

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL



**“CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO HIDRÁULICO PARA EL
ESTUDIO DE BOMBA CENTRIFUGA Y DESCARGA POR VERTEDERO
TRIANGULAR PARA EL LABORATORÍO DE HIDRÁULICA DEL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUP”**

REALIZADO POR:

Br. Jesús Alejandro Velásquez Guevara
C.I. 16.719.532

Br. Muñoz Moza Eduardo José
C.I. 16.927.636

Trabajo de Grado presentado como requisito para optar al Título de:

INGENIERO CIVIL

Barcelona, Octubre de 2010.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL



**“CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO HIDRÁULICO PARA EL
ESTUDIO DE BOMBA CENTRIFUGA Y DESCARGA POR VERTEDERO
TRIANGULAR PARA EL LABORATORÍO DE HIDRÁULICA DEL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUP”**

REVISADO POR:

Prof. Belkys Sebastiani.

Asesor Académico

Barcelona, Octubre de 2010.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL



El jurado calificador hace constar que ha sido asignada a esta tesis la calificación de:

Prof. Hilda Morales.

Jurado Principal

Prof. Francelia Araujo.

Jurado Principal

Prof. Belkys Sebatiani.

Asesor Académico

Barcelona, Octubre de 2010

RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de Trabajos de Grado:

“Los Trabajos de Grado son de exclusiva propiedad de la Universidad, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quién lo participará al Consejo Universitario.

RESUMEN

El presente proyecto tiene objetivo principal el diseño y construcción de un equipo hidráulico para el estudio de una bomba centrífuga y descarga por vertedero.

La fase del diseño incluye la determinación de los equipos a utilizar, resaltando sus dimensiones y capacidad, tomándose estos últimos como parámetros de diseño. En el diseño se tomaran consideraciones de las características hidráulicas del sistema, de los equipos y de las tuberías.

Además se especifican las características y condiciones de los materiales a utilizar en la fase de construcción.

La fase de construcción comprende, las técnicas utilizadas en la fabricación de las diferentes partes constitutivas del equipo y los diferentes materiales que se emplean en la construcción del mismo.

La calibración es la última fase del proyecto y está ligada a la realización de la práctica, la cual comprende la construcción de las curvas características de una bomba centrífuga, es decir, las curvas de presión, eficiencia y potencia en relación al caudal.

También se emplea un vertedero como medidor del caudal, del cual se realiza un estudio.

Los datos para esta calibración son obtenidos de los diferentes dispositivos de control del aparato.

DEDICATORIA

A mis padres Luis Eduardo Muñoz Pérez y Elizabeth Moza de Muñoz por estar siempre a mi lado y procurar siempre el bien para mí y por hacerme entender que los estudios es la mayor herencia que se le puede dar a un hijo. Gracias los amo.

A mis compañeros de estudios que más que eso son mis amigos por ayudarme y estar siempre conmigo dándome consejos para lograr esta meta. Gracias los quiero mucho.

A mi compañero de tesis Jesús Velásquez por ser pieza clave al final para terminar de lograr este sueño.

Eduardo Muñoz.

DEDICATORIA

A Dios y la Virgen del Valle por darme salud y vida para demostrar que todas las metas con empeño y responsabilidad se pueden cumplir.

A mis padres, Jesús Velásquez y Bettina Guevara por haberme dado la oportunidad de realizarme como persona y como profesional, por haberme inculcado todos esos valores que me ayudan a ser una mejor persona cada día.

A mis hermanos, Jesús Alberto y María José que de uno u otro modo han estado cuando necesito y que me han enseñado mucho en la vida

A mis abuelos y tíos, por acompañarme en mi camino, por tener esa fe en mí, por su espíritu positivo que siempre me ayuda a no decaer.

A Ana Ramírez por apoyarme durante todo este tiempo. Por su ayuda y colaboración. Por estar siempre a mi lado, con quien he compartido tantos momentos de felicidad.

A mis compañeros de estudios que más que eso son mis amigos por ayudarme y estar siempre conmigo dándome consejos para lograr esta meta. Gracias los quiero mucho.

A mi compañero de tesis Eduardo Muñoz por ser pieza clave al final para terminar de lograr esta meta.

Jesús Velásquez.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por tener todo lo que tengo y por siempre estar a mi lado.

A Mis compañeros de clases ya que cada uno de ellos formo parte de esta tesis y aportaron su granito de arena cuando más lo necesitaba gracias.

A toda mi familia que me apoyaron día a día y expresándome sus palabras de aliento y ayuda desinteresada, y por ser un gran ejemplo de motivación para el logro de mis metas.

A la Prof. Belkis Sebastiani por brindarme todo su apoyo incondicionalmente y estar pendiente siempre de nosotros. Y también a la Universidad de Oriente por abrirme las puertas para este logro.

Eduardo Muñoz.

AGRADECIMIENTOS

A mis amigos, por estar siempre presente en los momentos más importantes, llenos de felicidad y alegría. Por su cariño y brindarme su más sincera amistad, por los momentos compartidos y los que vienen.

A Eduardo, mi compañero de tesis por su paciencia, colaboración y carisma durante todo este tiempo. A pesar de todos los contratiempos.

A Sabina, apoyo y confianza. ¡Muchas gracias!

A la Prof. Belkis Sebastiani por brindarme todo su apoyo incondicionalmente y estar pendiente siempre de nosotros. Y también a la Universidad de Oriente por abrirme las puertas para este logro.

A mi vecino Sr. Eduardo, por brindarnos ayuda a mi compañero y a mí en la construcción del equipo.

Jesús Velásquez.

INDICE DE CONTENIDO

RESOLUCIÓN	iv
RESUMEN	v
DEDICATORIA	vi
DEDICATORIA	vii
AGRADECIMIENTOS	viii
AGRADECIMIENTOS	ix
INDICE DE CONTENIDO	x
CAPITULO 1	12
INTRODUCCIÓN	12
1.1.-Planteamiento del problema	12
1.2.- Objetivos	13
1.2.1.- Objetivo general	13
1.2.2.- Objetivos específicos.....	13
1.3.- Resumen de conocimientos previos	14
1.3.1.- Antecedentes	14
CAPITULO 2	15
MARCO TEÓRICO	15
2.1.-Fluidos en tuberías	15
Donde:	18
2.2.-Fundamentos del flujo de fluidos	19
2.3-. Velocidades medias comunes en las tuberías de flujo forzado	23
2.4-. Pérdidas de Carga.....	24
2.6-. Medición de caudales	25
2.7-. Bombas.....	36
CAPITULO 3	64
MATERIALES Y EQUIPOS	64

3.1.- Condiciones de Diseño.....	64
3.2.- Especificaciones de Ingeniería.....	69
CAPITULO 4	75
DISEÑO DEL SISTEMA.....	75
4.1.- Selección de Partes.....	75
4.2.- Esquema hidráulico.....	81
4.3.- Perdidas del sistema hidráulico.....	82
4.4 Ecuación del sistema y de la bomba.....	85
4.5.- Calculo de la potencia mínima requerida por el equipo de bombeo	89
4.6.- Accesorios del sistema.....	90
4.7.- Taque de alimentación.....	90
4.8.- Variador de frecuencia.....	91
4.9.- Vertedero.....	91
4.10.- Soporte.....	92
4.11.- Estructura de costos del sistema hidráulico.....	92
CAPITULO 5	93
CONSTRUCCIÓN.....	93
5.1.- Construcción de las partes del sistema hidráulico.....	93
CAPITULO 6	99
RESULTADOS.....	99
6.1.- Construcción de las curvas características de la bomba.....	99
6.2.- Elaboración de ecuaciones de la bomba.....	105
6.3.- Curvas de potencia y eficiencia.....	113
CAPITULO 7	117
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	117
7.1.- Conclusiones.....	117
7.2.- Recomendaciones.....	118
BIBLIOGRAFÍA.....	119
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:	121

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1.-Planteamiento del problema

A nivel universitario es necesario complementar los conocimientos teóricos adquiridos en el aula de clases con los conocimientos prácticos que pueden adquirirse en los laboratorios o en trabajos de campo.

La ingeniería civil permite que los conocimientos prácticos sean adquiridos, tanto en el laboratorio como en el campo, dependiendo del área de estudio.

Una de las ramas que requiere su estudio práctico en el laboratorio es la hidráulica, para lo cual se necesitan equipos que simulen las condiciones que se podrían presentar en la realidad, ya que si estos ensayos son realizados a escala natural resultarían sumamente costosos.

Para poder realizar un estudio de ciertos sistemas hidráulicos, se requiere el empleo de equipos que produzcan una simulación con características similares a las de un sistema a gran escala.

El laboratorio de hidráulica del departamento de Ingeniería Civil de la Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui, cuenta con pocos equipos que permitan realizar estudios en esta área. Sin embargo notamos que se requiere en el nuevo laboratorio, el equipo hidráulico para el estudio de bomba centrífuga y descarga por vertedero triangular, ya que el equipo existente en el viejo laboratorio no funciona, por cuanto la mayoría de sus componentes están totalmente dañados.

Considerando lo anteriormente expuesto se propone la construcción y calibración de un equipo para el estudio de una bomba centrífuga y descarga por vertedero triangular para ser utilizado en el nuevo laboratorio de hidráulica, con la finalidad de aumentar los conocimientos prácticos en éste, para los estudiantes de ingeniería civil.

Antes de comenzar con la construcción del equipo se realizará un estudio de los materiales y componentes requeridos, para saber su disponibilidad en el mercado, el costo y características específicas de los mismos. Con esta información se procederá a estimar el costo aproximado del equipo hidráulico y a la adquisición de los materiales y componentes. El diseño del equipo se realizará partiendo de las especificaciones de la bomba adquirida y de sus curvas características. Posteriormente se ensamblaran las partes y componentes para realizar las pruebas de ensayo y la calibración del mismo, y finalmente se elaborará el manual de uso del equipo hidráulico.

1.2.- Objetivos

1.2.1.- Objetivo general

Construir un equipo hidráulico que sirva para el estudio del comportamiento del fluido a través de la bomba centrífuga y descarga por vertedero triangular en el nuevo laboratorio de hidráulica del departamento de Ingeniería Civil de la Universidad de Oriente del Núcleo de Anzoátegui.

1.2.2.- Objetivos específicos

1. Investigar materiales y componentes existentes en el mercado para la construcción del equipo.
2. Estimar el costo del equipo hidráulico.
3. Diseñar el equipo hidráulico.
4. Construir el equipo hidráulico.
5. Calibrar el equipo hidráulico.
6. Elaborar la práctica de laboratorio del equipo hidráulico.

1.3.- Resumen de conocimientos previos

1.3.1.- Antecedentes

Clavier, A. y González, H., [8] realizó en el año 1999 el diseño, construcción y calibración de un equipo hidráulico, para el estudio de una bomba centrífuga y descarga por vertedero. Sus conclusiones más importantes se pueden mencionar que:

“Los datos obtenidos después de operar el equipo, con el variador de frecuencia indicando menos de 1800 rpm, proporcionaran curvas características diferentes a las normales, debido a que la bomba trabaja con una eficiencia muy baja.”

“Se obtuvieron valores de caudal, presión y eficiencia muy por debajo de los indicados por la curva del fabricante, ya que es necesario un motor de mayor potencia para evitar las pérdidas de potencia ocasionadas por las condiciones mecánicas del equipo”.

Tejada, H. y Mata, J., [9] realizó en el año 2001 un diseño, sus conclusiones más relevantes destacan las siguientes:

“El equipo construido arroja buenos resultados, lo cual indica que cumple satisfactoriamente para el estudio de descarga por orificio.”

“Mediante el equipo se pueden realizar otros tipos de ensayo tales como, el tiempo de vaciado de un tanque por gravedad y la longitud del chorro.”

“El coeficiente de descarga determinado para un caudal de aforo dado es muy similar al teórico.”

“Mediante la válvula de alimentación del sistema se pueden tomar otras alturas constantes entre las dos tuberías de rebose.”

CAPITULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1-Fluidos en tuberías

2.1.1-. Definición de los fluidos

Los fluidos son sustancias capaces de fluir y que se adaptan a la forma del recipiente que los contienen. Cuando están en equilibrio los fluidos 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. La diferencias esenciales entre líquidos y gases son: a) los líquidos son prácticamente incompresibles y los gases son compresibles, por lo que en muchas ocasiones hay que tratarlos como tales; b) los líquidos ocupan un volumen definido y tienen superficies libres mientras que una masa dada de gas se expansiona hasta ocupar todas las partes del recipiente que lo contenga.

2.1.2-. Factores que afectan el flujo de un fluido a través de una tubería **Velocidad de un fluido**

Un fluido en una tubería se puede mover de acuerdo a un patrón de flujo determinado, dependiendo en alto grado, de su velocidad.

Estos patrones de flujo se conocen como laminar y turbulento.

El flujo laminar es referido algunas veces como un fluido viscoso.

Se distingue por el hecho de que las moléculas del fluido siguen trayectorias paralelas cuando el fluido se mueve a través de una tubería.

El flujo turbulento, por otra parte se caracteriza por patrones erráticos debido a que la turbulencia crea remolinos que mueven las moléculas del fluido a lo largo de trayectorias irregulares.

El término velocidad cuando se aplica al flujo de fluidos en tuberías se refiere a la velocidad promedio del flujo. Se debe utilizar la velocidad promedio del flujo ya que la velocidad del fluido varía a través de la sección transversal de la tubería.

Fricción

La fricción de la tubería reduce la velocidad de flujo y, por tanto, se considera un factor negativo. Debido a esta fricción, la velocidad del fluido es menor cerca de la pared que en el centro de la tubería. Mientras más lisa es la tubería, menor es el efecto de la fricción sobre la velocidad del fluido.

Densidad y peso específico

La densidad (ρ) representa la masa de fluido contenida en la unidad de volumen: en los sistemas absoluto y gravitacional, sus dimensiones son $[ML^{-3}]$ y $[FT^2L^{-4}]$, respectivamente. Estrechamente asociado con la densidad está el peso específico (γ) que representa el peso del fluido por unidad de volumen; sus dimensiones $[FL^{-3}]$.

La densidad de los líquidos depende de la temperatura y es prácticamente independiente de la presión, por lo que se pueden considerar incompresibles; en cambio, en los gases, varía con la temperatura y la presión que actúa, de acuerdo con la llamada ecuación de estado de los gases perfectos. En ambos casos el peso específico depende, además de la aceleración de gravedad local.

Los valores estándar para ρ y γ son:

$$\gamma = 100 \text{Kgf/m}^3 \quad \rho = 101.97 \text{Kgf sg}^2/\text{m}^4 \text{ que corresponden al agua pura a } 4^\circ\text{C}$$

Viscosidad

La viscosidad de un fluido es una medida de su resistencia a fluir, como resultado de la interacción y cohesión de sus moléculas. Sus unidades son Kg m/sg.

La viscosidad dinámica es función, principalmente, de la temperatura y la presión. Su dependencia con respecto a la presión es prácticamente despreciable para los líquidos, y pequeña o despreciable para la mayoría de los gases y vapores, a menos que la presión resulte muy grande. En tanto que la viscosidad de los líquidos disminuye con la temperatura la de los gases aumenta.

Temperatura

La magnitud de la temperatura se puede relacionar con la actividad molecular que resulta de la transferencia de calor. Las escalas de medida se definen en términos de la expansión volumétrica de ciertos líquidos, como un ejemplo se puede tomar la escala de temperatura Celsius o de grados centígrados, la cual se estableció de modo que el punto de congelación del agua corresponda al cero de la escala y el de ebullición, en condiciones estándar a 100 °C.

Presión de vaporización

Todos los líquidos tienden a evaporarse al cambiar su estado líquido a gaseoso; es decir, que en la inmediata vecindad de la superficie libre de un líquido algunas moléculas escapan hacia el medio por encima de dicha superficie. De la misma manera, si la superficie libre permanece a un nivel fijo algunas de las moléculas regresan al líquido y pueden alcanzar un equilibrio en el intercambio cuando es igual el número de las que salen y las que entran.

Si es aire el gas que hay en el medio, entonces no solo se presentará un equilibrio entre el aire y las moléculas del líquido sino que también habría presión

parcial del aire, sumada a la de vapor de agua. Al haber este equilibrio la temperatura del líquido y del gas es la misma, con lo cual la presión parcial de vapor es justamente la de vaporización del líquido a la temperatura dada.

Presión del fluido

Se transmite en igual intensidad en todas las direcciones en cualquier superficie. En un mismo plano horizontal, el valor de la presión del líquido es igual en cualquier punto. Las medidas de presión se realizan con los manómetros.

Presión = Fuerza/Superficie

$$P \left[\frac{kg}{cm^2} \right] = \frac{df [Kg]}{dA [cm^2]}$$

Cuando la fuerza P actúa uniformemente distribuida sobre una superficie, tenemos:

$$P = \frac{F [kg]}{A [cm^2]} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

P= presión del fluido del líquido [kg/cm²].

F= fuerza ejercida por el fluido sobre la superficie [N].

A= área de la superficie [cm²]. [3].

2.2.-Fundamentos del flujo de fluidos

2.2.1.-Caudal (Q)

Es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente. Se expresa en $[m^3/sg]$ aunque también se puede expresar en $[lts/sg]$.

2.2.2-. Flujo permanente

Tiene lugar cuando, en un punto cualquiera, la velocidad de las sucesivas partículas que ocupan ese punto en los sucesivos instantes es la misma. Por tanto, la velocidad es constante respecto del tiempo $\partial V/\partial t=0$, pero puede variar de un punto a otro, es decir, ser variable respecto de las coordenadas espaciales.

2.2.3-. Flujo uniforme

Tiene lugar cuando el modulo, la dirección y el sentido de la velocidad no varían de un punto a otro del fluido, Este supuesto implica que las otras magnitudes físicas del fluido no varían con las coordenadas espaciales. El flujo de los líquidos bajo presión a través de tuberías de diámetro constante y gran longitud es uniforme tanto si el régimen es permanente como no permanente.

El flujo es no uniforme cuando la velocidad, la profundidad, la presión, etc.; varían de un punto a otro en la región del flujo

2.2.4-. Velocidad crítica

Es aquella velocidad por debajo de la cual toda turbulencia es amortiguada por la acción de la viscosidad del fluido. La experiencia demuestra que un límite superior para el régimen laminar, en tuberías, viene fijado por un valor del numero de Reynolds de 2000, en la mayoría de los casos prácticos.

2.2.5-. Número de Reynolds

Reynolds, a través de sus investigaciones teóricas experimentales, determinó una expresión adimensional cuyo valor es el mejor criterio para determinar el tipo de movimiento en una tubería, debido a que considera otras características del fluido. A este valor adimensional se le denomina Número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

2.2)

Donde:

V= velocidad del flujo [m/sg].

D= diámetro del tubo [m].

N= viscosidad cinemática [m²/sg].

A bajas velocidades o altas viscosidades, Re es bajo y el fluido fluye en forma de suaves capas o láminas; con la velocidad más alta en el centro de la tubería y velocidades bajas cerca de la pared de la tubería donde las fuerzas viscosas lo retienen. Este tipo de flujo es denominado laminar y está representado por números de Reynolds menores a 2000. Una característica significativa del flujo laminar es la forma parabólica de su perfil de velocidad.

A altas velocidades o bajas viscosidades el flujo se descompone en turbulentos remolinos con la misma velocidad promedio en toda la tubería. En este flujo turbulento el perfil de las velocidades tiene una forma mucho más uniforme. El flujo turbulento está representado por números de Reynolds mayores a 4000. En la zona de transición entre 2000 y 4000 Re el flujo es de transición.

2.2.6-. Ecuación de Continuidad

La ecuación de continuidad es una consecuencia del principio de la conservación de la masa. Para un flujo permanente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección de una corriente de fluido, por unidad de tiempo, es constante. Esta puede calcularse como sigue:

$$Q = A_1 * V_1 = A_2 * V_2 \text{ [m}^3 \text{ / sg]} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde:

A_1 = área de la sección recta [m²]

V_1 = velocidad media de la corriente [m/sg]

Con significado análogo en la sección 2. El caudal se mide normalmente en [m³/sg] o [lts/sg].

2.2.7-. Ecuación de Bernoulli.

Básicos de compresibilidad mínima del agua cuando se somete a presión (aproximadamente 0,000048 de decrecimiento en volumen, para presiones usuales en la práctica y temperaturas del medio ambiente, por cada atmósfera); su módulo de elasticidad, de unos 21.000 [Kg/cm²] a 0°C y a presión atmosférica; la transmisión de presión repartida uniformemente con toda su intensidad; podemos pasar a enunciar el teorema de Bernoulli para líquidos incompresibles, el cual puede resolver la mayoría de los problemas de los fluidos en movimiento. Dicho teorema dice que: para líquidos incompresibles en movimiento uniforme, y sin tomar en cuenta la fricción, la energía total se conserva, pudiendo aparecer transformada de una sección a otra, o bien que la constante que llamaremos E_s (Energía Específica) es siempre igual a la suma de las energías potencialmente acumuladas en ese líquido en movimiento. Sean: energía de velocidad ($V^2/2*g$), energía de presión que resulta ser una distancia P/γ y energía

de altura z . P es la presión a que está sometido el fluido, γ el peso específico del líquido y z la elevación respecto a un nivel de referencia. La energía total E_s es:

$$E_s = \left(\frac{v^2}{2g} \right) + \left(\frac{P}{\gamma} \right) + Z \quad \text{Ec.}$$

2.4

En canales abiertos la fórmula de Bernoulli es la siguiente:

$$\left(\frac{V_A^2}{2g} \right) + Z_A + \left(\frac{V_B^2}{2g} \right) + Z_B \quad \text{Ec.}$$

2.5

En conductos cerrados (tuberías) la fórmula de Bernoulli es:

$$\left(\frac{V_A^2}{2g} \right) + \left(\frac{P_A}{\gamma} \right) + Z_A = \left(\frac{V_B^2}{2g} \right) + \left(\frac{P_B}{\gamma} \right) + Z_B + hft$$

Ec. 2.6

Donde:

P_A = presión en el punto A [Kg/m^2].

P_B = presión en el punto B [Kg/cm^2].

Z_A = altura sobre el nivel de referencia [m].

Z_B = altura en el punto B con respecto al nivel de referencia [m].

γ = peso específico del agua [Kg/m^3].

g = gravedad [m/sg^2].

hft = pérdidas totales (fricción, turbulencia, accesorios, geometría, etc.) [m].

2.3-. Velocidades medias comunes en las tuberías de flujo forzado

2.3.1-. Velocidad mínima

Para evitar deposiciones en las tuberías, la velocidad mínima generalmente es fijada entre 0.20 y 0.60 m/sg, dependiendo de la calidad del agua. Para las aguas que contienen ciertos materiales en suspensión, la velocidad no debe ser inferior a 0.60 m/sg. En sistemas de aducción de agua las velocidades pueden ser de 0.20 m/sg debido a que no contiene sedimentos.

2.3.2-. Velocidad máxima

La velocidad máxima del agua, en las tuberías, generalmente depende de los siguientes factores:

- Condiciones económicas.
- Condiciones relacionadas al buen funcionamiento de los sistemas.
- Posibilidad de aparición de efectos dinámicos nocivos.
- Limitación de la pérdida de carga.
- Desgaste de las tuberías y piezas accesorias.
- Control de la corrosión.
- Ruidos desagradables.
- Tipo de tubería (resistencia y rugosidad).

El límite máximo es por lo tanto, recomendado para cada caso.

- Sistema de abastecimiento de agua. Para la determinación de la velocidad máxima en las redes de la distribución es usual la siguiente expresión:

$$V_{max} = 0.60 + 1.50 * D$$

Ec. 2.7

Donde:

D= diámetro[m].

V_{max} = velocidad máxima [m/sg].

- Tuberías de edificios. La velocidad en los edificios no debe sobrepasar los siguientes valores:

$$V_{max} = 15 * D^{1/2}$$

$$V_{max} \leq 4.0 \text{ m/sg}$$

- Velocidades muy elevadas, además de pérdida de carga excesiva, pueden producir ruidos nocivos.
- Líneas de descarga. La velocidad se establece teniendo en cuenta condiciones económicas. Generalmente, es superior a 0.60 m/sg y, rara vez sobrepasa los 2.40 m/sg.
- Conductos forzados de las centrales hidroeléctricas. La velocidad se fija por consideraciones económicas. Generalmente su valor es establecido entre 1.50 y 4.50 m/sg [5].

2.4-. Pérdidas de Carga

En la práctica, las tuberías no son constituidas exclusivamente de tubos rectilíneos y del mismo diámetro. Usualmente, incluyen piezas especiales y conexiones que, por la forma y disposición, elevan la turbulencia, provocan fricciones y causan el choque de partículas, dando origen a las pérdidas de carga. Además se presentan, en las tuberías, otros hechos particulares como, válvulas, medidores, etc., también responsables de pérdidas de esta naturaleza.

2.4.1-. Perdidas Locales

En las tuberías, cualquier causa perturbadora, cualquier elemento o dispositivo que venga a establecer o elevar la turbulencia, cambiar la dirección o alterar la velocidad, origina una pérdida de carga. Son estas pérdidas denominadas locales, localizadas, accidentales o singulares, por el hecho de resultar específicamente de puntos o partes bien determinadas de la tubería, al contrario de lo que ocurre con las pérdidas a consecuencia del flujo a lo largo de la misma.

2.4.2-. Perdidas por Fricción

Las pérdidas por fricción son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluidos con otras (régimen laminar) o de las partículas del fluido entre sí (régimen turbulento). Tiene lugar en flujo uniforme, por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante.

2.5-. Diagrama de Moody

Resuelve todos los problemas de pérdidas de carga por fricción en tuberías de cualquier diámetro, cualquier material de tubería y cualquier caudal. Puede emplearse en tuberías de sección no circular sustituyendo el diámetro D por el radio hidráulico R_h . Se usa para determinar el coeficiente f , el cual luego, se lleva a la ecuación de Darcy – Weisbach.

2.6-. Medición de caudales

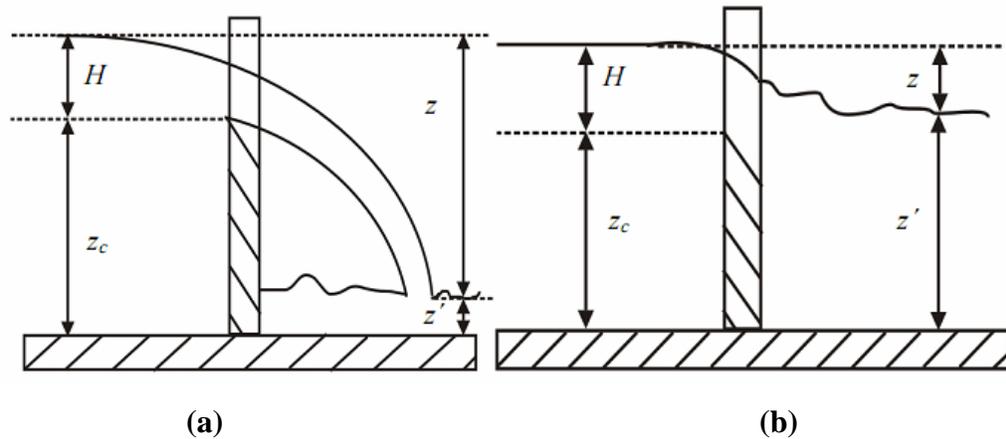
2.6.1-. Vertederos

Es un dique o pared que intercepta la corriente, causando una elevación del nivel aguas arriba, y que se emplea para control de nivel o para medición de caudales.

Existen diferentes tipos de vertederos que se clasifican en:

Según la altura aguas abajo, en vertederos de lamina libre, si $Z' < Z_c$ (fig. 2.1a), y vertederos sumergidos, si $Z' > Z_c$ (fig. 2.1b).

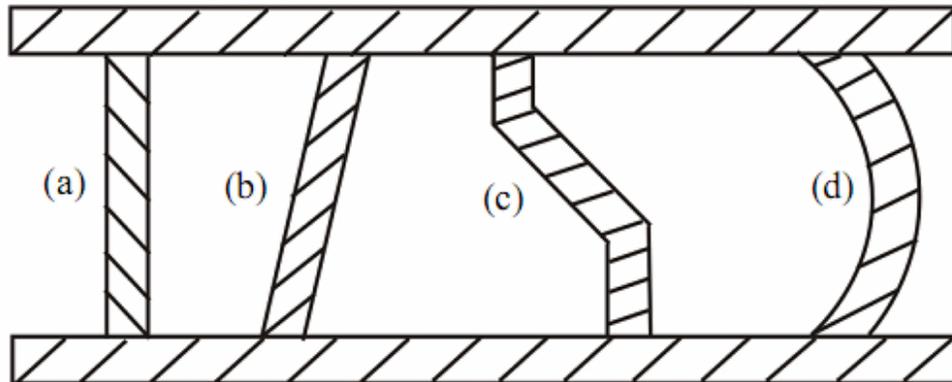
Figura 2.1. Vertedero de lámina libre y vertedero sumergido.



Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp6.pdf.

Según la disposición en planta del vertedero con relación a la corriente, en vertederos normales (fig. 2.2a), inclinados (fig. 2.2b), quebrados (fig. 2.2c) y curvilíneos (fig. 2.2d).

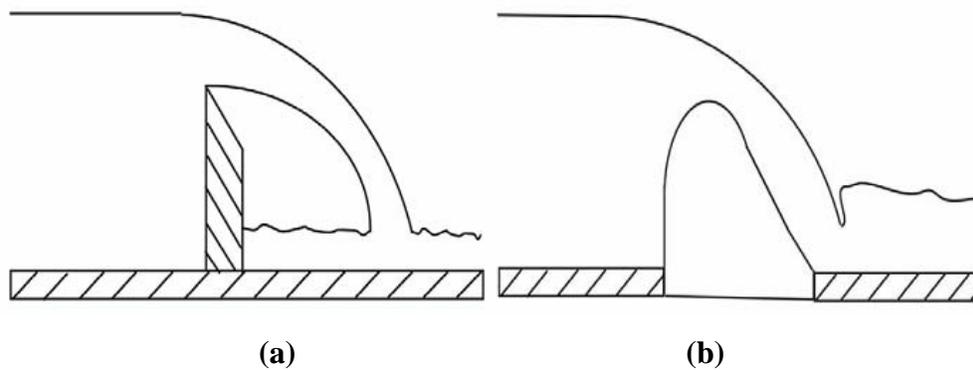
Figura 2.2. Vertedero normal, inclinado, quebrado y curvilíneo



Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp6.pdf.

Según el espesor de la pared, en vertederos de pared delgada (fig. 2.3a) y vertederos de pared gruesa (fig. 2.3b).

Figura 2.3. Vertedero de pared delgada y vertedero de pared gruesa.



Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp6.pdf.

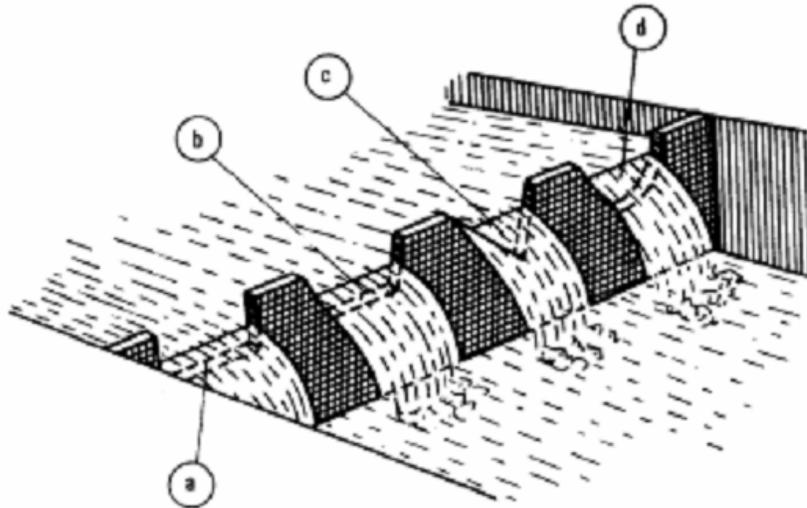
2.6.1.1-. Vertedero de pared gruesa

Son utilizados en los embalses y canales como control, ya que desaguan un caudal mayor, los hay de diferentes tipos, entre ellos rectangular, trapezoidal, parabólico, etc.

2.6.1.2-. Vertedero de pared delgada

Se utilizan para medir caudales con gran precisión, los vertederos de pared delgada, según la forma de la abertura, se clasifican en rectangulares (fig. 2.4a), trapezoidales (fig. 2.4b), triangulares (fig. 2.4c) y parabólicos (fig. 2.4d).

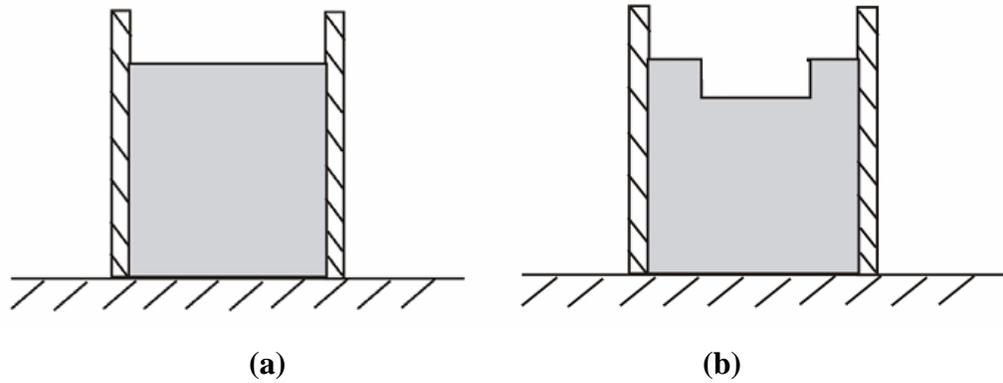
Figura 2.4. Vertederos según la forma de la abertura.



Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp6.pdf

Los vertederos rectangulares se clasifican en vertederos sin contracción lateral, si el ancho de la abertura del vertedero es igual al ancho del canal, y vertedero con contracción lateral (fig. 2.5a) en caso contrario (fig. 2.5b).

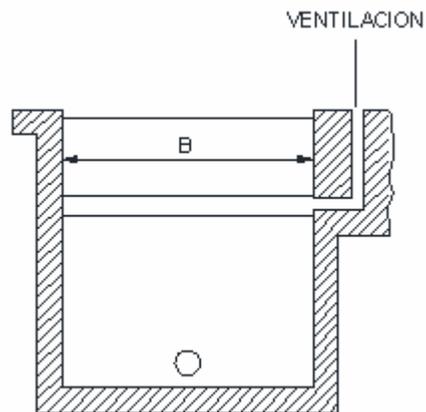
Figura 2.5. vertedero con contraccion lateral y caso contrario.



Fuente: Elaboración propia.

En los vertederos rectangulares, sobre todo en los vertederos sin contracción lateral, la exactitud de la medida solamente se puede garantizar si el vertedero está bien ventilado. [4].

Figura 2.6. Vertedero con ventilación.



Fuente: Elaboración propia.

2.6.1.3-. Ecuación General para Vertederos de Pared Delgada

Consideremos un vertedero de pared delgada y sección geométrica, como se observa en la (fig. 2.7a), cuya cresta se encuentra a una altura w , medida desde la plantilla del canal de alimentación V_0 de tal modo que:

$$H = h + \left(\frac{V_0^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 2.8}$$

Si w es muy grande, $V_0 / 2 * g$ es despreciable y $H = h$.

De acuerdo con la nomenclatura de la (fig. 2.7b), el perfil de las formas usuales de vertederos de pared delgada se pueden representar por la ecuación general:

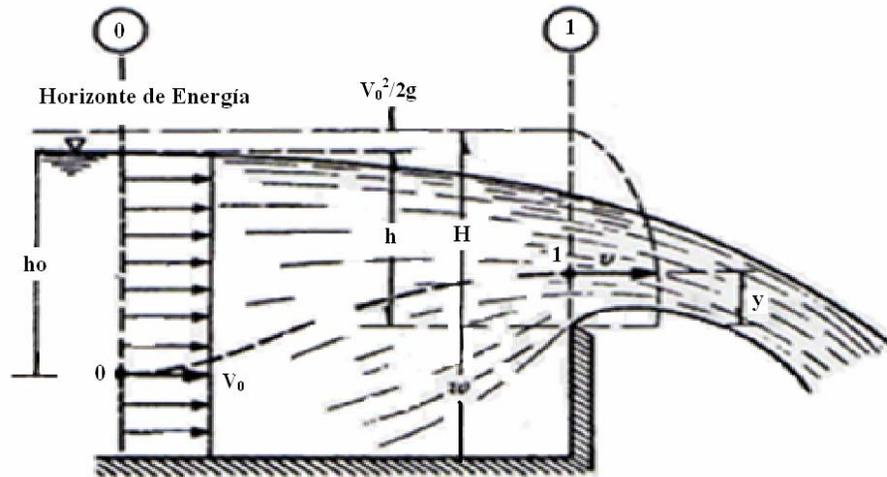
$$X = f(y) \quad \text{Ec. 2.9}$$

Que, normalmente, será conocida.

Aplicando la ecuación de Bernulli para una línea de corriente entre los puntos 0 y 1 de figura 2.7a, se tiene:

$$h_0 + \left(\frac{V_0^2}{2g} \right) = h_1 - h + y + \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 2.10}$$

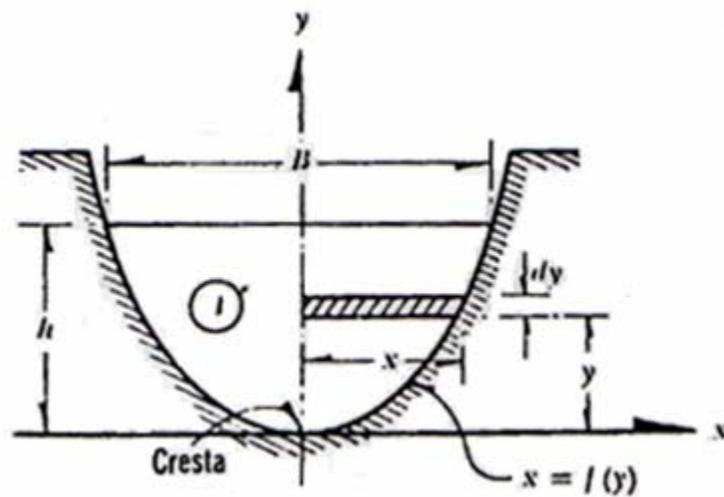
Figura 2.7a. Vertedero de pared delgada y sección geométrica.



Fue

nte:<http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/medidores/vertederos/vertederos.html>

Figura 2.7b. Perfil de la forma usuales de vertedero de pared delgada.



Fuente:<http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/medidores/vertederos/vertederos.html>

O bien:

$$H = h + \left(\frac{V_0^2}{2g}\right) = y + \left(\frac{V^2}{2g}\right) \quad \text{Ec. 2.11}$$

Si $V_0^2 / 2g$ es despreciable, la velocidad en cualquier punto de la sección 1 vale:

$$V = \sqrt{2g(h - y)} \quad \text{Ec. 2.12}$$

El gasto a través del área elemental, de la figura 2.7b, es entonces:

$$dQ = 2\sqrt{2g} * (\mu) * x \sqrt{(h - y)} dy \quad \text{Ec.2.13}$$

Donde μ considera el efecto de contracción de la lámina vertiente, el gasto total vale:

$$Q = 2\sqrt{2g} * (\mu) * \int_0^h x \sqrt{(h - y)} dy \quad \text{Ec. 2.14}$$

Que sería la ecuación general del gasto para un vertedero de pared delgada, la cual es posible integrar si se conoce la forma del vertedero.

El factor de gasto μ representa la relación correspondiente a la verdadera distribución de velocidades en el flujo de descarga, ya que, en las ecuaciones 2.13 y 2.14 se consideró que las líneas de flujo entre la sección 0 y 1 eran siempre horizontales.

En la tabla 2.1. Se presentan algunas fórmulas experimentales para la determinación del factor μ .

Tabla 2.1. Formulas experimentales para la determinación del factor μ .

Autor	Formula	Limites de aplicación	Observaciones
Universidad Católica de Chile (Ref. 24)	$C = (8/15) (\sqrt{2g}) * \tan(\Theta/2) \mu K$	Vale para $15^\circ \leq \Theta \leq 120^\circ$. La profundidad w no tiene influencia en el coeficiente de gasto.	
Gourley y Crimp (Ref.31)	$C = [1.32 \tan(\Theta/2)] / h^{0.03}$	Vale para ángulos Θ de 45° , 60° y 90° y para profundidades w grandes.	
Hegly (1921) (Ref.31)	$\mu = [0.5812 + (0.00375 / h)] \{ 1 + [h^2 / B (h + w)]^2 \}$	Vale para $\Theta = 90^\circ$ $0.10m \leq h \leq 0.50m$ Y profundidades w pequeñas.	Es de las fórmulas más precisas para vertederos con ángulo en el vértice $\Theta = 90^\circ$.
Barr (1909) (Ref.22)	$\mu = 0.565 + (0.0087 / h^{0.6})$	Vale para $\Theta = 90^\circ$ con cargas $0.05m \leq h \leq 0.25m$ $W \geq 3h$ $B \geq 8h$	
Koch (1923) Yarnall (1926)	$\mu = 0.58$	Vale para $\Theta = 90^\circ$ con cargas muy grandes. $W \geq 3h$ $B \geq 8h$	No se limita con precisión el rango de validez.
Heyndrickx (Ref.30)	$\mu = 0.5775 + 0.214 h^{3.98} X$ $X \{ 1 + [h^2 / B (h + w)]^2 \}$	Vale para $\Theta = 60^\circ$ y cargas normales.	Es bastante precisa.

2.6.1.4-. Ecuación Para Vertederos Rectangulares de Pared Delgada

Para esta forma de vertederos la ecuación 2.9 es de tipo $x=b/2$ donde b es la longitud de la cresta del vertedero.

Luego:

$$Q = 2\sqrt{2g} * b \int_0^h x \sqrt{(h-y)} (-dy) \quad \text{Ec. 2.15}$$

Y efectuando la integración es:

$$Q = -\frac{2}{3} \mu \sqrt{2g} * b (h-y)^{2/3} \Big|_0^h \quad \text{Ec. 2.16}$$

Y finalmente:

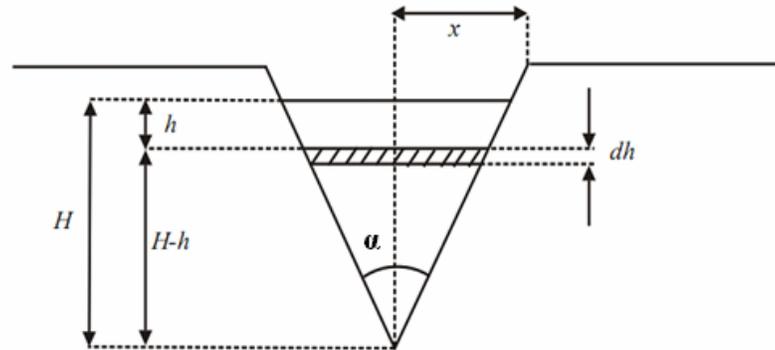
$$Q = \frac{2}{3} \sqrt{2g} * \mu * b * h^{2/3} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Que es la ecuación general para calcular el gasto de un vertedero rectangular cuya carga de velocidad de llegada es despreciable:

2.6.1.5-. Ecuación Para Vertederos Triangulares de Pared Delgada

Los vertederos triangulares se utilizan mas para la medida de gastos pequeños y con variaciones apreciables, ya que la abertura va creciendo hacia arriba y las cargas para gastos pequeños son fácilmente apreciables. El ángulo α puede ser cualquiera. Es muy frecuente el vertedero triangular de 90° .

Figura 2.8. Vertedero triangula de 90°.



Fuente: Elaboración propia.

Si tenemos en cuenta que:

$$dQ = \mu \sqrt{2gy} \, dA \quad \text{Ec. 2.18}$$

Y además:

$$dA = 2x \, dy \quad \text{Ec. 2.19}$$

Por geometría:

$$\tan(\alpha/2) = (h - y) \quad \text{Ec. 2.20}$$

Luego el caudal será:

$$Q = 2\sqrt{2g} * \tan(\alpha/2) * \mu \int_0^h x (h - y) y^{1/2} dy \quad \text{Ec. 2.21}$$

Integrando:

$$Q = \frac{8}{15} \sqrt{2g} \mu \tan(\alpha/2) h^{5/2} \quad \text{Ec.}$$

2.22

Que es la ecuación del vertedero triangular de pared delgada.

Todo esto es válido siempre teniendo en cuenta que existe el factor μ que compensa todas las omisiones que se han hecho para la determinación de estas formulas.

La fórmula empleada para la determinación μ en este caso específico es la siguiente:

$$\mu = \left[0.5812 + \frac{0.00375}{h} \right] * \left[1 + \left[\frac{h^2}{B+(h+w)} \right]^2 \right] \quad \text{Ec. 2.23}$$

Los límites de aplicación de esta ecuación serian, $\alpha = 90^\circ$, $0,10 \leq h \leq 0,50$ y profundidades w pequeñas.

2.7-. Bombas

2.7.1-. Definición

Un equipo de bombeo es un transformador de energía. Recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.

Así tenemos bombas que se utilizan para cambiar la posición de un cierto fluido. Un ejemplo lo constituye una bomba de pozo profundo, que adiciona energía para que el agua del subsuelo salga de la superficie.

2.7.2-. Clasificación

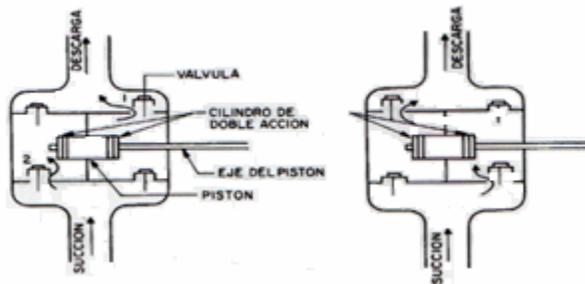
La aplicación principal de las bombas en la ingeniería civil, se concentra en los sistemas de acueductos, drenajes y cloacas. Para estas utilidades podemos clasificarlas en dos grandes grupos: de desplazamientos y centrífugas.

Las primeras, como su nombre lo indica, constan, bien de un pistón que alternativamente succiona y lanza agua a un cilindro para luego empujarla fuera a través de la descarga, o bien de pistones rotativos que entrelazan y lanzan el agua a una cámara de donde es luego forzada casi continuamente dentro del conducto de descarga. Las primeras se denominan recíprocas y las segundas rotativas.

La capacidad de las bombas recíprocas es constante, independientemente de la presión, y varía solo si se cambia la velocidad del desplazamiento del pistón.

En la (fig. 2.9) se muestra una bomba recíproca con cilindro de doble acción, es decir, con dos cámaras de agua, separadas cada una con sus propias válvulas de succión y de descarga y el pistón operando en el centro de esas dos cámaras.

Figura 2.9. Bomba recíproca con cilindro de doble acción.



(b)

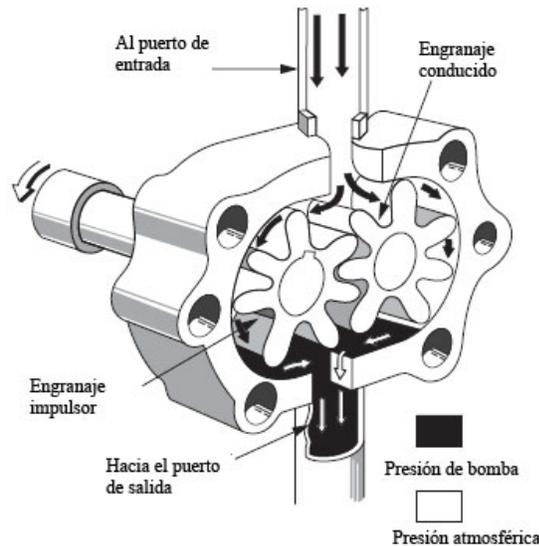
Fuente:<http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/medidores/vertederos/vertederos.html>

La (fig. 2.9a) muestra el pistón accionado hacia la derecha, observándose que ese movimiento fuerza el agua fuera de la cámara de la derecha a través de la válvula 1 hacia la boca general de descarga, y al mismo tiempo succiona agua a través de la válvula 2 y llena el cilindro de la izquierda. En la (fig 2.9b), cuando el pistón se mueve a la izquierda, la cámara de la izquierda impulsa agua hacia la descarga y se llena la de la derecha.

Estas bombas funcionan a bajas velocidades y son mayormente utilizadas para elevar pequeños gastos a grandes alturas. Son a la vez capaces de soportar una apreciable carga negativa de succión, hasta unos siete metros. Se utilizan para sistemas de hidroneumáticos, alimentación de calentadores y para pequeñas irrigaciones del tipo de dispersión.

Las bombas rotativas, también como las anteriores, de acción positiva, consisten esencialmente en dos excéntricas que rotan por la acción de una energía externa. Estas excéntricas están encerradas en una camisa o cuerpo que a la vez contiene la succión y la descarga. El líquido que se debe bombear llena los espacios entre los dientes de engranaje de las excéntricas. Al rotar el sistema e ir encajando los dientes, el líquido es forzado hacia la descarga; después los dientes se desencajan, creando un vacío parcial que permite succionar el líquido hacia el espacio entre los dientes. La capacidad es constante para una velocidad de rotación constante, independientemente de la presión. Como existe fricción en los engranajes, deben utilizarse estas bombas para elevar líquidos que de por sí posean propiedades lubricantes. Un principio similar se aplica a las bombas de desplazamiento del tipo de rodillo que son utilizadas más frecuentemente en el bombeo de líquidos industriales. Con estas bombas es posible obtener succiones negativas hasta de unos siete metros. Estas bombas funcionan a medianas velocidades y se utilizan para elevar gastos pequeños a medianas alturas.

Figura 2.10. Bomba rotativa.



Fuente:<http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/medidores/vertederos/vertederos.html>

Las bombas centrífugas tienen, en cambio, un elemento denominado impulsor, de forma tal que por efectos de rotación lanza el agua al centro del cuerpo de la bomba y la impulsa luego mediante la acción de la fuerza centrífuga. Estas bombas se clasifican en centrífugas horizontales y verticales, dependiendo de la situación de sus ejes de rotación, y en tipo espiral y de turbina, según mantengan constante o no la sección del canal de descarga.

Las bombas centrífugas producen una presión motivada por las fuerzas centrífugas no balanceadas, que desplazan el agua hacia la periferia y le comunican una carga de velocidad que es la que se convierte en presión de descarga.

Estas bombas se construyen en una diversidad de rangos, en capacidad y altura, que las hacen prácticamente utilizables en cualquier tipo de estación elevadora.

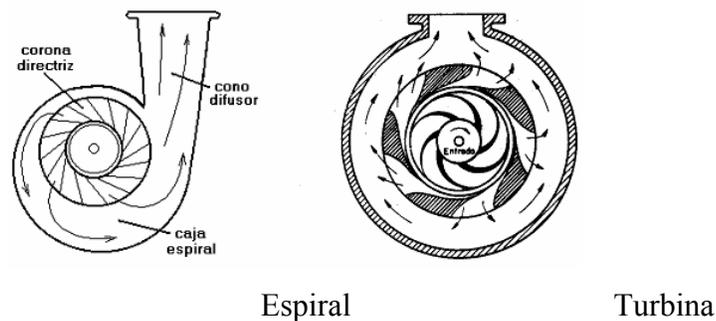
En la mayoría de los casos, quien finalmente decide la elección, es la eficiencia y su rango para satisfacer las variaciones en las características de capacidad y carga dinámica.

Las velocidades de estas bombas permiten acoplarlas a motores tanto eléctricos como de gasolina o diesel.

El costo de adquisición, lo simple de su mantenimiento y la ausencia de peligro por taponadora o consumos nulos en la descarga, las hacen más útiles en el campo de las obras sanitarias.

En la (fig. 2.11) se ilustran los dos tipos de bombas centrifugas las de espiral y las de turbina.

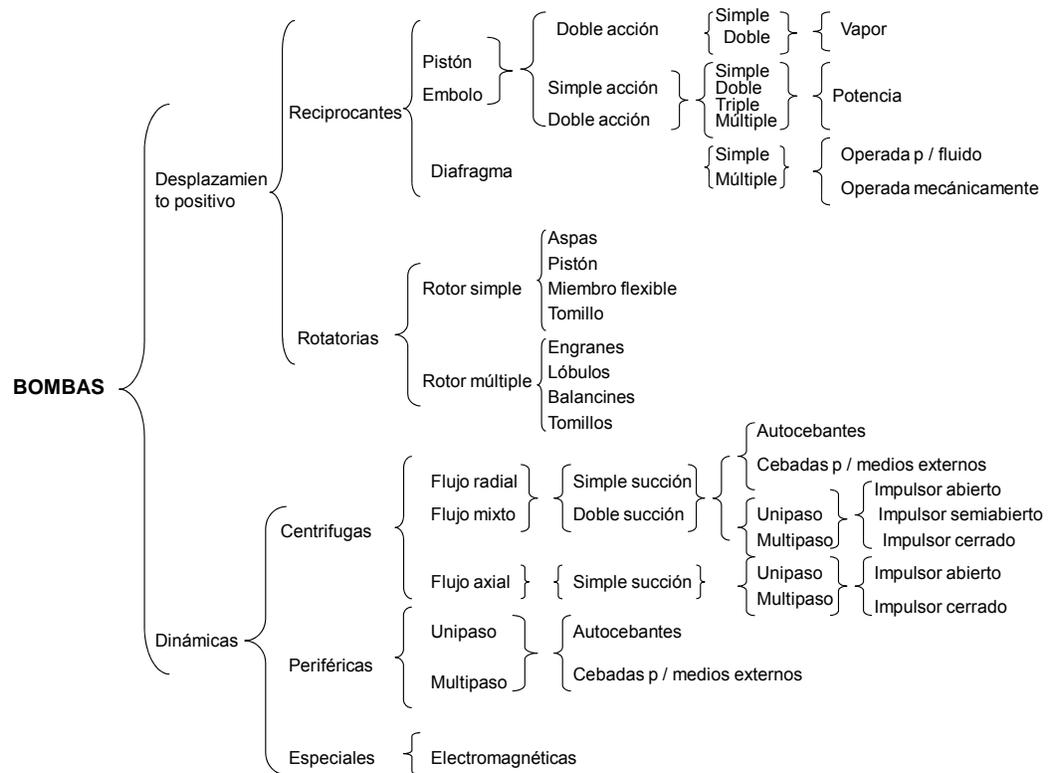
Figura 2.11. Bomba centrifuga de espira y turbina.



Fuente: <http://www.fortunecity.es/imaginario/secreto/163/comofunc.html>

Las bombas no solo se clasifican en las anteriores expuestas, sino también lo hacen según el siguiente esquema:

Las bombas no solo se clasifican en las anteriores expuestas, sino también lo hacen según el siguiente esquema:



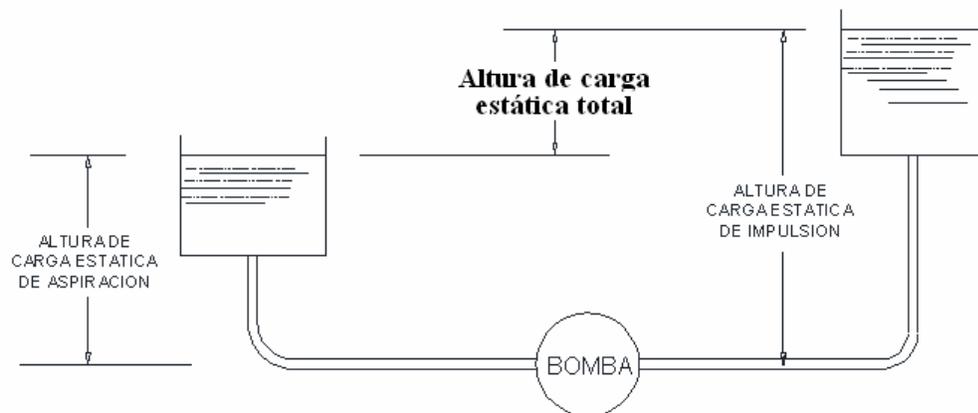
2.7.3. – Principios fundamentales de las bombas

2.7.3.1.- Carga Estática

En un sistema típico una bomba sirve para elevar líquidos desde un nivel inferior hasta un nivel superior. La distancia vertical existente entre el nivel inferior y la bomba se denomina altura de carga estática de aspiración, y la distancia vertical entre la bomba y el punto de descarga es conocida con el nombre de altura de carga estática de impulsión. Ambas distancias verticales se miden siempre desde el eje de la bomba y serán positivas si están por encima del mismo y negativas si están por debajo. Sin embargo, es necesario medir la altura de carga estática de impulsión hasta la superficie libre de descarga, cuyo punto exacto no siempre es de fácil determinación.

La altura de carga estática total se obtendrá restando ambas alturas, teniendo en cuenta el signo que lleva cada una. De modo que, como se ve en la (fig. 2.12), cuando la altura de aspiración es positiva la altura de carga estática total será menor que la altura de impulsión.

Figura 2.12. Altura de carga estática total.



Fuente: Elaboración propia.

2.7.3.2. – Altura de carga efectiva o altura total de bombeo.

En cualquier sistema práctico se producen pérdidas de energía por fricción y variación de la altura de velocidad que ocasionan la modificación de las alturas de cargas estáticas. Así si consideramos el sistema simple que aparece en la figura 2.13, se producirán pérdidas en los varios indicados por los siguientes números:

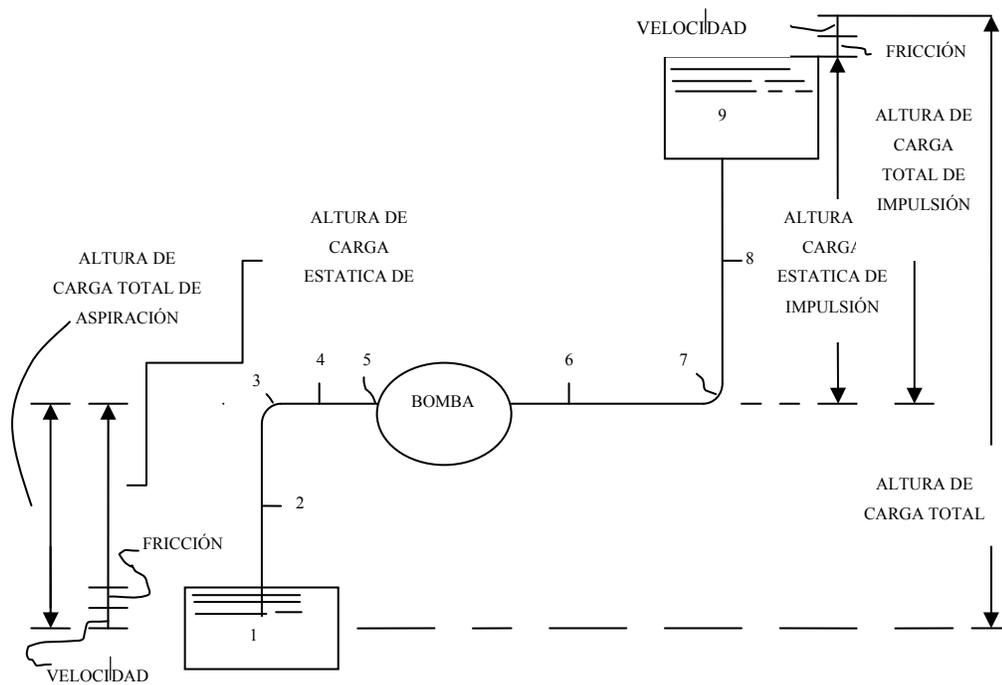
1. En el orificio de entrada se experimenta una pérdida de altura de velocidad que puede ser igual al valor teórico total de la altura de velocidad, o menor que dicho valor si se adopta un orificio de forma adecuada.

2. Pérdidas de fricción en el tramo recto de la tubería
3. Pérdidas de fricción en el codo
4. Pérdida de fricción en otro tramo recto de la tubería.
5. Pérdidas de fricción en la junta de aspiración

Los puntos 2, 3, 4, y 5 constituyen, conjuntamente, la pérdida total por fricción en el lado de aspiración, es decir, la pérdida de carga por fricción en la aspiración. La altura efectiva de aspiración será entonces la suma de la altura estática de aspiración, la pérdida de altura de velocidad más la pérdida de carga por fricción.

Por el lado de impulsión los puntos 6,7 y 8 representan las pérdidas en la tubería y accesorios que, sumadas, darán la pérdida de carga por fricción en la impulsión, en el punto 9 una pérdida en el orificio de salida, que se expresará en términos de pérdida de altura de velocidad. De modo que la altura efectiva de impulsión será la suma de altura estática de impulsión más la pérdida de carga por fricción en la impulsión más la altura de velocidad.

Figura 2.13. Altura de carga efectiva o altura total de bombeo.



Fuente: Elaboración propia.

2.7.3.3.-Altura de Carga debido a la Velocidad o Carga Cinética

El hecho de que un fluido se mueva a una velocidad V implica o que hay un gasto de energía para conseguir esta velocidad o que hay una variación de la misma si ésta se modifica o se disipa (por ejemplo, si el fluido desagua en depósito de descarga). La energía que está asociada a la velocidad se expresa mejor en términos de altura de velocidad, que es la altura desde la que debería caer un objeto para alcanzar aquella velocidad. La fórmula que expresa esta relación es:

$$h = \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Donde:

h: altura de velocidad, en metros

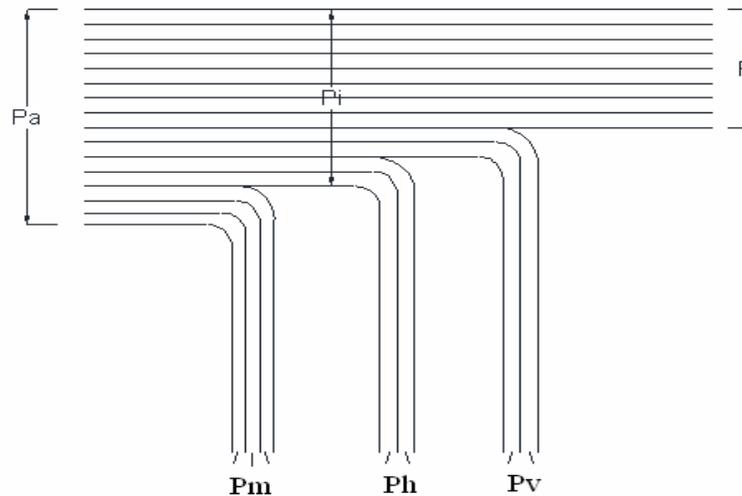
V: velocidad, en m/sg

G: aceleración de gravedad (9,81 m/sg²)

2.7.3.4.- Potencia

El trabajo que desarrolla una bomba es el proveniente de elevar un determinado volumen de agua a una determinada altura. La altura de trabajo está dada por la suma de la diferencia de elevación entre las dos superficies de agua o carga estática, las pérdidas de carga por fricción en los conductos, y las pérdidas adicionales por conexión. También esta altura es afectada por las pérdidas producidas por los rozamientos mecánicos y fugas de caudal.

Si tomamos en cuenta todos estos factores tenemos que la potencia útil de un equipo de bombeo será la diferencia de la potencia de accionamiento y las pérdidas nombradas anteriormente, como se muestra en la (fig. 2.14).

Figura 2.14. Potencia útil.

Fuente: Elaboración propia.

Donde:

P_a : es la potencia de accionamiento, potencia al freno o potencia en el eje. Es la potencia en el eje de la bomba o potencia mecánica que la bomba absorbe. Esta potencia según la mecánica tiene la siguiente expresión

$$P_w = \frac{nT}{716.2} \quad \text{Ec. 2.25}$$

Donde:

n: revoluciones por minuto (rpm)

t: momento torsor (Kg-m)

P: potencia de accionamiento (Cv)

Expresión muy útil en los ensayos de bombas realizados en los bancos de pruebas, donde n se mide con una cuenta revoluciones y M con torsiómetro o midiendo el par de reacción con un motor de accionamiento basculante.

P_i : es la potencia interna, potencia total transmitida al fluido, es decir, la potencia de accionamiento descontando las pérdidas mecánicas:

$$P_i = P_a - P_m \quad \text{Ec. 2.26}$$

P: es la potencia útil, potencia de accionamiento descontado todas las pérdidas de la bomba o equivalentemente la potencia interna descontando todas las pérdidas internas (hidráulicas y volumétricas):

$$P = P_i - P_v - P_h \quad \text{Ec. 2.27}$$

La potencia útil por otra parte será la invertida en impulsar el caudal útil Q a la altura útil H Luego:

$$P_u = \frac{Qh}{75} \quad \text{Ec. 2.28}$$

Donde:

Q: caudal en l/seg

H: presión en metros de columnas de agua (m.d.c.a).

P_u: potencia útil (Cv)

P_v: pérdidas volumétricas (Cv)

P_h: pérdidas hidráulicas (Cv)

P_m: pérdidas mecánicas (Cv)

2.7.3.5.- Eficiencia

Se define eficiencia como la relación existente entre la potencia absorbida por el liquido y la potencia desarrollada por el sistema.

Como la potencia, la eficiencia es un parámetro que depende directamente de todas y cada una de las pérdidas que ocurren dentro del sistema, como se describe a continuación.

La eficiencia hidráulica tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas de altura total en la bomba, y se expresa como:

$$n_h = H/H_u \quad \text{Ec. 2.29}$$

Donde:

n_h : eficiencia hidráulica (adimensional)

H: altura efectiva o altura útil (m)

H_u : altura teórica (m)

La eficiencia volumétrica, tiene en cuenta todas y solo las pérdidas volumétricas y su valor es:

$$n_v = \frac{Q}{Q+q_e+q_i} \quad \text{Ec. 2.30}$$

Donde:

Q: caudal útil o caudal efectivo impulsado por la bomba

$Q+q_e + q_i$: caudal teórico

q_e : pérdidas volumétricas exteriores, que constituyen una salpicadura de fluido al exterior, que se escapa por el juego entre la carcasa y el eje de la bomba que la atraviesa.

q_i : pérdidas volumétricas interiores, son las más importantes y reducen mucho el rendimiento volumétrico de algunas bombas.

La eficiencia interna, tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas internas, es decir, las hidráulicas y volumétricas que engloba ambos rendimientos volumétrico e hidráulico. Y se expresa por:

$$n_i = n_h * n_v \quad \text{Ec. 2.31}$$

La eficiencia mecánica tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas mecánicas, y su valor es:

$$n_m = P_i / P_a \quad \text{Ec. 2.32}$$

La eficiencia total tiene en cuenta todas las pérdidas en la bomba es:

$$n_{tot} = \frac{P_u}{P_a} \quad \text{Ec. 2.33}$$

2.7.3.6 Velocidad Específica

La eficiencia específica es un parámetro que se aplica solamente a las turbulencias y queda definido por la siguiente igualdad:

$$N_s = \frac{rpm \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{Ec. 2.34}$$

Donde:

N_s: velocidad específica (R.P.M)

Q: caudal en el punto de descarga (GPM)

H: altura de elevación efectiva en el punto de diseño (pies)

Ello representa fundamentalmente la velocidad en rpm de una bomba geoméricamente semejante a la bomba real bajo tal consideración, pero de un tamaño tal que asegure la circulación de un caudal de 1 m³/sg bajo una altura de elevación de 1 mt.

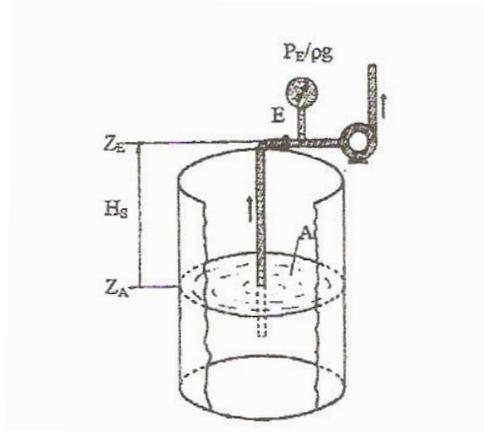
2.7.3.7.-Altura de succión o de aspiración

Refiriéndonos a la figura 2.15, A es el nivel del líquido en el depósito de aspiración, en el cual puede reinar la presión atmosférica, una sobrepresión o una

depresión y E la entrada de la bomba. Se llama altura de succión o altura de aspiración al valor:

$$H_s = Z_E - Z_A \quad \text{Ec 2.35}$$

Figura 2.15. Altura de succión o de aspiración.



Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp6.pdf

(Cota de entrada de la bomba sobre el nivel del depósito de aspiración) $H_s > 0$ si el eje de la bomba está más elevado que el nivel del líquido (bombas de aspiración, caso de la figura 2.15); $H_s < 0$ si la entrada de la bomba está más baja que dicho nivel (bomba en carga)

Dada una altura neta positiva en la aspiración (ANPA) requerida para que una bomba funcione a determinada capacidad, la altura útil de aspiración puede determinarse deduciendo la pérdida de carga por fricción en la aspiración y la presión de vapor de la altura útil teórica de aspiración (convenientemente corregida en cuanto a la presión atmosférica o altitud, y a la temperatura). Si el total que hay que deducir es superior a la altura teórica de aspiración, entonces la diferencia será la altura de carga estática positiva necesaria para asegurar un trabajo satisfactorio.

2.7.3.8.- ANPA o Altura Neta Positiva en la Aspiración

La altura real de aspiración que puede alcanzarse depende de varios factores, especialmente de la pérdida de carga por fricción y de la presión de vapor, que reduce la altura teórica de aspiración disponible. La diferencia entre el valor teórico y la suma de la altura estática de aspiración, más la pérdida de carga por fricción, más la presión de vapor (reducida a columna equivalente de agua), se denomina altura neta positiva de aspiración (fig. 2.16)

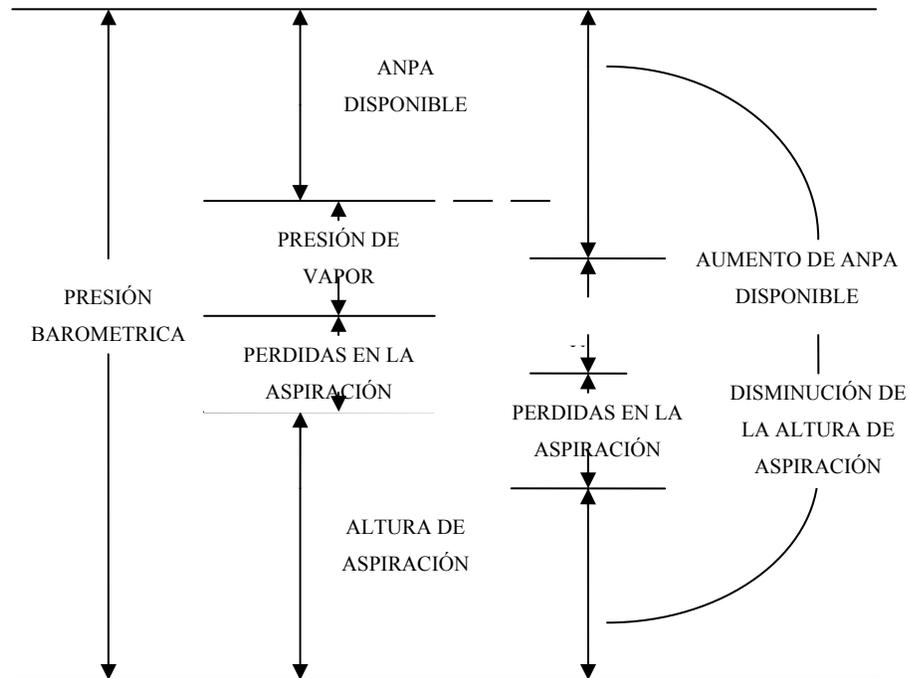
Ello implica fundamentalmente que bajo determinadas condiciones de trabajo (pérdidas de fricción y altura estática de aspiración), la presión absoluta a la entrada de la bomba no debe ser inferior a la presión de vapor del líquido bombeado, pues de otra manera el líquido se evaporaría rápidamente y se cortaría el flujo total o parcialmente a causa de la cavitación

Bajo determinadas condiciones la ANPA utilizable podrá determinarse fácilmente en conformidad con lo que hemos expuesto hasta ahora. En cuanto a la bomba se refiere será necesaria cierta ANPA o presión utilizable para funcionar satisfactoriamente, siendo esta necesaria una función del diseño de la bomba, que podrá variar con la capacidad y velocidad de la bomba.

En términos más sencillos, la ANPA requerida de una bomba es el margen necesario para cubrir las pérdidas de cargas en el interior de la bomba. Parte de éstas se producirán por fricción o resistencia de naturaleza viscosa, parte por fugas internas y parte por cualquier altura de depresión dinámica en el interior de la bomba.

La ANPA requerida de una bomba es un dato suministrado por el fabricante y está relacionado específicamente con la velocidad y el caudal. Por reglas generales en todas las turbobombas el caudal disminuye con la ANPA útil. Alturas excesivas de aspiración o ANPA insuficientes conducen a la cavitación.

Figura 2.16. Altura neta positiva de aspiración.



Fuente: Elaboración propia.

2.7.3.9.- Cavitación

La cavitación se define como la vaporización local de un líquido debido a las reducciones locales de presión, por la acción dinámica del fluido.

Cuando una bomba opera con una elevación excesiva se desarrolla una presión de succión baja en la entrada de la bomba, la presión disminuye hasta que se crea un vacío y el líquido se convierte en vapor si la presión del tubo es más baja que la presión de vapor del líquido. El flujo del líquido en la bomba desaparece. La bomba se acerca ahora a condiciones de operación que pueden causar daño.

Cuando la presión de entrada está a punto de alcanzar el punto de vaporización, las bolsas de vapor forman burbujas en lado posterior del alabe impulsor. Conforme una burbuja se mueve del área de baja presión en la admisión al área de alta presión en el extremo

Cuando la presión de entrada está a punto de alcanzar el punto de vaporización, las bolsas de vapor forman burbujas en lado posterior del alabe impulsor. Conforme una burbuja se mueve del área de baja presión en la admisión al área de alta presión en el extremo de alabe la burbuja desaparece, se deshace tan rápidamente que el líquido golpea al alabe con fuerza extrema, a veces lo bastante fuerte para descascarar pequeñas partículas del impulsor.

La reducción de presión absoluta a la vaporización puede ser general para todo el sistema o únicamente local; pudiendo existir esta última sin un cambio de la presión promedio.

Una disminución general de la presión se produce debido a cualquiera de las siguientes condiciones:

Un incremento en la altura de succión estática

Una disminución de la presión atmosférica, debido a un aumento en la altitud sobre el nivel del mar

Una disminución de la presión absoluta del sistema, tal como se presenta cuando se bombea de recipientes donde existe vacío

Un incremento en la temperatura del líquido bombeado, el cual tiene el mismo efecto que una disminución en la presión absoluta del sistema, ya que, al aumentar la temperatura, la presión de vaporización es más alta y, por lo tanto, menor la diferencia de presión entre el sistema y el fluido.

Por lo que respecta a una disminución de presión local, ésta se produce debido a las condiciones dinámicas siguientes:

Incremento en la velocidad

Como resultado de separaciones y contracciones del flujo, fenómeno que se presenta al bombear líquidos viscosos

Una desviación del flujo de su trayectoria normal, tal como tiene lugar en una vuelta, una ampliación o una reducción, todas ellas bruscas.

La cavitación se manifiesta de diversas maneras de las cuales las más importantes son:

Ruidos y vibraciones

Una caída de las curvas de capacidad – carga y de la eficiencia

Desgastes de las aspas del impulsor

El fenómeno de la cavitación puede ser solucionado de las siguientes maneras:

Tener un conocimiento completo de las características del fenómeno en nuestra bomba

Conocimiento de las condiciones de succión existentes en el sistema

Las condiciones de succión se pueden mejorar, eligiendo un tubo de succión mayor diámetro, reduciendo su longitud y eliminando codos, así como todo aquello que pueda ocasionar pérdidas de carga

Una revisión completa de todas las secciones de la cabeza de succión, impulsor y carcasa por donde va a pasar el líquido, cuidando de que no existan obstrucciones

Elementos de guía que conduzcan el líquido conveniente

Uso de materiales adecuados

Introducción de pequeñas cantidades de aire para reducir el efecto.

2.7.4 Reglas de Afinidad

Las consideraciones de similitud en las máquinas hidrodinámicas tiene por objeto describir el funcionamiento de cierta máquina (por comparación con el funcionamiento experimental de otra máquina o modelo con geometría similar, o para la misma máquina) a la cual se le han cambiado algunas características, tal como la velocidad

Enunciaremos algunas de estas relaciones, suponiendo que los gastos y las alturas manométricas son aquellas que permiten obtener la eficiencia máxima

Al variar el número de rpm, de una bomba de n' a n'' se modifica su velocidad tangencial y con ella todas las demás velocidades según la relación: n'/n''

Los gastos son proporcionales al número de rpm, es decir

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{n'}{n''} \quad \text{Ec. 2.36}$$

Las cargas son proporcionales al cuadrado de la velocidad

$$\frac{H'_M}{H''_M} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^2 \quad \text{Ec. 2.37}$$

Las potencias absorbidas son proporcionales al cubo del número de revoluciones:

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^3 \quad \text{Ec. 2.38}$$

Estudiaremos a continuación la relación entre el coeficiente de similitud

$D'/D'' = \varepsilon$ y las características de dos bombas geoméricamente semejantes que tienen la misma velocidad angular

Los gastos son proporcionales al cubo de la escala de similitud

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^3 \quad \text{Ec 2.39}$$

Las alturas manométricas son proporcionales al cuadrado de ε en virtud de que, al ser proporcionales al producto de dos velocidades, lo son a sus diámetros respectivos

$$\frac{H'_M}{H''_M} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \quad \text{Ec. 2.40}$$

Si la velocidad angular es constante, las potencias absorbidas son directamente proporcionales a la quinta potencia de ε :

$$\frac{P^r}{P^n} = \left(\frac{D^r}{D^n}\right)^3 \quad \text{Ec. 2.41}$$

En el caso de tener diferente número de rpm, las fórmulas respectivas serían:

$$\frac{Q^r}{Q^n} = \left(\frac{D^r}{D^n}\right)^3 * \frac{n^r}{n^n} \quad \text{Ec. 2.42}$$

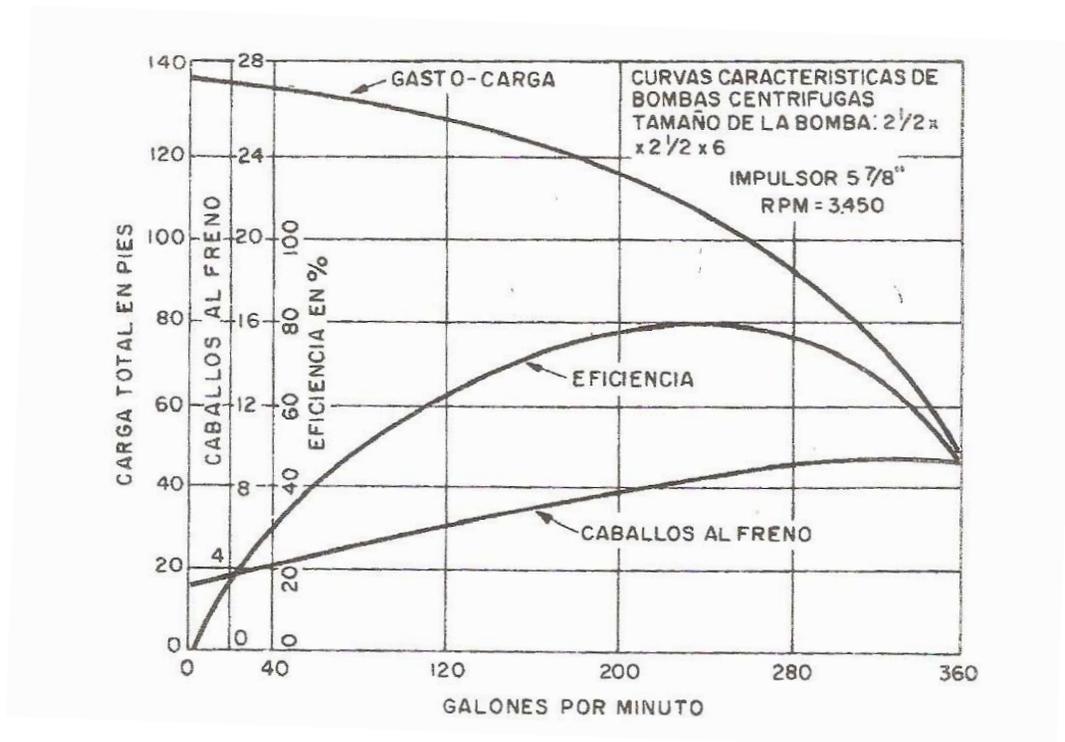
$$\frac{Q^r}{Q^n} = \left(\frac{D^r}{D^n}\right)^2 * \left(\frac{n^r}{n^n}\right)^2 \quad \text{Ec. 2.43}$$

$$\frac{Q^r}{Q^n} = \left(\frac{D^r}{D^n}\right)^5 * \left(\frac{n^r}{n^n}\right)^5 \quad \text{Ec. 2.44}$$

2.7.5 Curvas características

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo, una bomba centrífuga que se opera a velocidad constante puede suministrar cualquier capacidad de cero a un máximo, dependiendo de la columna de agua, diseño y succión. Las curvas características de la (fig. 2.17) muestra la relación existente entre la columna de agua de la bomba, capacidad, potencia y eficiencia para un diámetro de impulsor específico y para un tamaño determinado de carcasa.

Figura 2.17. Curvas características de bomba centrífuga para un diámetro de impulsor específico.



Fuente: Clavier, A. y González, H. (1999).

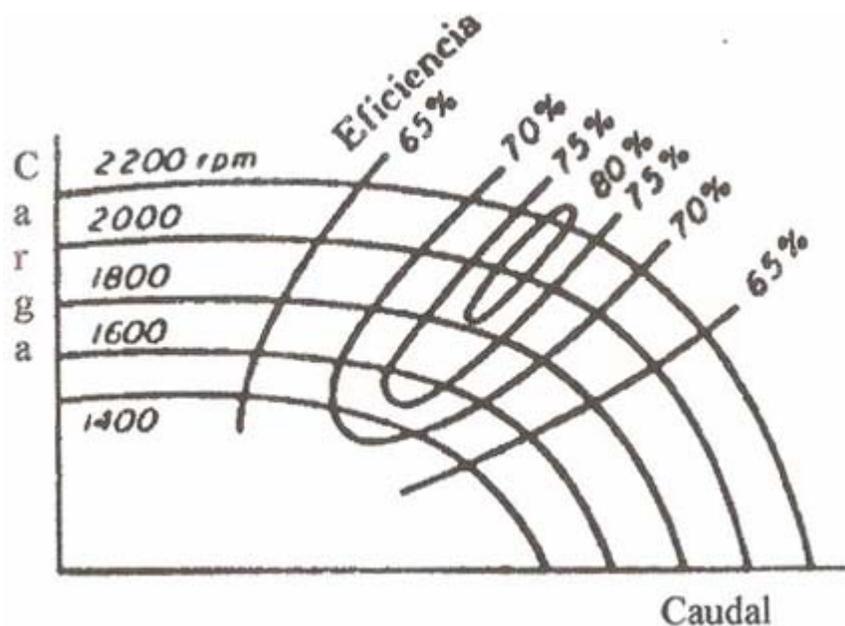
Es habitual dibujar la columna o carga, potencia y eficiencia en función de la capacidad a velocidad constante como se muestra en la (fig. 2.17). Pero en casos especiales es posible señalar en las gráficas tres variables cualesquiera contra una cuarta

La curva de capacidad de carga, conocida como Gasto-Carga, muestra la relación de la capacidad de la carga total, y puede ser creciente, decreciente, con gran inclinación o casi horizontal, dependiendo del impulsor usado y de su diseño.

Cuando una bomba se opera a varias velocidades, puede dibujarse una gráfica como la (fig. 2.18) el comportamiento completo para una elevación de succión dada. Para formar este tipo de gráfica, las curvas Gasto-Carga se trazan para las diferentes velocidades que se consideran. Luego se sobreponen las curvas que tienen la misma

eficiencia. Estas curvas se llaman de eficiencia constante y permiten encontrar la velocidad requerida y la eficiencia para cualquier condición de carga dentro de los límites de la gráfica.

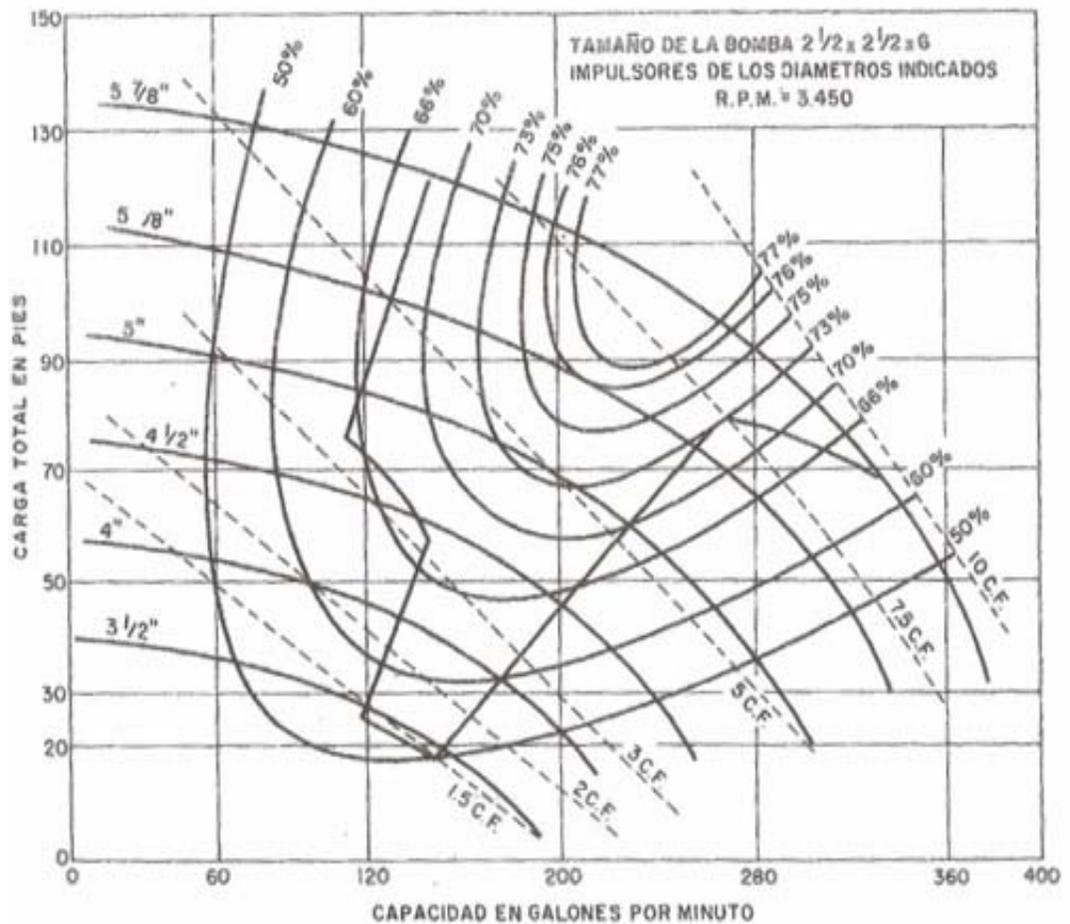
Figura 2.18. Comportamiento completo de una bomba operada a varias velocidades.



Fuente: Clavier, A. y González, H. (1999).

El primer grupo de curvas características (fig 2.17) muestra el comportamiento de la bomba para un diámetro de impulsor específico, generalmente el diámetro máximo. Sin embargo, habitualmente pueden usarse varios diámetros en una cubierta dada. Las curvas de la (fig 2.19) muestran el comportamiento de una bomba con impulsores de varios diámetros. La línea gruesa en la (fig 2.19) encierra el área de aplicación práctica para este diseño particular

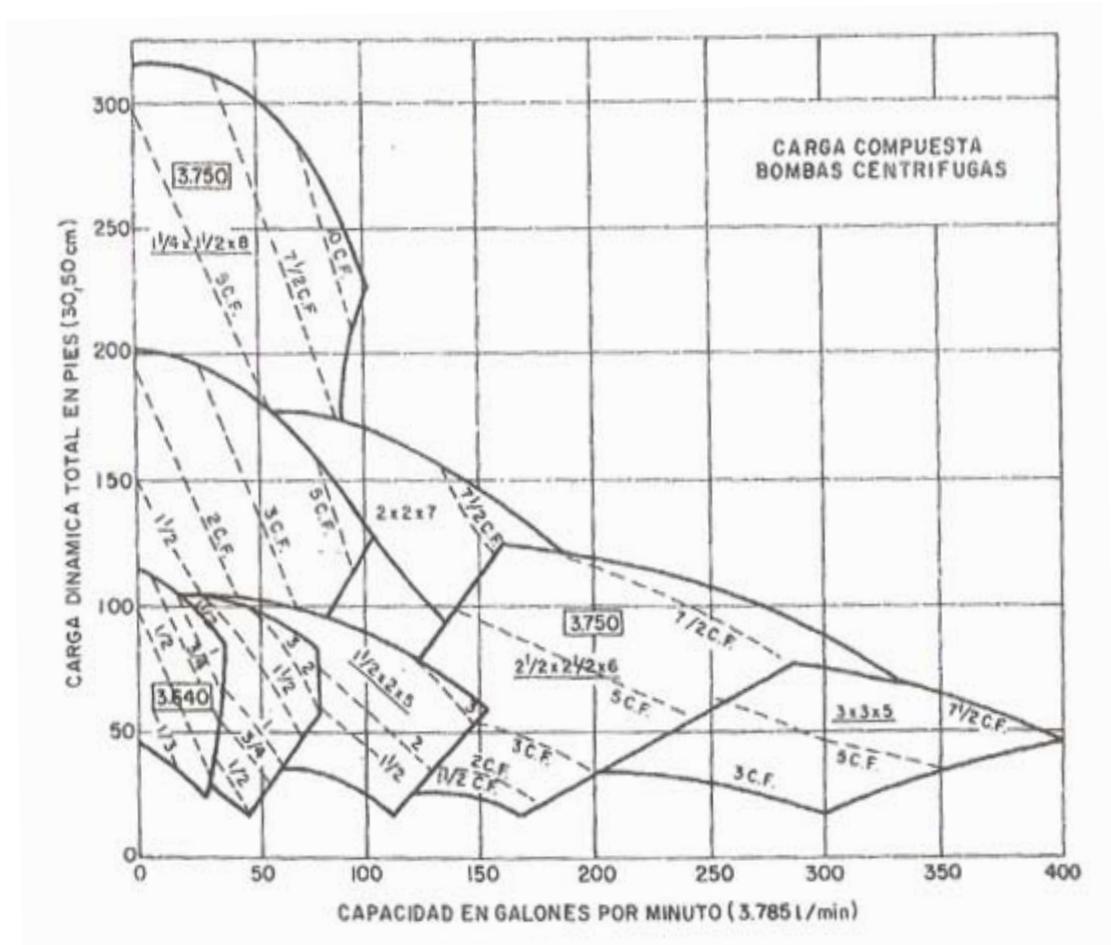
Figura 2.19. Curvas que muestran el comportamiento de una bomba con impulsores de varios diámetros.



Fuente: Clavier, A. y González, H. (1999).

Sin embargo, cuando se tiene a la mano una línea completa de bombas de un diseño determinado, el área fuera de la línea recta está generalmente cubierta por otros tamaños. Así, puede usarse una gráfica (fig 2.20) llamada gráfica de características compuestas para dar una idea completa de la carga y capacidad obtenible cuando se usa una línea determinada. Es práctica común el referirse a una línea de bombas por número de figura o modelo

Figura 2.20. Grafica de características compuestas.



Fuente: Clavier, A. y González, H. (1999).

Aun cuando las bombas centrífugas pueden seleccionarse y generalmente se seleccionan de tablas de clasificación, las curvas de comportamiento dan una imagen mucho más clara de las características de la unidad a una velocidad dada

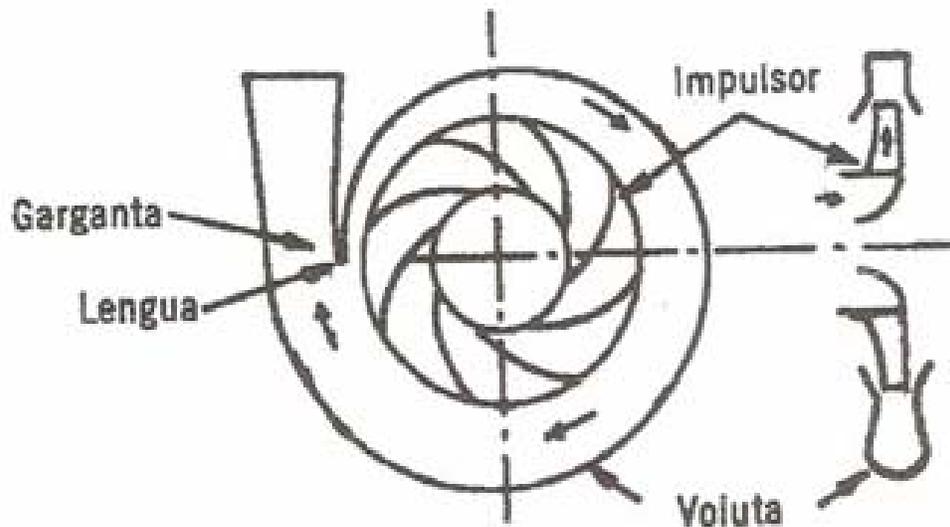
2.7.6.- Partes Constitutivas de una Bomba Centrífuga

2.7.6.1.- Carcasa

La función de la carcasa en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual del área

Existen diversos tipos de carcasa dependiendo del material y del tipo de impulsor que sea requerido.

Figura 2.21. Partes de la carcasa.



Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp6.pdf.

2.7.6.2.- Impulsor

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba. Existen diversos tipos de impulsores dependiendo de: tipo de succión, forma de las aspas y dirección del flujo

Figura 2.22. Impulsores



Fuente: <http://psidelasamericas.com/images/impulsores>.

2.7.6.3.- Anillos de Desgaste

La función del anillo de desgaste es el tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holgaduras que se producen entre el impulsor que gira y la carcasa fija, la presencia del desgaste es casi segura. En esta forma en lugar de tener que cambiar todo el impulsor a toda la carcasa, solamente se quitan los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcasa o en el impulsor, o en ambos

2.7.6.4.- Estoperas, Empaques y Sellos

La función de estos es evitar el flujo hacia afuera, del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa el eje de la bomba, y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

La estopero es una cavidad concéntrica con el eje donde van colocados los empaques.

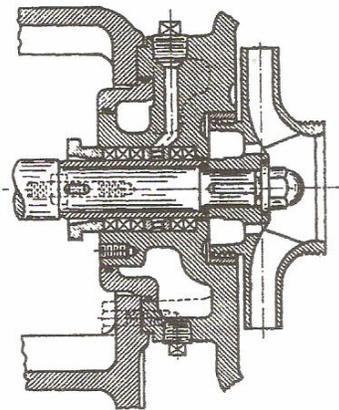
Prácticamente en todas las estoperas se tendrá que ejercer una cierta presión para contrarrestar o equilibrar la que ya existe en el interior de la bomba.

Por esta razón, los empaques deben comportarse plásticamente para ajustarse debidamente y ser lo suficientemente consistentes para resistir la presión a que serán sometidos durante el funcionamiento de la bomba.

Debido a la misma presión, se origina en el eje una fricción bastante considerable con el consabido aumento de temperatura, por lo cual deberá procurarse un medio de lubricación y enfriamiento.

Ello se logra mediante la introducción de una pieza que no se deforma llamada jaula de sello, la cual tiene una forma acanalada y a la cual se le hace llegar desde la misma carcasa, o desde una fuente externa un líquido de enfriamiento.

Figura 2.23. Estoperas, empaques y sellos.



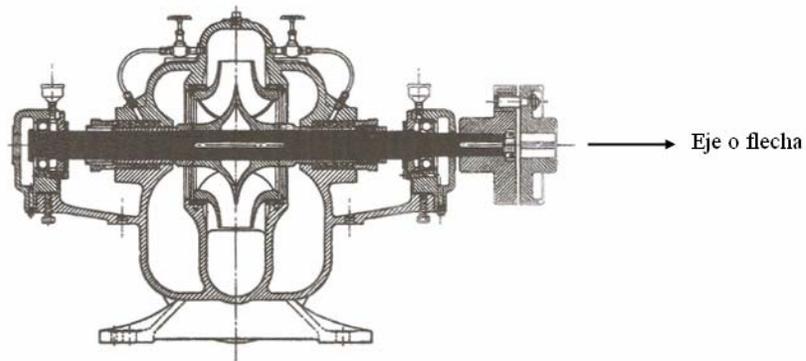
Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp6.pdf

2.7.6.5.- Eje o flecha

La flecha de una bomba centrífuga es el eje de todos los elementos que giran en ella, transmitiendo además el movimiento que le imparte la flecha motor.

En el caso de una bomba centrífuga horizontal, la flecha es una sola pieza a lo largo de toda la bomba. Las flechas generalmente son de acero, modificándose únicamente el contenido de carbono, según la resistencia que se necesite.

Figura 2.24. Eje o flecha de la bomba de una bomba centrífuga.



Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp6.pdf

CAPITULO 3

MATERIALES Y EQUIPOS

3.1.- Condiciones de Diseño

3.1.1.- Tanque

El material con el cual se construirá el tanque de alimentación será Acrílico, material que cumple los requisitos de estanqueidad e impermeabilidad necesarios para evitar fugas y pérdidas de caudal en el sistema.

3.1.2.- Soporte

El soporte para el tanque se construirá con perfiles de hierro tipo “L” de 3cm x 3cm x 3mm, unidos con soldadura de arco eléctrico en las juntas. Constará además de una plataforma hecha con una plancha de acero de 3mm de espesor, para la ubicación del motor y de la bomba.

3.1.3.- Bomba

La bomba a seleccionar, deberá cumplir requisitos de caudal y altura manométrica, de acuerdo a las necesidades hidráulicas del sistema establecidas en el capítulo del diseño del equipo. Para cumplir estas condiciones mínimas se recomienda una bomba centrífuga de eje libre horizontal, condición esta que limita la potencia de la bomba, debido a que las características antes nombradas, solo se presentan en bombas con potencias mayores a 2HP, siendo esta última la que mayor se adapta al sistema como se muestra en la (fig. 3.1).

Figura 3.1. Bomba centrífuga.



Fuente: Elaboración propia.

3.1.4.- Motor Eléctrico

El motor eléctrico que requerirá el sistema de bombeo, depende directamente de la potencia útil nominal proporcionada por la bomba, factor que determina la selección del motor para un óptimo funcionamiento del equipo, se empleará un motor eléctrico de 2HP como se muestra en la (fig. 3.2).

Figura 3.2. Motor eléctrico.



Fuente: Elaboración propia.

3.1.5.- Variador de Frecuencia

En la (fig. 3.3) se muestra el variador de frecuencia, este será un equipo que dependerá directamente del motor eléctrico que se empleará, y de la disponibilidad de un determinado tipo de corriente eléctrica. Este equipo proporcionará al sistema la capacidad de alterar los valores de frecuencia de la corriente de entrada del motor eléctrico, lográndose así uno de los principales objetivos del diseño, la variación de la velocidad del equipo de bombeo.

Figura 3.3. Variador de frecuencia.



Fuente: Elaboración propia.

3.1.6.- Manómetro

El manómetro diferencial proporcionará lectura de presión en la tubería, la cual indicará la presión de bombeo del equipo para las diferentes velocidades del sistema, siendo su parámetro de selección, la presión máxima proporcionada por la bomba, considerando un margen de seguridad, el manómetro a seleccionar deberá ser de una capacidad máxima de 80 psi como se muestra en la (fig. 3.4).

Figura 3.4. Manómetro.



Fuente: Elaboración propia.

3.1.7.- Dinamómetro

La determinación de la fuerza producida por el par de arranque del motor se hará mediante un dinamómetro como se muestra en la (fig. 3.5), cuya capacidad depende de la longitud de la barra colocada en el motor, se estima que su capacidad máxima será de 10 Nw, de acuerdo a especificaciones y condiciones de diseño.

Figura 3.5. Dinamómetro.



Fuente:

3.1.8.- Tubería y Accesorios

Las condiciones de diseño a considerar para la selección del material y tipo de tubería, serán las características de la bomba, las pérdidas generadas por fricción y sus características de resistencia al desgaste e impactos. Atendiendo a estas consideraciones se estimará como la tubería más conveniente la de hierro galvanizado, cuyos diámetros dependerán del equipo de bombeo seleccionado, variando en la descarga y en la succión debido a condiciones de diseño de la bomba. En este caso específico será utilizado tuberías de hierro galvanizado de 1" y un

pequeño tramo de tubería PVC marca PAVCO del mismo diámetro en la parte de la succión.

3.2.- Especificaciones de Ingeniería

3.2.1.- Bomba

Las características de ingeniería de la bomba serán las siguientes:

Marca: Malmédi – Sulzer

Modelo: AZ – 25 – 140

Tipo: Eje libre, horizontal

Potencia: 2 Hp

Presión Máxima: 65 psi

Caudal Máximo: 14 m³/ hr

Diámetro del impulsor: 146 mm

Diámetro de la tubería de succión: 1 ¼ “

Diámetro de la tubería de descarga: 1”

Velocidad: 3500 rpm

Diámetro del eje: 5/8”

Altura de la base al tope del eje: 113 mm.

3.2.2 Motor eléctrico

Maraca: Reliance Electric.

Potencia: 2HP.

Corriente de entrada: 220 voltios, tres fases.

Frecuencia de corriente de entrada: 60 Hz.

Amperaje de consumo máximo: 6 Amp.

Velocidad: 3600 rpm.

Número de pares de polos: 1

Diámetro del eje: 5/8 “

Altura de la base al tope del eje: 95mm.

3.2.3.- Manómetro

Modelo: convencional

Marca: sin marca

Capacidad: 86 psi

Tipo: manómetro de resorte

Dimensiones:

Diámetro: 5 cm

Diámetro de tubería de entrada: 1/2”

Apreciación: 1 psi

3.2.4.- Dinamómetro

Marca: Phywe

Capacidad máxima: 12 Nw

Modelo: 03060-03

Dimensiones:

Largo: 26 cm

Diámetro: 1.8 cm

Apreciación: 0.1 Nw

3.2.5.- Variador de Frecuencia

Marca: Reliance Electric

Modelo: SP500

Potencia: 2 HP

Corriente de entrada: 220 voltios, tres fases

Frecuencia de salida mínima: 0.5 Hz

Frecuencia de salida máxima: 240 Hz

Parámetros visibles:

R.P.M. Apreciación: 1 rpm

Frecuencia. Apreciación: 0.5 hz

Voltaje de salida. Apreciación: 1 voltios

Amperaje de entrada: 9.9 amperios

Potencia de entrada: 4,0 kilovatios

Amperaje de salida: 7.5 amperios

Ventilado para usos en interiores en ambientes donde exista agua o polvo.

Requerimientos del sitio de instalación:

Temperatura ambiente de 0 – 40 (°C)

Humedad de 5 – 95 (%)

Mantener alejado de aceites, refrigerantes y otros contaminantes del aire

Cable requerido:

Corriente de entrada: 12 AWG como mínimo

Corriente de salida: 12 AWG como mínimo

Dimensiones; ver (fig. 3.6).

Laminas de acrílico transparente de 6mm.
Ángulos “L” de hierro 3cm x 3cm x 3mm
Plancha de hierro al carbono.
Tubería de HG Ø 1”.
Tubería de PVC Ø 1”.
Pegamento para tuberías de PVC
Silicone
Platina de acero 1020 de 2x3/4”
Rolineras EE5-ZZ int=5/8”
Codos de 90° de 1”.
Llave de compuerta 1”
Desagüe de lavamanos para descarga del tanque
Desagüe de fregadero de acero inoxidable.
Teflón
Pintura de aceite, verde y azul
Fondo anticorrosivo
Cable AWG 12
Cable trifásico ST 12
Breaker trifásico 20 Amp. Tipo BH 240 voltios AC
Tubería EMT ½”
Teipe de electricidad
Remaches
Electrodos
Tirraps.
Tornillos y tuercas
Arandelas planas y de presión.
Soldadura 2 Ton

3.4.- Herramientas de Construcción

Taladro de mano

Herramientas menores

Taladro de banco

Cortadora de acero de plasma

Torno de banco

Máquina de soldar

Remachadora manual

Brochas

Esmeril manual

Cortadora de plasma

Segueta

CAPITULO 4

DISEÑO DEL SISTEMA

4.1.- Selección de Partes

Para la selección de las diferentes partes del sistema fue necesario establecer comparaciones entre diferentes opciones de diseño, las cuales permitieron establecer cuáles eran las partes más adecuada para el óptimo funcionamiento del mismo

Para la determinación de las diferentes partes, fue necesario estudiar varias alternativas de diseño, las cuales están basadas en las siguientes consideraciones:

Variación de la velocidad de la motobomba

Método para medir la potencia al freno de la bomba

Método para la medición de las revoluciones en el eje

Los aspectos anteriores no se deben considerar como aislados debido a que alguno de ellos puede representar tanto ventaja como desventaja para cualquiera de las alternativas, debido a que los cuatro son independientes, y además requieren como partes de un sistema.

Opción # 1

Descripción: la opción #1 está conformada por un variador de velocidad electrónica el cual modula las revoluciones mediante la variación de la frecuencia de la corriente de entrada al motor.

La medición de la potencia al freno de la bomba se va a realizar colocando una barra a la carcasa del motor y dejando que se gire libre con respecto a una base, la bomba va estar fija a una plataforma. La fuerza se va a medir mediante un dinamómetro colocado en la estructura del equipo.

Para determinar la velocidad de giro del eje de la bomba se realizará mediante el empleo de los parámetros del variador el cual proporciona la velocidad del motor mediante la relación de frecuencia y número de pares de polos del motor eléctrico.

Detalles:

El variador de velocidades posee un margen de potencia desde 0,37 a 2,2 Kw, funciona con corriente trifásica 220 v. Diferentes revoluciones a las que va a trabajar el motor son proporcionadas por el usuario del equipo.

Este sistema para la medición de la potencia al freno de la bomba va a estar conformado por un dinamómetro y una barra de una longitud determinada, que nos va a proporcionar a través de la lectura del dinamómetro (fuerza) la magnitud del par resistente que ocurre cuando arranca la bomba, como dijo anteriormente se colocará la barra fija a la carcasa del motor.

El tipo de vertedero a utilizar en esta opción es un vertedero triangular de pared delgada elaborado con un perfil metálico de acuerdo a determinadas semejanzas dinámicas.

Ventajas:

Las ventajas que se enumeran a continuación están referidas a todo el entorno de la opción.

La variación de velocidades producida por el regulador electrónico es bastante apreciable, permitiendo observar por lo menos cinco tipos de curvas diferentes para bombas centrifugas, debido a que para cada velocidad se puede decir que hay un tipo diferente de bomba.

Otra ventaja asociada a este equipo es que las velocidades de giro no necesariamente van a permanecer constantes. El operador del equipo podrá modificar la velocidad de funcionamiento de la bomba a través de controles digitales sin que esto ocasione mayor trauma o desajuste el equipo.

Esta opción presenta dimensiones muy reducidas, ventaja que se aprovecha en el momento de la elección del sitio de colocación.

Se minimiza el tiempo de realización de la práctica, debido a que no presenta los inconvenientes que podremos apreciar más adelante en las otras opciones.

No presenta riesgos para los sellos mecánicos de la bomba, debido a que el dispositivo que queda libre para poder medir la potencia del freno de la bomba es el motor y no la bomba propiamente dicha. Es de hacer notar que los sellos mecánicos de las bombas son muy delicados, ya que son dispositivos constituidos por cerámica y carbono elementos bastantes frágiles y que no aceptan ser movidos después de su instalación.

También es importante que se considere como ventaja la existencia de un equipo similar con características semejantes. (El equipo existente pertenece al Dpto de Ing. Mecánica y está fuera de servicio)

El vertedero triangular no es el que ofrece más eficiencia hidráulica, pero considerando el poco caudal que se asemeja es él mas recomendado, debido a que para considerar la eficiencia hidráulica como parámetro de peso, esta debe medirse en canales abiertos de grandes caudales.

Desventajas:

La principal desventaja que presenta esa opción es el elevado costo del dispositivo regulador de velocidad, claro está si se compara con el costo de las otras opciones.

Este sistema requiere corriente 220 v trifásica, condición ésta que podría ocasionar limitantes.

El tipo de vertedero que se utiliza no es el que proporciona la mejor eficiencia hidráulica.

Opción #2:

Descripción: La siguiente opción está conformada por un sistema de poleas de diferentes diámetros colocadas sobre un eje de forma continua, que cumplen la función de variar la velocidad. La potencia debe ser calculada mediante métodos analíticos y formulas que rigen las leyes de la mecánica. La medición de la velocidad en el eje se realizará mediante un tacómetro mecánico manual. El vertedero que se utilizará será un vertedero trapezoidal.

Detalles:

1-. La variación de la velocidad de la bomba se realizará mediante un sistema de poleas de diferentes diámetros a los cuales se les transmite los movimientos del motor a través de unas correas. La velocidad de la bomba va a ir aumentando a medida que disminuya el diámetro de la polea en el eje de la bomba. Las poleas se colocaran todas sobre un mismo eje consecutivamente fijo sobre un par de cojinetes. El motor se colocará sobre una plataforma que le permitirá movimiento en sentido de su eje axial para que éste se pueda colocar paralelo a la polea elegida para determinar la velocidad.

2-. La potencia de la bomba no se puede variar porque el motor va a estar girando a una velocidad constante, sólo va a cambiar la velocidad del eje de la bomba y no va a afectar su potencia debido a que no estamos variando la fuerza ejercida por el motor y el par que se produce sobre el eje de la bomba seguirá siendo el mismo.

3-. Se utilizará para la medición de la velocidad en el eje de la bomba una lámpara estroboscópica, la cual se empleará para observar una marca que se colocará sobre el eje.

4-. El caudal de descarga se determinará mediante la utilización de un vertedero de geometría trapezoidal debido a su forma ofrece la mejor eficiencia hidráulica porque su radio hidráulico es el que más se asemeja al de una tubería, cuyo R_h es 1, pero en canales abiertos se hace difícil la construcción de un vertedero con estas características.

Ventajas:

La principal ventaja que presenta esta opción es su bajo costo con relación a los materiales de fabricación.

La corriente utilizada por el motor puede ser tanto 220v como 110v monofásica.

Es de fácil mantenimiento y en caso de que se dañe o deteriore algunos de sus componentes, éstos son de fácil acceso en el mercado.

La eficiencia hidráulica del vertedero es óptima si se considera su geometría.

Desventajas:

Ocupa mucho espacio dentro del laboratorio, debido a que la distancia entre las poleas paralelas es considerable.

No permite obtener de manera práctica la potencia en el freno de la bomba sino mediante cálculos analíticos, debido a que tanto la bomba como el motor deben estar fijados a una plataforma. No se podría utilizar el sistema descrito en la opción anterior porque el eje de la bomba y el eje del motor no están en serie, sino que están dispuestos de forma paralela.

Requiere de un proceso engorroso para cambiar la correa a cada polea de acuerdo a la velocidad que se requiera, significando esto el empleo de mayor cantidad de tiempo en la elaboración de la práctica de laboratorio.

La geometría de su vertedero no permitirá apreciar el caudal tan pequeño que se maneja en este aparato. Bien es sabido que los vertederos son dispositivos de medición de caudales de canales abiertos.

Opción #3:

Descripción:

La tercera opción consta de un variador de velocidades conformado por una caja reductora colocada entre el motor y la bomba. Los demás puntos podemos asumirlos de igual manera a la opción anterior.

Detalles:

1-. Esta caja reductora funciona de manera similar a las cajas de velocidades de los automóviles, con la salvedad de que estas pueden cambiar de engranaje sin tener que detener el motor. La caja reductora a utilizar será de dos posiciones proporcionando de esta manera dos puntos de operación a la bomba.

Ventajas:

El sistema de variador de velocidades ofrece bastante reducción del espacio a emplear para la construcción del aparato.

El costo es relativamente más económico que el de las opciones anteriores.

Desventajas:

Solo permite dos posiciones en las velocidades de la bomba limitando la comprobación de los cálculos en la realización de la práctica.

No se puede comprobar la potencia de la bomba de manera práctica, porque de igual manera que la opción anterior el motor gira a velocidad constante y la bomba no se puede dejar libre por motivos antes explicados.

Después de haber estudiado las diferentes alternativas, se seleccionó la primera opción, tomando en cuenta criterios de eficiencia y funcionamiento.

El sistema constara de las siguientes partes:

Deposito contenedor de agua.

- a) Bomba centrífuga. Potencia de 2Hp.
- b) Motor eléctrico. Potencia de 2Hp.
- c) Variador de frecuencia.
- d) Dinamómetro.
- e) Manómetro diferencial hasta 80 psi.
- f) Tuberías y accesorios de hierro galvanizado y PVC.

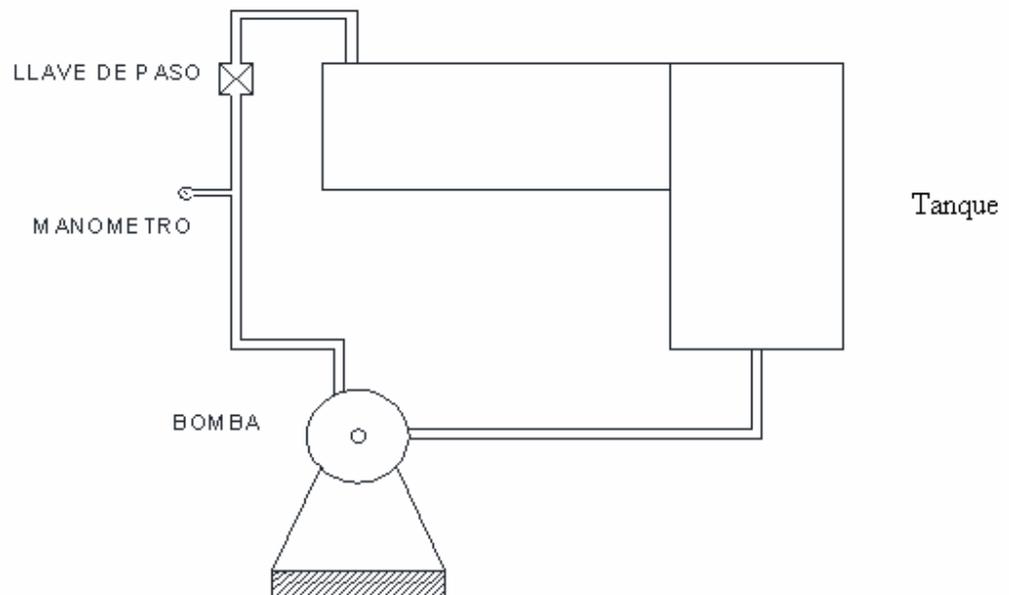
De las características de los equipos y partes descritas anteriormente se hablarán en el capítulo N°5.

4.2.- Esquema hidráulico

Para entender de una manera más precisa el funcionamiento desde el punto de vista hidráulico, se hace necesaria su representación mediante un esquema, que permita observar las diferentes etapas del funcionamiento del equipo.

El sistema va a estar constituido por equipo de bombeo, tuberías y accesorios de hierro galvanizado y PVC ambos de 1" para la succión y de hierro galvanizado de 1" para la descarga. Un depósito de Acrílico que acumula el agua necesaria para que el sistema funcione sin que sea necesario alimentarlo externamente durante el proceso. Existe también una llave de paso que regulará el flujo para poder obtener un valor aproximado de la presión existente en la tubería.

Figura 4.1. Esquema hidráulico.



Fuente: Elaboración propia.

En el depósito existente un vertedero triangular que se utilizará para la medición del caudal suministrado por la bomba, además de una rejilla que proporciona disminución de la turbulencia en la zona de descarga dentro del tanque.

4.3.- Pérdidas del sistema hidráulico

4.3.1 Pérdidas locales

Las pérdidas locales o producidas por accesorios están determinadas por el tipo de accesorio, el diámetro, la geometría y la velocidad de régimen del sistema. La geometría y el diámetro del accesorio conforman una constante llamada coeficiente de descarga, ampliación o reducción dependiendo del caso específico.

Para la determinación del coeficiente por cambio de dirección se emplea la siguiente fórmula:

$$K = (0.131 + 1.847 * (d / 2 r)^{3.5} * (\theta / 90^\circ)) \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

d= diámetro interno de la tubería (pulgadas).

r= radio de la curva, en este caso r= d (pulgadas).

θ = ángulo de la curva (grados sexagesimales).

El coeficiente de pérdidas de las llaves de guillotina o compuerta varía dependiendo de la abertura de la llave. A continuación se presentan valores que se han tomado de datos experimentales. Son, además insensibles al número de Reynolds.

Tabla 4.1. Coeficiente de pérdida para válvula de compuerta

Abertura	Abierta	Abierta 1/2
K	0,2	4,5

Fuente: S. Whitaker. "Introduction To Fluid Mechanics".

También debemos considerar la fricción producida en la zona de succión o de alimentación de la bomba, este valor no depende de ninguna variable y se asume $K = 0,50$.

Se debe tomar en cuenta la pérdida que existe en una unión universal, la cual se asume $K = 0,04$ según datos experimentales.

Para la determinación de las pérdidas locales se emplea la siguiente fórmula:

$$h_l = K \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Donde:

h_l = pérdidas locales (m).

K = coeficiente de pérdidas (adimensional).

V = velocidad de régimen (m/s). Esta velocidad está en función del caudal bombeado y del diámetro de la tubería. Para la tubería de 1" la velocidad es 3.83 m/s.

g = aceleración de gravedad (9.81 m/s^2).

A continuación se presenta una tabla con los valores de las pérdidas, los diámetros de las tuberías y los coeficientes de pérdidas que serán usados en el proyecto.

Tabla 4.2. Pérdidas locales generadas por los accesorios.

Accesorios	Cantidad	Diámetro	K	HI
Codo de 90°	5	1"	0,294	1,099
Llave de paso	1	1"	4,5	3,364
Succión	1	1"	0,5	0,374
Unión	1	1"	0,04	0,030

universal				
			Total	4,867

Fuente: Elaboración propia.

4.3.2 Perdidas por fricción

Las pérdidas por fricción se va a calcular por medio de la ecuación de Darcy – Weisbach que se expresa a continuación:

$$h_f = f \frac{LV^2}{D^2g} \quad \text{Ec.4.3}$$

Donde:

f = coeficiente de fricción (adimensional)

L = longitud del tramo de estudio (m).

D = Diámetro interno de la tubería (m).

G = aceleración de gravedad (m/s^2).

H_f = pérdida por fricción (m).

Para la determinación de las perdidas fue necesario dividir en tres (03) tramos el sistema. El primero que comprende desde la succión de la bomba hasta la unión universal, el segundo desde la unión universal hasta la parte inferior del estanque, y el tercero desde la descarga de la bomba hasta la parte superior del estanque.

El coeficiente f se calcula mediante el diagrama de Moody, y depende del tipo de material, en este caso el primer y tercer tramo son de H.G y el segundo de PVC.

Tramo 1:

$L = 0,14$ m.

$D = 1''$.

$$f= 0.019.$$

$$H_f= 0.0783 \text{ m.}$$

Tramo 2:

$$L= 0.30 \text{ m.}$$

$$D= 1''.$$

$$f= 0.$$

$$H_f= 0.$$

Tramo 3:

$$L= 2.14 \text{ m.}$$

$$D= 1''.$$

$$f= 0.019.$$

$$H_f= 1.1968 \text{ m.}$$

$$H_{ft} = 1,275 \text{ m.}$$

4.3.3 Pérdidas ocasionadas por la bomba

También esta altura es afectada por las pérdidas practicadas por fuerzas de roces de los instrumentos mecánicos y fugas de caudal, las cuales en equipos pequeños se desprecian.

4.4 Ecuación del sistema y de la bomba

Las ecuaciones de la bomba y del sistema proporcionan características tales como la altura de impulsión y las pérdidas proporcionada por el sistema hidráulico.

La ecuación de una bomba centrífuga es la siguiente:

$$H = A_0 + A_1 Q + A_2 Q^2 \quad \text{Ec. 4.4}$$

Donde:

H= altura de bombeo en metros.

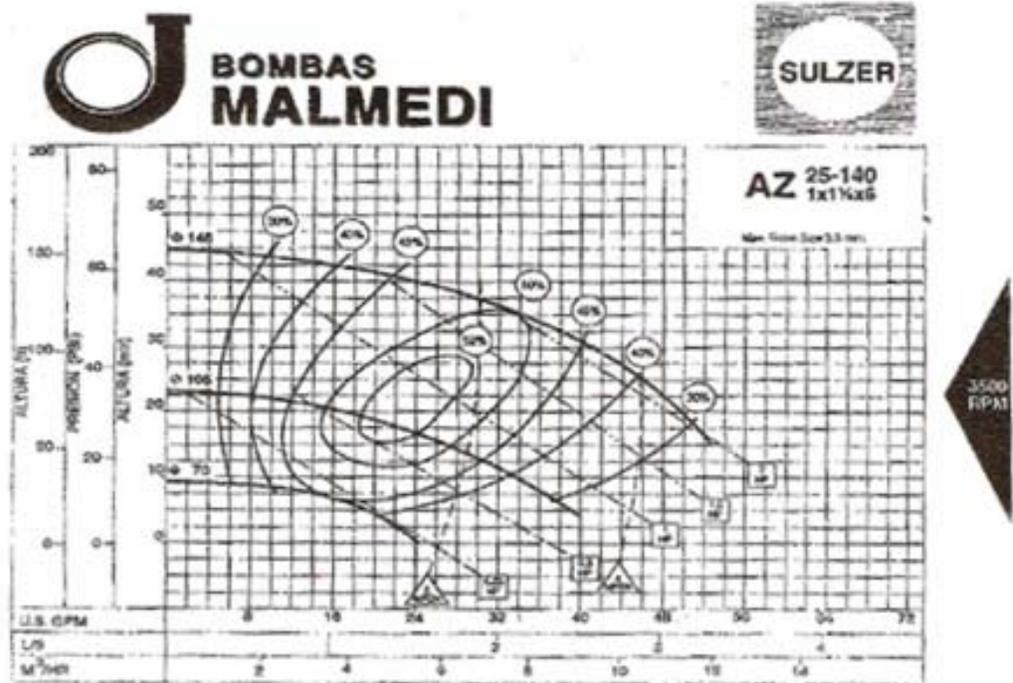
A_0, A_1, A_2 = Coeficientes que determinan las características de la bomba y se determinan por un sistema de ecuaciones con diferentes valores de caudal y altura de impulsión.

Q= Caudal de bombeo en m^3/h .

Para poder determinar la ecuación de la bomba que se utilizara en el proyecto, se obtuvieron valores de caudal y de altura de bombeo de la grafica (Fig 4.1).

Dicha ecuación se determina cuando un sistema de ecuaciones de tres incógnitas como mínimo, introduciendo valores de Q y h en el sistema de ecuación para obtener los parámetros A_0, A_1, A_2 , que caracterizan la bomba.

Figura 4.2. Grafica de las curvas características de la bomba centrifuga.



Fuente: Clavier, A. y González, H. (1999).

Después de resolver un sistema de ecuaciones encontramos que la ecuación de la bomba seleccionada es la siguiente:

$$H = 80 - 6,75 Q + 0,125 Q^2 \quad \text{Ec. 4.5}$$

Para la determinación de la curva del sistema se toman en cuenta los valores de las pérdidas locales, por fricción y piezométricas. Si tomamos las ecuaciones de las pérdidas y dejamos como variable el caudal la ecuación general del sistema se presentara de la siguiente forma:

$$H = h_l + h_f + h_g \quad \text{Ec.4.6}$$

Donde:

$$h_l = 0,0997 Q^2$$

$$h_f = 0,0261 Q^2$$

$h_g=0,5$ mts.

Q = caudal en m^3/hr .

Entonces:

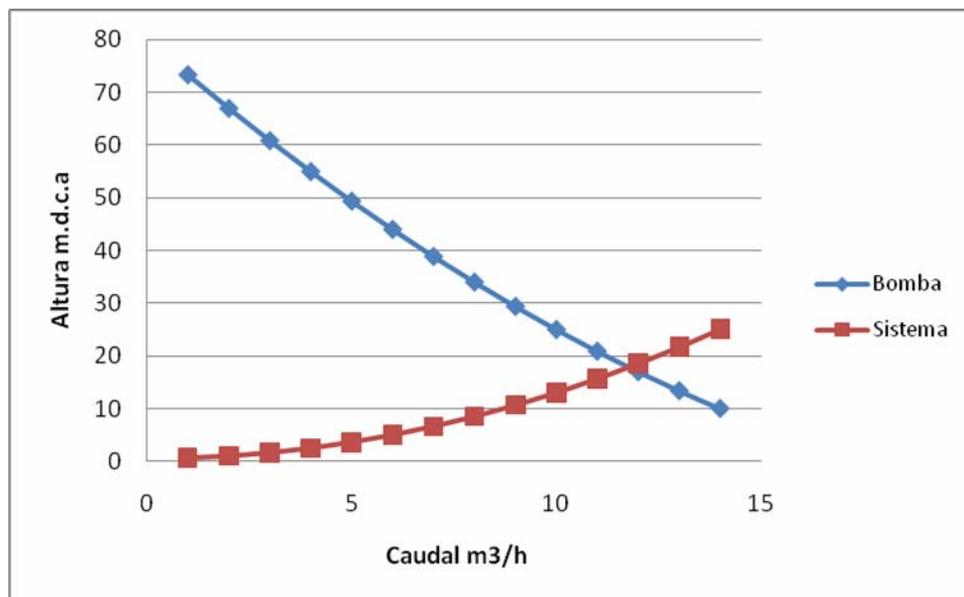
$$H= 0,0997 Q^2 + 0,0261 Q + 0,5$$

$$H= 0,1258 Q^2 + 0,5$$

Ec. 4.7

Para la elaboración de la grafica de curva del sistema vs. La curva de la bomba, es necesario introducir los valores comprendidos entre el mínimo y máximo de M^3/hr . Hasta $14 M^3/hr$. En las ecuaciones de 4.5 y 4.7, estas son la ecuación de la bomba y del sistema respectivamente. En la grafica 4.1 se pueden apreciar las dos curvas resultantes.

Gráfico 4.1. Curva del sistema vs. Bomba.



Fuente: Elaboración propia.

Si en un sistema a gran escala aplicamos esta ecuación proporcionará las pérdidas H del sistema hidráulico en general, que al ser comparadas con la ecuación

de la bomba indican la altura en metros de columnas de agua que debe ser bombeada. En el caso específico del sistema que se está diseñando la altura de bombeo proporcionada por la bomba es mucho mayor a las pérdidas, debido a que si tomamos esta premisa como parámetro de diseño, la bomba requerida sería una bomba de muy poca potencia, y es difícil conseguir una bomba de eje libre con estas características, aunado a la poca eficiencia que poseen las bombas de bajo perfil. La bomba que indica el diseño sería una bomba de eje libre de 2 Hp, en este caso el diseño estaría controlado por los requerimientos mecánicos del sistema, como la posibilidad del motor de la bomba sea basculante, y no por la capacidad de impulsión de ésta.

4.5.- Cálculo de la potencia mínima requerida por el equipo de bombeo

La potencia de accionamiento, o potencia al freno de la bomba será calculada, a través de la ecuación 2.24. Para obtención de los parámetros de la fórmula es necesario obtener los siguientes datos de los diferentes equipos de medición del sistema. Las revoluciones a las cuales gira el eje de la bomba se obtienen mediante la lectura de la pantalla del variador de frecuencia, este valor está dado en Revoluciones Por Minuto (RPM).

La fuerza que produce el momento torsor es sostenida mediante la lectura de la escala del dinamómetro que va a estar sujeto a una barra, que a su vez estará fija a la carcasa del motor. Como es sabido por conocimientos de mecánica básica, el momento torsor es el producto de la fuerza por la distancia perpendicular al eje de giro, en este caso la longitud de la barra. Para la determinación de la potencia útil del sistema empleamos la ecuación 2.27, en la cual el caudal está en l/s, la altura en metros de columnas de agua, y la eficiencia en porcentaje por consiguiente la potencia en Hp.

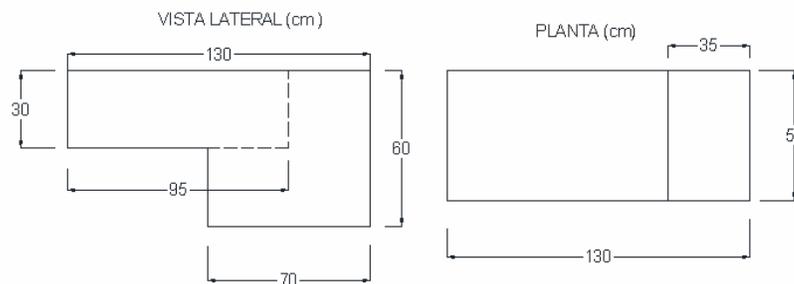
4.6.- Accesorios del sistema

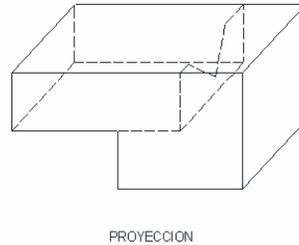
La selección de los accesorios del sistema se hará en función de las características de la bomba y demás elementos constitutivos del equipo. Los accesorios de las tuberías serán seleccionados en función del diámetro de las mismas, tanto de succión como de descarga.

4.7.- Taque de alimentación

Con el objetivo de mantener un volumen de agua adecuado, que pueda ser bombeado al sistema sin producir problemas de cavitación en la bomba, se utilizará un tanque cuyas dimensiones proporcionen suficiente caudal para realizar mediciones efectivas y precisas en el vertedero. El tanque se diseñó de manera que la tubería de succión de la bomba siempre este abastecida de agua.

Figura. 4.3. Vistas del tanque de alimentación.





Fuente: Elaboración propia.

4.8.- Variador de frecuencia

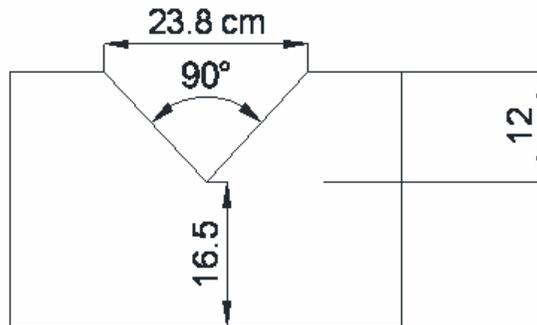
El factor individual más importante para seleccionar una unidad motriz de corriente alterna, es la corriente máxima, para servicio continuo o de corta duración, que debe manejar. Los elevados pares de arranque requieren corrientes muy altas que pueden exceder la capacidad del controlador, aunque según los cálculos matemáticos pueden ser capaces de manejar las necesidades de corriente para velocidad constante en la aplicación.

El aspecto clave que se debe conocer para determinar el tamaño de un controlador es la corriente a plena carga a la velocidad base, es decir, la corriente necesaria para el motor de tamaño correcto que funcione en las condiciones previstas de carga.

4.9.- Vertedero

El diseño del vertedero será de forma triangular, debido a que es el que permite más precisión en las lecturas de alturas para caudales pequeños. A continuación se presenta un esquema gráfico del vertedero y su ecuación para la determinación de caudales.

Figura 4.4. Dimensiones del vertedero triangular.



Fuente: Elaboración propia.

Para la determinación del caudal que pasa a través de él utilizamos la ecuación 2.22.

4.10.- Soporte

El soporte se diseñará con una dimensión adecuada para que tanto la bomba como el motor quepan perfectamente, además el espesor será el apropiado para ver si resiste el peso de ambos aparatos, del tanque y del agua.

4.11.- Estructura de costos del sistema hidráulico

Para la determinación de los costos del sistema hidráulico, se utilizó el método de análisis de precios unitarios, el cual contempla el estudio del mercado para la adquisición de materiales, el uso adecuado de equipos y herramientas a utilizar, así como también la mano de obra calificada, para la ejecución de las diferentes partidas que comprende el presupuesto, que abarca el sistema hidráulico.

El costo total de la construcción del sistema hidráulico asciende a la suma de Bolívares diecisiete mil ochenta y siete con noventa y cinco céntimos (Bs. 17.087,95), obtenidos por el método anteriormente señalado.

El presupuesto por partida del sistema hidráulico se puede ver en el anexo b.

De igual manera en el anexo c se puede ver los análisis de precios unitarios, de las partidas que conforman el presupuesto anteriormente referido.

CAPITULO 5

CONSTRUCCIÓN

5.1.- Construcción de las partes del sistema hidráulico

5.1.1- Estanque

El estanque de almacenamiento, fue construido según especificaciones de diseño, con acrílico para evitar filtraciones o fugas del sistema. Su espesor es de 6mm, para lograr suficiente resistencia y prevenir fracturas.

Debido a las características de este material, el cual es muy liviano, disminuyo en consideración el peso total del equipo.

Figura 5.1. Estanque.



Fuente: Elaboración propia.

5.1.2.- Soporte

El soporte fue construido con perfiles de hierro tipo L de 3 cm x 3cm x 3mm, unidos mediante soldaduras de arco eléctrico en sus extremos. El soporte proporciona rigidez y estabilidad al tanque de acrílico, así como también proporciona apoyo al conjunto de la bomba y el motor eléctrico, los cuales están ubicados en la parte

inferior del equipo en una lamina de acero de 3mm de espesor, la cual permite suficiente rigidez para el montaje de los elementos mecánicos.

Los elementos de soporte, se protegieron de la corrosión mediante varias capas de pintura anticorrosiva. El acabado final se realizó con pinturas de aceite color azul.

Figura 5.2. Soporte.



Fuente: Elaboración propia.

5.1.3.- Apoyos del Motor Eléctrico.

Para proporcionar libertad de giro sobre su mismo eje al motor eléctrico, fue necesario eliminar la base original y colocarle un apoyo en cada uno de los extremos del eje axial del motor.

Los apoyos están contruidos por barras de acero 1020 de un espesor de $\frac{3}{4}$ " , a dichas barras se le practicaron orificios, donde fueron colocadas rolineras de la marca Jap modelo EE5-ZZ, colocadas a presión dentro de los orificios antes mencionados. Sobre los rodamientos descansará el eje del motor, dejando libre el inducido y la carcasa para girar libremente sobre su eje.

Para la perforación de los orificios en las barras fue necesario el empleo de un torno industrial, y para el corte de las barras metálicas se empleo una cortadora de plasma, la cual proporcionó mejor precisión al corte del acero de alta resistencia.

Figura 5.3. Motor Apoyos del motor eléctrico.



Fuente: Elaboración propia.

5.1.4.- Conexiones de tuberías y accesorios hidráulicos

En el fondo del tanque de alimentación fue empotrado un desagüe de fregadero de aluminio, mediante el cual va a pasar todo el caudal succionado por la bomba.

A partir de este desagüe se hicieron todas las conexiones de las tuberías.

En el sistema se utilizaron tuberías de hierro galvanizado de 1" como también tuberías de PVC marca PAVCO de 1"

Las tuberías de PVC se unieron mediante un codo de 90° del mismo material y diámetro, se utilizo el pegamento para pegar tuberías de PVC marca PAVCO, la cual funde el plástico y evita las posibles fugas y para las tuberías de hierro galvanizado de 1" se unieron mediante codos de 90° del mismo material y diámetro. Para realizar las conexiones fue necesario hacer roscas a los extremos de las tuberías con una tarraja eléctrica. Las fugas fueron eliminadas haciendo uso de teflón, el cual es un excelente sellador para las uniones de tuberías y accesorios.

Para la colocación del manómetro fue necesario perforar la tubería que se encuentra antes de la llave de paso para poder colocar la conexión de bronce que permite instalar el manómetro.

5.1.5.- Fijación de equipos y elementos mecánicos.

Fue necesario realizar un replanteo previo, tomando en cuenta las dimensiones del motor, bomba y la ubicación de los orificios de fijación de cada elemento.

Posteriormente se procedió a perforar la plancha metálica con un taladro de mano para luego asegurar la bomba y el motor con pernos de acero de cabeza hexagonal.

La unión entre motor y bomba se realizó con un cuplón flexible de aluminio, el cual está asegurado mediante dos prisioneros de rosca milimétrica que calzan en los cuñeros de los ejes, tanto de la bomba como del motor.

5.1.6.- Instalación de equipos eléctricos

El variador de frecuencia fue fijado mediante dos tornillos a una de las patas de soporte, la conexión eléctrica se realizó mediante empalmes simples en cada uno de los tres cables de alimentación, provenientes del variador.

Como elemento de protección de carga del circuito se colocó un breaker trifásico de 30 Amp. antes del variador de frecuencia.

Todos los empalmes realizados fueron aislados por cinta plástica o de electricidad, para prevenir cortos circuitos.

5.1.7.- Fijación e instalación del sistema de medición de potencia

El sistema de medición de potencia está compuesto por una barra metálica de 20 cm de longitud unida a la carcasa del motor mediante soldadura de arco eléctrico y por un dinamómetro ubicado al final de la barra y fijado al soporte del equipo. El dinamómetro está conectado al soporte mediante un tirrap el cual pasa por un orificio de dicho soporte el cual a su vez está fijado a la estructura del equipo hidráulico mediante pegamento dos toneladas.

Figura 5.4. Sistema de medición de potencia.



Fuente: Elaboración propia.

5.2.- Calibración

5.2.1.- Escala

La escala de medición de caudal se colocó en una de las paredes laterales del estanque, entre la rejilla de reducción de turbulencia y la pared del vertedero, se colocó en dicho lugar debido a que el caudal es menos turbulento y permite una mejor lectura para la medición del caudal, caso contrario pasa en la pared del vertedero, en la que sí hay flujo turbulento.

La calibración de la escala de altura del vertedero se realizó colocando el nivel del agua del estanque alineado con el vértice del vertedero triangular, para luego proceder a fijarla a la pared del estanque.

5.2.2.- Manómetro.

Según el manual de pruebas de bombas centrifugas “ Centrifugal Pump Test” del “ American National Standart Institute” (Ansi/Hi 1.6-1994), la calibración de manómetros en los ensayos de bombas centrifugas no es requerido.

5.2.3.- Variador de frecuencia.

Debido a la precisión en la construcción de este equipo electrónico la calibración del mismo no es necesaria. (Ansi/Hi 1.6-1994).

5.2.4.- Dinamómetro.

Para la calibración del dinamómetro fue necesario considerar el peso de la barra y ajustar mediante el tornillo de calibración la escala en el cero, para eliminar así el peso propio de la barra de torsión, según las normas ANSI éste debe ser calibrado en un periodo de 6 años, si se observa que el resorte se estiró.

5.2.5.- Vertedero.

El vertedero no requiere calibración, sino hasta que se sospeche que existe un cambio crítico en sus dimensiones, causadas por el roce o desgaste de su cresta, o por cambios extremos en la temperatura.

CAPITULO 6

RESULTADOS

6.1.- Construcción de las curvas características de la bomba

6.1.1.- Obtención y manejo de datos

Para la construcción de las curvas características de la bomba es necesario la obtención de datos tales como. RPM, presión, fuerza en Newton, caudal medido y altura de vertedero. A continuación se presentan los datos de cinco (05) ensayos realizados para diferentes valores de RPM y aberturas de llave.

Tabla 6.1. Ensayo N°1.

RPM	Abertura	Qmed	Qcal	Presión (PSI)	Fuerza (N)	H (cm)	Tiempo (s)	Volumen (L)	Qmed
3500	0	0	0	39	9,3	0	0	0	0
3500	1/2	1,777	1,5	10	9,5	6,4	0,69	1,226	1,777
3500	1	1,92	1,56	0	9,6	6,5	0,69	1,325	1,92
3000	0	0	0	29	7,4	0	0	0	0
3000	1/2	1,402	1,331	10	9,6	6,1	0,95	1,332	1,402
3000	1	1,556	1,442	0	9,6	6,3	0,45	0,7	1556
2500	0	0	0	20	5,4	0	0	0	0
2500	1/2	1,278	0,809	8	9,4	5	0,671	0,856	1,278
2500	1	1,404	1,224	0	9,6	5,9	0,49	0,688	1,404
2000	0	0	0	13	4	0	0	0	0
2000	1/2	1,047	0,77	3	7,3	4,9	0,72	0,754	1,047
2000	1	1,041	0,933	0	8	5,2	0,79	0,822	1,041
1500	0	0	0	7	3	0	0	0	0
1500	1/2	0,776	0,622	0	5	4,5	0,84	0,652	0,776
1500	1	0,852	0,657	0	5,1	4,6	0,88	0,75	0,852

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.2. Ensayo N°2.

RPM	Abertura	Qmed	Qcal	Presión (PSI)	Fuerza (N)	H (cm)	Tiempo (s)	Volumen (L)	Qmed
3500	0	0	0	39	9,2	0	0	0	0
3500	1/2	1,886	1,56	8	9,3	6,5	0,5	0,943	1,886
3500	1	1,756	1,56	0	9,4	6,5	0,5	0,878	1,756
3000	0	0	0	29	7	0	0	0	0
3000	1/2	1,421	1,123	8	9,2	5,7	0,57	0,81	1,421
3000	1	1,65	1,277	0	9,2	6	0,4	0,66	1,65
2500	0	0	0	20	5,3	0	0	0	0
2500	1/2	1,211	1,027	6	9,4	5,5	0,64	0,775	1,211
2500	1	1,43	1,224	9	9,6	5,9	0,61	0,872	1,43
2000	0	0	0	12	4	0	0	0	0
2000	1/2	0,933	0,893	2	7,5	5,2	0,72	0,672	0,933
2000	1	1,158	0,936	0	8	5,3	0,65	0,753	1,158
1500	0	0	0	7	3	0	0	0	0
1500	1/2	0,622	0,523	0	4,9	4,2	0,9	0,56	0,622
1500	1	0,782	0,588	0	5,1	4,4	0,88	0,688	0,782

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.3. Ensayo N°3.

RPM	Abertura	Qmed	Qcal	Presión (PSI)	Fuerza (N)	H (cm)	Tiempo (s)	Volumen (L)	Qmed
3500	0	0	0	39	9,2	0	0	0	0
3500	1/2	1,732	1,5	8	9,4	6,4	0,5	0,866	1,732
3500	1	1,815	1,62	0	9,5	6,6	0,54	0,98	1,815
3000	0	0	0	29	7	0	0	0	0
3000	1/2	1,524	1,442	6	9,4	6,3	0,68	1,036	1,524
3000	1	1,725	1,56	0	9,5	6,5	0,51	0,88	1,725
2500	0	0	0	20	5,3	0	0	0	0
2500	1/2	1,277	1,123	4	6,45	5,7	0,7	0,894	1,277
2500	1	1,394	1,277	0	9,3	6	0,62	0,864	1,394

2000	0	0	0	12	4	0	0	0	0
2000	1/2	1,111	0,936	1	7,6	5,3	0,7	0,778	1,111
2000	1	1,12	1,027	0	8	5,5	0,6	0,718	1,12
1500	0	0	0	7	3	0	0	0	0
1500	1/2	0,819	0,622	0	4,9	4,5	0,85	0,696	0,819
1500	1	0,886	0,731	0	5,1	4,8	0,7	0,62	0,886

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.4. Ensayo N°4.

RPM	Abertura	Qmed	Qcal	Presión (PSI)	Fuerza N	H (cm)	Tiempo (s)	Volumen (L)	Qmed
3500	0	0	0	39	9	0	0	0	0
3500	1/2	1,705	1,5	7	9,2	6,4	0,63	1,074	1,705
3500	1	1,793	1,56	0	9,4	6,5	0,56	1,004	1,793
3000	0	0	0	29	7	0	0	0	0
3000	1/2	1,628	1,386	6	9,4	6,2	0,5	0,814	1,628
3000	1	1,721	1,56	0	9,5	6,5	0,33	0,568	1,721
2500	0	0	0	20	5,2	0	0	0	0
2500	1/2	1,302	1,277	4	9,4	6	0,9	1,172	1,302
2500	1	1,443	1,331	0	9,4	6,1	0,65	0,938	1,443
2000	0	0	0	12	4	0	0	0	0
2000	1/2	1,048	1,027	2	7,5	5,5	0,84	0,88	1,048
2000	1	1,142	1,075	0	7,8	5,6	0,72	0,822	1,142
1500	0	0	0	7	2,9	0	0	0	0
1500	1/2	0,833	0,555	0	5	4,3	0,73	0,608	0,833
1500	1	0,9	0,622	0	5,1	4,5	0,68	0,612	0,9

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.5. Ensayo N°5.

RPM	Abertura	Qmed	Qcal	Presión (PSI)	Fuerza (N)	H (cm)	Tiempo (s)	Volumen (L)	Qmed
3500	0	0	0	39	9	0	0	0	0
3500	1/2	1,733	1,56	10	9,4	6,5	0,45	0,78	1,733

3500	1	1,82	1,56	0	9,4	6,5	0,51	0,928	1,82
3000	0	0	0	30	6,9	0	0	0	0
3000	1/2	1,65	1386	7	9,4	6,2	0,52	0,858	1,65
3000	1	1,719	1,5	5	9,4	6,4	0,47	0,808	1,719
2500	0	0	0	21	5,3	0	0	0	0
2500	1/2	1,26	1,075	7	9,4	5,6	0,6	0,756	1,26
2500	1	1,522	1,277	4	9,4	6	0,51	0,776	1,522
2000	0	0	0	15	4,1	0	0	0	0
2000	1/2	1,084	0,981	5	7,5	5,4	0,74	0,802	1,084
2000	1	1,317	1,027	4	7,9	5,5	0,63	0,83	1,317
1500	0	0	0	10	3	0	0	0	0
1500	1/2	0,836	0,622	6	4,9	4,5	0,9	0,752	0,836
1500	1	0,922	0,622	5	5,1	4,5	0,74	0,682	0,922

Fuente: Elaboración propia.

Para la obtención de los valores de Q_{cal} se empleo la tabla 6.6 y para los valores de Q_{med} la tabla 6.7

Tabla 6.6. Valores de caudal obtenidos de la fórmula del vertedero triangular.

RPM	Abertura	Ensayo Nº1		Ensayo Nº 2		Ensayo Nº3		Ensayo Nº 4		Ensayo Nº 5	
		H (m)	Qcal (l/s)	H (m)	Qcal (l/s)	H (m)	Qcal (l/s)	H (m)	Qcal (l/s)	H (m)	Qcal (l/s)
3500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3500	1/2	0,064	1,500	0,062	1,386	0,064	1,500	0,064	1,500	0,065	1,560
3500	1	0,065	1,560	0,065	1,560	0,066	1,620	0,065	1,560	0,065	1,560
3000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3000	1/2	0,061	1,331	0,057	1,123	0,063	1,442	0,062	1,386	0,062	1,386
3000	1	0,063	1,442	0,066	1,277	0,065	1,560	0,065	1,560	0,064	1,560

2500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2500	1/2	,050	0,809	,055	1,027	,057	1,123	,06	1,277	,056	1,075
2500	1	,059	1,224	,059	1,224	,06	1,277	,061	1,331	,06	1,277
2000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2000	1/2	,049	0,770	,052	0,893	,053	0,936	,055	1,027	,054	0,981
2000	1	,052	0,893	,053	0,936	,055	1,027	,056	1,075	,055	1,027
1500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1500	1/2	,045	0,622	,042	0,523	,045	0,622	,043	0,622	,045	0,622
1500	1	,046	0,657	,044	0,588	,048	0,731	,045	0,622	,045	0,622

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.7. Valores de caudal obtenidos de la medición de volumen y tiempo

RPM	Abertura	Tiempo (s)	Volumen (L)	Qmed
3500	0	0	0	0
3500	1/2	0,5	0,943	1,886
3500	1	0,5	0,878	1,756
3000	0	0	0	0
3000	1/2	0,57	0,81	1,421
3000	1	0,4	0,66	1,65
2500	0	0	0	0
2500	1/2	0,64	0,775	1,211
2500	1	0,61	0,872	1,43
2000	0	0	0	0
2000	1/2	0,72	0,672	0,933
2000	1	0,65	0,753	1,158
1500	0	0	0	0
1500	1/2	0,9	0,56	0,622
1500	1	0,88	0,688	0,782

Fuente: Elaboración propia.

Nota: Los valores de tiempo y volumen son producto del promedio de tres mediciones, para disminuir el error de medición.

Para la construcción de las curvas Q vs h es necesario obtener el caudal real, es decir, un promedio del caudal medio y el caudal calculado. Cabe destacar que el caudal medido depende de valores de tiempo y volumen, mientras que el caudal calculado depende de la altura en la escala del vertedero y fórmula de este último.

Tabla 6.8. Ejemplo de cálculo del caudal real (Ensayo N°2).

RPM	Abertura	Qmed	Qcal	Qreal
3500	0	0	0	0
3500	1/2	1,886	1,386	1,636
3500	1	1,756	1,56	1,658
3000	0	0	0	0
3000	1/2	1,421	1,123	1,272
3000	1	1,65	1,277	1,464
2500	0	0	0	0
2500	1/2	1,211	1,027	1,119
2500	1	1,43	1,224	1,327
2000	0	0	0	0
2000	1/2	0,933	0,893	0,913
2000	1	1,158	0,936	1,047
1500	0	0	0	0
1500	1/2	0,622	0,523	0,573
1500	1	0,782	0,588	0,685

Fuente: Elaboración propia.

Para poder terminar las ecuaciones correspondientes a una bomba es necesario que los valores de Q y H se encuentren en unidades coherentes, motivo por el cual los de presión que se encuentran en PSI, deben ser convertidos en metros de columna de agua (m.d.c.a) y los l/s a m³/s, multiplicando por factores correspondientes.

Tabla 6.9. Factor de conversión.

Unidad	Factor de Conversión	Unidad
l/s	1000	m ³ /s
PSI	0,703	m.d.c.a

Fuente: <http://www.valvias.com/prontuario-conversor-de-unidades.php>

Tabla 6.10. Valores utilizados para la elaboración de las ecuaciones de la bomba.

RPM	Abertura	Presión H (m.d.c.a)	Q _{real} (m ³ /s) x 10 ⁻³
3500	0	27,42	0
3500	1/2	5,62	1,636
3500	1	0	1,658
3000	0	20,39	0
3000	1/2	5,62	1,272
3000	1	0	1,464
2500	0	14,06	0
2500	1/2	4,22	1,119
2500	1	0	1,327
2000	0	8,44	0
2000	1/2	1,41	0,913
2000	1	0	1,047
1500	0	4,92	0
1500	1/2	0	0,573
1500	1	0	0,685

Fuente: Elaboración propia.

6.2.- Elaboración de ecuaciones de la bomba

Es necesaria la obtención de los coeficientes A_0 , A_1 , y A_2 de la ecuación 4.4, cuando es requerida la construcción de las ecuaciones, esto se logra mediante la resolución de un sistema de tres incógnitas. Este sistema se construye introduciendo los valores de Q y H de la tabla 6.9, cada valor de la abertura de la llave corresponde

a una ecuación del sistema para determinado valor de RPM, seguidamente se presenta un ejemplo del sistema de ecuaciones con sus coeficientes, además de su resolución.

RPM 3500

$$27,42 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$5,62 = A_0 + A_1 \times 1,636 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,636 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 1,658 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,658 \times 10^{-3})^2$$

$$A_0 = 27,42$$

$$A_1 = - 6403,74$$

$$A_2 = - 6112338,2506$$

$$\mathbf{H = 27,42 - 6403,74 Q - 6112338,2506 Q^2}$$

RPM 3000

$$20,39 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$5,62 = A_0 + A_1 \times 1,272 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,272 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 1,464 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,464 \times 10^{-3})^2$$

$$A_0 = 20,39$$

$$A_1 = 3731,60$$

$$A_2 = - 12062293,79$$

$$\mathbf{H = 20,39 + 3731,60Q - 12062293,79 Q^2}$$

RPM 2500

$$14,06 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$4,22 = A_0 + A_1 \times 1,119 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,119 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 1,327 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,327 \times 10^{-3})^2$$

$$A_0 = 14,06$$

$$A_1 = 899,57$$

$$A_2 = - 8662317,90$$

$$\mathbf{H = 14,06 + 899,57 Q - 8662317,90 Q^2}$$

RPM 2000

$$8,44 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$1,41 = A_0 + A_1 \times 0,913 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,913 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 1,047 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,047 \times 10^{-3})^2$$

$$A_0 = 8,44$$

$$A_1 = - 5238,6294$$

$$A_2 = - 2695795,21$$

$$\mathbf{H = 14,06 - 5238,6294 Q - 2695795,21 Q^2}$$

RPM 1500

$$4,92 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 0,573 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,573 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 0,685 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,685 \times 10^{-3})^2$$

$$A_0 = 4,92$$

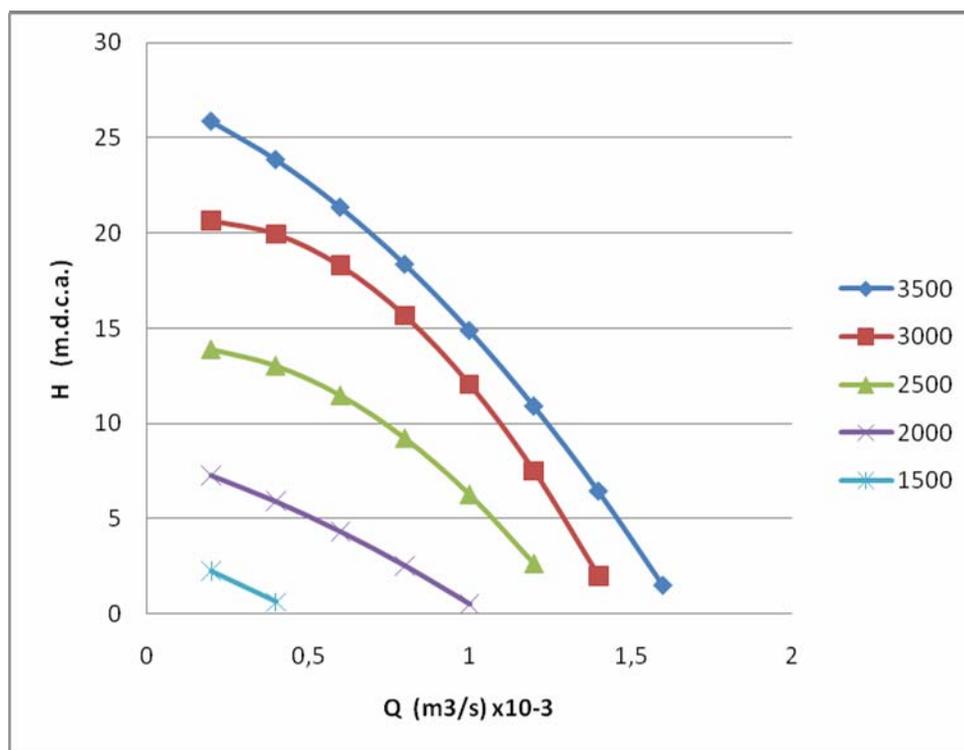
$$A_1 = - 15768,87$$

$$A_2 = 12534872,1672$$

$$H = 14,06 - 15768,87 Q - 12534872,1672 Q^2$$

Para la elaboración de las curvas a cada revolución de motor, es necesario introducir valores a la ecuación general, que estén comprendidos entre el máximo y el mínimo de los valores de la tabla 6.10.

Grafica 6.1. Presión vs caudal.



Fuente: Elaboración propia.

Nota: como la curva de 1500 rpm no arrojó resultados satisfactorios se realizaron ensayos para valores entre 2000 y 1500 rpm, y se graficaron. Los cuales se presentan en la tabla 6.11.

A continuación se presenta la tabla con el ensayo hecho con los valores que posiblemente ocasionan problemas en la curva de caudal Vs altura.

Tabla 6.11. Ensayo N°6.

RPM	Abertura	Qmed (L/s)	H (mm)	Presión (PSI)	Fuerza (N)	Tiempo (s)	Volumen (ml)	Qmed
1900	0	0	0	11	4	0	0	0
1900	1/2	0,916	52	2	6,9	0,60	0,550	0,917
1900	1	1,136	55	0	7,8	0,72	0,818	1,136
1800	0	0	0	10	3,7	0	0	0
1800	1/2	0,834	50	1	6,2	0,71	0,592	0,834
1800	1	1,082	53	0	7,2	0,66	0,714	1,082
1700	0	0	0	9	3,4	0	0	0
1700	1/2	0,824	47	1	5,7	0,55	0,453	0,824
1700	1	0,994	51	0	6,9	0,54	0,537	0,994
1600	0	0	0	8	3,1	0	0	0
1600	1/2	0,807	46	0	5,3	0,75	0,605	0,807
1600	1	0,898	48	0	6,4	0,56	0,503	0,898

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.12. Valores de Qreal (Ensayo N°6).

RPM	Abertura	Qmed (L/s)	Qcal (L/s)	Qreal (L/s)
1900	0	0	0	0
1900	1/2	0,917	0,893	0,905
1900	1	1,136	1,027	1,082
1800	0	0	0	0
1800	1/2	0,834	0,809	0,822
1800	1	1,082	0,936	1,009
1700	0	0	0	0
1700	1/2	0,824	0,693	0,759
1700	1	0,994	0,851	0,923
1600	0	0	0	0
1600	1/2	0,807	0,657	0,732
1600	1	0,898	0,731	0,815

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.13. Valores utilizados para la elaboración de las ecuaciones de la bomba entre 2000 y 1500 rpm.

RPM	Abertura	Presión H (m.d.c.a.)	Qreal (m3/s)x10-3
1900	0	7,73	0
1900	1/2	1,41	0,905
1900	1	0	1,082
1800	0	7,03	0
1800	1/2	0,70	0,822
1800	1	0	1,009
1700	0	6,33	0
1700	1/2	0,70	0,759
1700	1	0	0,923
1600	0	5,62	0
1600	1/2	0	0,732
1600	1	0	0,815

Fuente: Elaboración propia.

Para la elaboración de las graficas es necesario conocer las ecuaciones correspondientes de cada velocidad, las cuales se determinaron de la misma forma que la de 3500, 3000, 2500, 2000 y 1500 rpm

RPM 1900

$$7.73 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$1,41 = A_0 + A_1 \times 0,905 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,905 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 1,082 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,082 \times 10^{-3})^2$$

$$A_0 = 7.73$$

$$A_1 = - 6161,501$$

$$A_2 = - 908203,586$$

$$H = 7,73 - 6161,501 Q - 908203,586 Q^2$$

RPM 1800

$$7,03 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$0,70 = A_0 + A_1 \times 0,822 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,822 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 1,009 \times 10^{-3} + A_2 \times (1,009 \times 10^{-3})^2$$

$$A_0 = 7,03$$

$$A_1 = -10924,709$$

$$A_2 = 3922115,381$$

$$H = 7,03 - 10924,709 Q + 3922115,381 Q^2$$

RPM 1700

$$6,33 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$0,70 = A_0 + A_1 \times 0,759 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,759 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 0,923 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,923 \times 10^{-3})^2$$

$$A_0 = 6,33$$

$$A_1 = -100007,434$$

$$A_2 = 3412093,311$$

$$H = 6,33 - 100007,434 Q + 3412093,311 Q^2$$

RPM 1600

$$5,62 = A_0 + A_1 \times 0 + A_2 \times 0$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 0,732 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,732 \times 10^{-3})^2$$

$$0 = A_0 + A_1 \times 0,815 \times 10^{-3} + A_2 \times (0,815 \times 10^{-3})^2$$

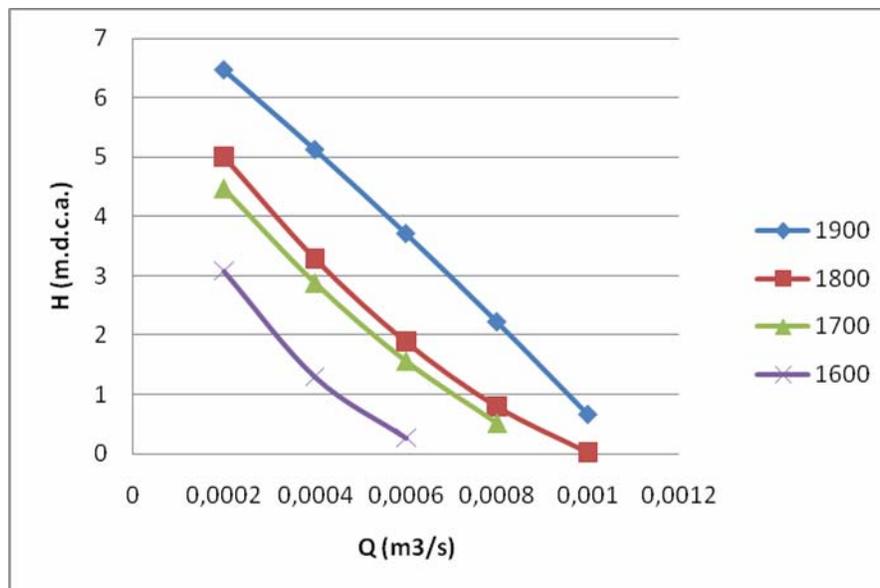
$$A_0 = 5,62$$

$$A_1 = - 14573,301$$

$$A_2 = 9420362,734$$

$$H = 5,62 - 14573,301 Q + 9420362,734 Q^2$$

Grafico 6.2. Caudal vs presión (Ensayo N°6).



Fuente: Elaboración propia.

6.3.- Curvas de potencia y eficiencia

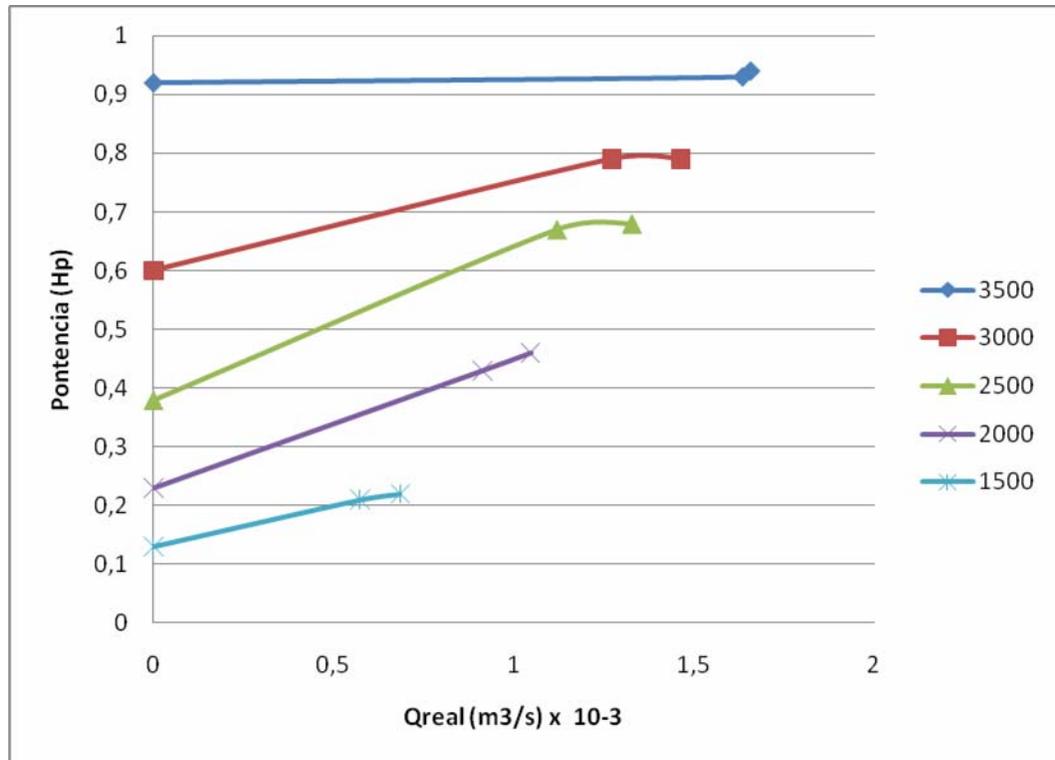
6.3.1.- Determinación de la potencia útil y la potencia de accionamiento

La determinación de la potencia de accionamiento o potencia al freno se logra mediante la ecuación 2.24, los valores de fuerza se obtienen de la tabla 6.2, y se mide una longitud de barra de 20cm.

Tabla 6.14. Potencia al freno (Ensayo N°2).

RPM	Abertura	Fuerza NW	Potencia al Freno (hp)
3500	0	9,2	0,92
3500	1/2	9,3	0,93
3500	1	9,4	0,94
3000	0	7	0,6
3000	1/2	9,2	0,79
3000	1	9,2	0,79
2500	0	5,3	0,38
2500	1/2	9,4	0,67
2500	1	9,6	0,68
2000	0	4	0,23
2000	1/2	7,5	0,43
2000	1	8	0,46
1500	0	3	0,13
1500	1/2	4,9	0,21
1500	1	5,1	0,22

Fuente: Elaboración propia.

Grafico 6.3. Potencia vs caudal.

Fuente: Elaboración propia.

La potencia util se determinó mediante la ecuación 2.28 utilizando los valores de caudal real. Ésto se realizó con la finalidad de determinar la eficiencia de la bomba mediante la ecuación 2.33 para poder construir la grafica de eficiencia Vs caudal.

Tabla 6.15. Potencia util.

RPM	Abertura	Presión H (m.d.c.a)	Qreal (m3/s) x 10 ⁻³	P. Util (Hp)
3500	0	27,42	0	0
3500	1/2	5,62	1,636	0,123
3500	1	0	1,658	0
3000	0	20,39	0	0
3000	1/2	5,62	1,272	0,095
3000	1	0	1,464	0
2500	0	14,06	0	0
2500	1/2	4,22	1,119	0,063

2500	1	0	1,327	0
2000	0	8,44	0	0
2000	1/2	1,41	0,913	0,017
2000	1	0	1,047	0
1500	0	4,92	0	0
1500	1/2	0	0,573	0
1500	1	0	0,685	0

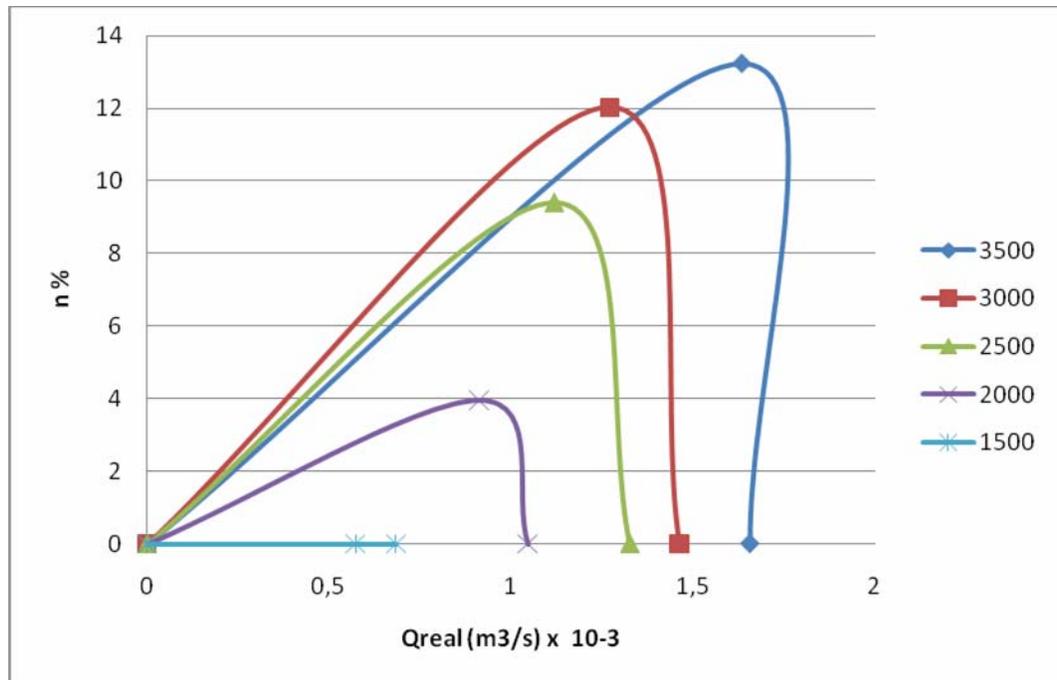
Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.16. Eficiencia.

RPM	Abertura	Qreal (L/s)	Potencia al Freno (hp)	P. Util (Hp)	n %
3500	0	0	0,92	0	0
3500	1/2	1,636	0,93	0,123	13,226
3500	1	1,658	0,94	0	0
3000	0	0	0,6	0	0
3000	1/2	1,272	0,79	0,095	12,025
3000	1	1,464	0,79	0	0
2500	0	0	0,38	0	0
2500	1/2	1,119	0,67	0,063	9,403
2500	1	1,327	0,68	0	0
2000	0	0	0,23	0	0
2000	1/2	0,913	0,43	0,017	3,953
2000	1	1,047	0,46	0	0
1500	0	0	0,13	0	0
1500	1/2	0,573	0,21	0	0
1500	1	0,685	0,22	0	0

Fuente: Elaboración propia.

Grafico 6.4. Eficiencia vs caudal.



Fuente: Elaboración propia.

CAPITULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1.- Conclusiones

Al observar los valores obtenidos en los ensayos, se puede apreciar que estos son bastante semejantes, los valores que sufren mayor variación son los valores de caudal, sin embargo los de potencia y presión no presentan mucha alteración de un ensayo a otro.

Según la ley de afinidad de las bombas centrifugas, dos bombas geoméricamente semejantes deben poseer características de caudal y presión proporcionales. Si se observa la grafica 6.1, se aprecia que las curvas comprendidas entre 3500 y 2000 rpm son geoméricamente semejantes, es decir, tienden a formar una parábola cóncava hacia abajo, cumpliendo así con las leyes de afinidad. Sin embargo, esto deja de cumplirse en las curvas 1800, 1700,1600 y 1500 rpm de la grafica 6.2 debido a que la bomba trabaja a una eficiencia muy baja.

Al igual que la grafica 6.1, la grafica 6.3 que se refiere a la Potencia vs. Caudal proporciona valores esperados y similares entre las curvas.

De la misma manera los valores de eficiencia obtenidos mediante el cálculo proporcionan curvas características similares entre sí.

Los valores de caudal medido, se tomaron tres veces y luego fueron promediados, para evitar los errores en la medición del tiempo y el volumen del fluido.

Las concavidades de las curvas de los ensayos para las velocidades comprendidas entre 1900 y 3500 rpm, fueron las esperadas.

Si se analiza lo anteriormente expuesto, se puede afirmar que los valores de eficiencia, caudal y presión proporcionados por los dispositivos de medición del equipo son correctos, mas no los esperados si estos son comparados con los de las curvas del fabricante, ya que para una bomba de tales características (2HP), es necesario un motor de mayor potencia, para así evitar las pérdidas de potencia producidas por las condiciones mecánicas del equipo.

7.2.- Recomendaciones

Se sugiere no operar el equipo, con el variador de frecuencia indicando menos de 1900 rpm, debido a lo anteriormente expuesto en las conclusiones.

Tener cuidado en el manejo del variador de frecuencia, debido a que existe un botón que puede hacer girar el motor en sentido contrario, por lo tanto no va a proporcionar ningún caudal.

Se recomienda tratar con cuidado al variador de frecuencia, ya que este es electrónico y delicado.

Es recomendable hacerle mantenimiento al equipo colocándole aceite tanto al eje de la bomba como al del motor periódicamente, para evitar que se tranquen por falta de uso.

Es conveniente vaciar el tanque después de cada práctica, para evitar estancamiento del agua y malos olores.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] AGUIRRE, J. (1974). “Hidráulica de canales”. Editorial Cidiat. Venezuela.
- [2] AROCHA, S. “Cloacas y Drenajes”. (1ª ed.). Ediciones Vega. Venezuela.
- [3] ACEVEDO, J.M. y ACOSTA, G. (1994). “Manual de hidráulica”. (1ª ed.). Editorial Harla. México.
- [4] GILES, R. (1993). “Mecánica de los fluidos e hidráulica”. (2ª ed.). Editorial McGraw-Hill. México.
- [5] GONZALEZ, L. (1997). “Curso de hidráulica de canales abiertos”. Venezuela.
- [6] MACNAUGHTON, K. (1995). “Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento”. (1ª ed.). Editorial McGraw-Hill. México.
- [7] MATAIX, C. (1995). “Mecánica de los Fluidos y Maquinas Hidráulicas”, (2ª ed.). Edición Harla. México.
- [8] CLAVIER, A. Y GONZÁLEZ, H. (1999). “Diseño, construcción y calibración de un equipo hidráulico, para el estudio de una bomba centrífuga y descarga por vertedero”. Trabajo de grado. Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui.

[9] Tejada, H. y Mata, J. (2001). "Diseño y construcción de un equipo hidráulico para el estudio de descarga por orificio en el laboratorio de hidráulica de Ingeniería Civil". Trabajo de grado. Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TÍTULO	“CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO HIDRÁULICO PARA EL ESTUDIO DE BOMBA CENTRIFUGA Y DESCARGA POR VERTEDERO TRIANGULAR PARA EL LABORATORÍO DE HIDRÁULICA DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL UNIVERSIDAD DE ORIENTE NÚCLEO DE ANZOÁTEGUP”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Br. Jesús Alejandro Velásquez Guevara	CVLAC: C.I. 16.719.532 E MAIL:
Br. Muñoz Moza Eduardo José	CVLAC: C.I. 16.927.636 E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Construccion

Equipo

Hidraulico

Bomba

Laboratorio

Ingenieria

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS	INGENIERIA CIVIL

RESUMEN (ABSTRACT):

El presente proyecto tiene objetivo principal el diseño y construcción de un equipo hidráulico para el estudio de una bomba centrífuga y descarga por vertedero.

La fase del diseño incluye la determinación de los equipos a utilizar, resaltando sus dimensiones y capacidad, tomándose estos últimos como parámetros de diseño. En el diseño se tomaran consideraciones de las características hidráulicas del sistema, de los equipos y de las tuberías.

Además se especifican las características y condiciones de los materiales a utilizar en la fase de construcción.

La fase de construcción comprende, las técnicas utilizadas en la fabricación de las diferentes partes constitutivas del equipo y los diferentes materiales que se emplean en la construcción del mismo.

La calibración es la última fase del proyecto y está ligada a la realización de la práctica, la cual comprende la construcción de las curvas características de una bomba centrífuga, es decir, las curvas de presión, eficiencia y potencia en relación al caudal.

También se emplea un vertedero como medidor del caudal, del cual se realiza un estudio.

Los datos para esta calibración son obtenidos de los diferentes dispositivos de control del aparato.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Prof. Belkys Sebastiani.	ROL	CA	AS	TU X	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Prof. Hilda Morales.	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Prof. Francelia Araujo.	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2011	02	23
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO HIDRÁULICO.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F
G H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v
w x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

INGENIERO CIVIL

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

PREGRADO

ÁREA DE ESTUDIO:

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL

INSTITUCIÓN:

UNIVERSIDAD DE ORIENTE NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**DERECHOS**

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado “Los trabajos de grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al consejo universitario, para su autorización”

JESÚS A. VELÁSQUEZ GUEVARA**AUTOR****EDUARDO J. MUÑOZ MOZA****AUTOR****BELKYSSEBASTIANI****TUTOR****HILDA MORALES.****JURADO****FRANCELIA ARAUJO.****JURADO****POR LA COMISION DE TRABAJO DE GRADO**