

1. Aguirre, A. et al. *"Ingeniería Hidráulica aplicada a los sistemas de distribución de agua"*, Vol. I, eds. U. D. Mecánica de Fluidos – Universidad Politécnica de Valencia – Aguas de Valencia S.A., Valencia, España. (1996a):
2. Alberson, F. *"Reducción de las incrustaciones de magnesio mediante el tratamiento de agua cruda"*, Nicaro. pp. 7. (1955)
3. Bandala, M.: *"Pérdidas por fricción en fluidos no newtonianos"*. Tesis de Licenciatura. Universidad de las Américas, Puebla, México, 2001.
4. Bienvenido, J. *"Modelo de un sistema de bomba, tanque y red"*. Voluntad Hidráulica, No 28. (1973)
5. Charm, S. *"Fundamentals of Food Engineering"*. AVI Pub. Co. WestportConn.pp. 54-93. (1971)
6. Cherkasski, V.M. *"Bombas, Ventiladores, Compresores"*, Editorial Mir, Moscú, Rusia. (1986)
7. Columbié, O. M. *"Estudio del transporte de fuel oil desde Mazut hasta la planta de Preparación Mineral perteneciente a la empresa "Ernesto Che Guevara"*, Trabajo de diploma en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMMM, p.70. (2006)
8. Farrill, G. *"Recirculación del agua de enfriamiento de los tanques de Lixiviación y Lavado"*, Nicaro. (1967)
9. Gerhart, M. and Gross, J. *"Fundamentos de la Mecánica de los Fluidos"*, eds. Addison – Wesley Iberoamericana, España. (1992)
10. Gerhart, M. and Gross, J. (*"Fundamentos de la Mecánica de los Fluidos"*, Hochstein, 2 ed, eds. Addison – Wesley, USA. 1995)
11. Ibarz, A.; Vélez, J. y Barbosa, G. *"Transporte de alimentos fluidos a través de tuberías"*. Inéditos: 60 hojas. Universidad de las Américas, Puebla, México. (2001)

12. Juregui, S. y Valdés, Y. *"Evaluación de sistemas de bombeo por métodos computacionales"*. Memorias del 1er. Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Madrid. (1993)
13. Karassik, I. y Carter, R. *"Bombas centrífugas. Selección, operación y mantenimiento"*, editorial Revolucionaria. La Habana. (1968)
14. Karelin, B. *"Fenómeno de cavitación en bombas centrífugas y axiales"*. Moscú. Construcción de Maquinarias. (1987)
15. Kasatkin, A. G. *"Operaciones básicas y aparatos en la tecnología química"*. Tomo II, Editorial educación. (1985)
16. Kuttz, M. *"Enciclopedia de la Mecánica Ingeniería y Técnica"*, Vol. 6, ed. Océano, España. (1995)
17. Labarte, G. *"Evaluación del suministro de agua suavizada en la empresa "Cmdte. René Ramos Latour"*. Trabajo de diploma en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMMM. (2011)
18. Macedo, R. C. *"Manual de Prácticas de Operaciones Unitarias I"*, Universidad de las Américas, Puebla. México. Inéditos. (2001)
19. Martínez y Barreto *"Diseño de un Sistema contra Incendio para una Empresa productora de Cereales"*. Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Guayaquil, Ecuador. (2002) y (2007)
20. Martínez, L.; Monteagudo, J. y Jáuregui, S. *"Mecánica de los Fluidos y Máquinas de Flujo"*, Editorial Universo Sur, Universidad de Cienfuegos, Cuba. (2007)
21. Mastrapa, M. *"Manual de operaciones de planta tratamiento de agua"*, Nicaro. pp. 88. (2006)
22. Nekrasov, B. *"Hidráulica"*, editorial PAZ, Moscú. (1986)
23. Pérez, F. D. *"Equipos de bombeo"*, editorial Pueblo y Educación. La Habana. (1981)
24. Pérez, M. *"Introducción a la Ingeniería Hidráulica y Ambiental"*, editorial "Félix Varela". La Habana. (2001) y (2006)

25. Pérez, R. *"Equipos de bombeo"*. 3ra Edición, Tercera Reimpresión, editorial Pueblo y Educación, Ciudad de La Habana. (2000)
26. Rabinóvich, E. Z. *"Hidráulica"*, editorial MIR, Moscú. (1987)
27. Ramos, N. *"Bombas, ventiladores y compresores"*, editorial ISPJAE. La Habana. (1989)
28. Robert, W. and McDonald, A. *"Introducción a la Mecánica de Fluidos"*, Cuarta Edición, ed. McGraw Hill, Interamericana S. A., USA. (1995)
29. Santos, F. y Martín, M. *"Modelos matemáticos para la determinación aproximada de la forma de la característica de trabajo de una bomba centrífuga"*; Centro azúcar, N 1. (1999)
30. Stepanoff, A. *"Centrifugal and axial flow pumps"*, editorial, John Willey & Sons. New York. (1959)
31. Streeter, L. Victor, *"Mecánica de los fluidos"*, editorial Ciencia y Técnica, Ciudad de la Habana. (1978)
32. Streeter, V.; Benjamin, E. y Bedford, K. *"Mecánica de Fluidos"*, Novena Edición. McGraw-Hill. Best Seller International, S.A., Santa Fé de Bogotá, Colombia. (2000)
33. Talwar, M. *"Analyzing centrifugal-pump circuit"*. Chemical Engineering, vol. 90, No. 17. (1983)
34. Turiño, I. M. *"Determinación aproximada de la característica de funcionamiento de una bomba centrífuga"*. Centro azúcar, No.1. (1994)
35. Turro, B. A. *"Estudio del Hidrotransporte de las Colas en el Proceso Carbonato Amoniaco"*, Tesis en Opción al Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas. ISMM, Moa, 2002. p.154.

Anexo #1 Válvulas



Válvula de compuerta.



Válvula de mariposa.



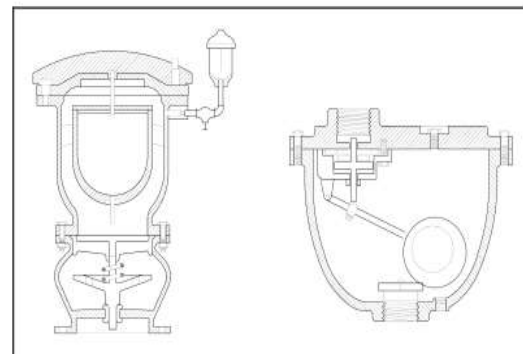
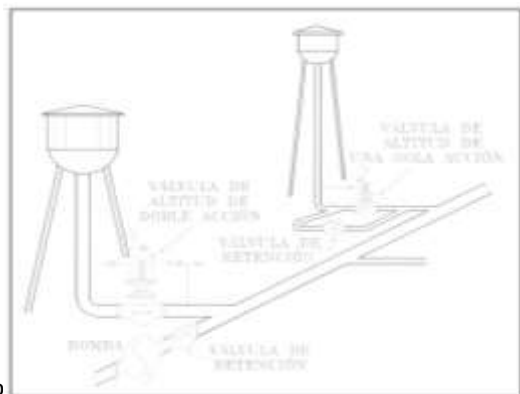
Válvula de asiento



Válvula de globo



Válvula de globo



Válvulas de admisión y expulsión de aire

Tabla A1. Tamaños recomendados para válvulas de paso.

Diámetro de la válvula	Diámetro de la válvula de paso
400 - 500 mm (16 - 20")	75 mm (3")
600 - 750 mm (24 - 30")	100 mm (4")
900 - 1050 mm (36 - 42")	150 mm (6")
1200 mm (48")	200 mm (8")