



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**ÁREA DE ENERGÍA, INDUSTRIAS Y RECURSOS NATURALES
NO RENOVABLES**

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

PROYECTO DE TESIS

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE
UN SISTEMA DE BOMBEO ACCIONADO POR UNA
RUEDA HIDRÁULICA PARA EL LABORATORIO DE
ENERGÍAS ALTERNATIVAS DEL A.E.I.R.N.N.R”**

AUTORES:

**LUIS ENRÍQUEZ
CLAUDIO QUEVEDO
MARCO SARITAMA**

DIRECTOR:

ING. MILTON LEÓN TAPIA.

LOJA - ECUADOR

2006 – 2007

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE
UN SISTEMA EFICIENTE DE BOMBEO
ACCIONADO POR UNA RUEDA HIDRÁULICA
PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍAS
ALTERNATIVAS DEL A.E.I.R.N.N.R”

CERTIFICACIÓN

Ing. Milton León Tapia.

CERTIFICA

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación, bajo el tema "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA EFICIENTE DE BOMBEO ACCIONADO POR UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍAS ALTERNATIVAS DE A.E.I.R.N.N.R", previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: Luis Enríquez, Claudio Quevedo y Marco Saritama, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

DECLARACIÓN DEL AUTOR.

Luis Enríquez, Claudio Quevedo y Marco Saritama, autores únicos de este trabajo, certifican la propiedad intelectual a favor de la Universidad Nacional de Loja, la cual podrá hacer uso del mismo con fines convenientes.

.....

Alejandro Enríquez

.....

Claudio Quevedo

.....

Marco Saritama

DEDICATORIA.

Le dedico el presente trabajo:

A mi Madre Mariana Ríos...

A mi Hermana Adriana del Cisne...

A mis familiares...

A mis amigos...

Alejandro Enríquez

El presente trabajo de investigación se lo dedico con mucho respeto:

A mis Padres Jaime y Zoila...

A mis hermanos Jaime, Pablo y Darío...

A mis familiares...

A mis amigos

Marco Saritama

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a nuestros Padres por su apoyo incondicional.

Agradecemos sinceramente la colaboración de:

Ing. Milton León.

Ing. Ramiro Córdova.

Ing. Mayra Bustamante.

Ing. Julio Romero.

Gobierno Local de Paltas.

Alejandro Enríquez

Claudio Quevedo

Marco Saritama

PENSAMIENTO

“En cualquier lugar que nos sorprenda la muerte,
bienvenida sea, siempre que ese, nuestro grito de guerra,
haya llegado hasta un oído receptivo y
otra mano se tienda para empuñar nuestras armas”

ERNESTO “CHE” GUEVARA.

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA EFICIENTE DE BOMBEO ACCIONADO POR UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍAS ALTERNATIVAS DEL Á.E.I.R.N.N.R”

Autores: Luis Alejandro Enríquez Ríos.¹

Claudio Quevedo Castillo.²

Marco Antonio Saritama Guajala.³

Director: Milton León Tapia.⁴

RESUMEN

En el presente trabajo se recoge una amplia información sobre el principio de funcionamiento de las bombas de desplazamiento positivo, así como los parámetros de diseño de un sistema de bombeo accionado por una rueda hidráulica, aprovechando el flujo de agua que discurre por un canal. Así mismo, se determinó el sistema rueda hidráulica-bomba, definiendo el tipo de rueda, el tipo de bomba que se acopla de manera óptima a ésta, y el tipo de transmisión idóneo para el sistema.

Además propone el uso de ruedas hidráulicas, como solución al problema de la elevación del agua en medios geográficos con relieve plano; y plantea que este sistema de bombeo constituye una fuente energética alternativa y competitiva, en términos técnicos y económicos, frente a los sistemas de bombeo de agua convencionales aplicados a estas condiciones.

Esta propuesta concibe la construcción del sistema rueda hidráulica-bomba con materiales y procesos locales, de funcionamiento sencillo y mantenimiento simple, de tecnología accesible y económica, y que principalmente resulte compatible con el medio rural preservando el equilibrio ecológico del lugar.

¹ Ingeniero Electromecánico 2007.

² Ingeniero Electromecánico 2007.

³ Ingeniero Electromecánico 2007.

⁴ Ingeniero Mecánico, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Director del Área de la Energía las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables.

ÍNDICE

CAPÍTULO I: ENERGÍA HIDRÁULICA

| | |
|---|---|
| 1.1 INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| 1.2 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS..... | 2 |
| 1.2.1 Densidad..... | 2 |
| 1.2.2 Peso específico..... | 2 |
| 1.2.3 Volumen específico..... | 2 |
| 1.2.4 Densidad relativa..... | 2 |
| 1.2.5 Viscosidad..... | 3 |
| 1.2.6 Viscosidad absoluta o dinámica..... | 3 |
| 1.2.7 Viscosidad cinemática..... | 3 |
| 1.2.8 Presión de un fluido..... | 4 |
| 1.3 ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA..... | 4 |
| 1.3.1 Ecuación de la continuidad..... | 4 |
| 1.3.2 Ecuación de la energía..... | 4 |
| 1.3.3 Alturas piezométricas, totales y geométricas..... | 6 |
| 1.3.4 Número de Reynolds..... | 7 |
| 1.4 RESISTENCIA DE LOS FLUIDOS..... | 8 |
| 1.4.1 Régimen Laminar..... | 8 |
| 1.4.2 Régimen Turbulento..... | 8 |

| | |
|--|----|
| 1.6 RUEDAS HIDRÁULICAS..... | 20 |
| 1.6.1 Generalidades..... | 20 |
| 1.6.2 Clasificación de Ruedas Hidráulicas..... | 21 |
| 1.6.2.1 Rueda hidráulica con canal de alimentación superior..... | 21 |
| 1.6.2.2 Rueda hidráulica con canal de alimentación en la altura del eje..... | 21 |
| 1.6.2.3 Rueda hidráulica con canal de alimentación inferior..... | 22 |
| 1.6.2.4 Rueda hidráulica reversible..... | 22 |
| 1.6.2.5 Rueda de choque..... | 23 |
| 1.7 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS..... | 23 |
| 1.7.1 Bomba con motor eléctrico..... | 23 |
| 1.7.2 Bomba con motor a gasolina o diesel..... | 24 |
| 1.7.3 Sistema turbina – bomba..... | 26 |
| 1.7.4 Sistema rueda hidráulica – bomba..... | 27 |
| 1.8 TEMA DE INVESTIGACION..... | 31 |
| 1.8.1 Situación problemática..... | 32 |
| 1.8.2 Problema de investigación..... | 32 |
| 1.8.3 Problemas específicos..... | 33 |
| 1.8.4 Objetivo general..... | 33 |
| 1.8.5 Objetivos específicos..... | 33 |
| 1.8.6 Hipótesis general..... | 34 |
| 1.8.7 Hipótesis específicas..... | 34 |

CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE CÁLCULO

| | |
|---|----|
| 2.1 BOMBA DE PISTÓN..... | 36 |
| 2.1.1 Diámetro del Pistón..... | 37 |
| 2.1.2 Área del Cilindro..... | 37 |
| 2.1.3 Carrera del Pistón..... | 38 |
| 2.1.4 Radio del Muñón..... | 38 |
| 2.1.5 Longitud de la Biela..... | 38 |
| 2.1.6 Volumen Desplazado..... | 38 |
| 2.1.7 Número de Golpes del Pistón..... | 39 |
| 2.1.8 Velocidad del Pistón..... | 39 |
| 2.1.9 Altura de Bombeo..... | 39 |
| 2.1.10 Cámara de Bombeo..... | 40 |
| 2.1.11 Fuerza en el Pistón..... | 41 |
| 2.1.12 Fuerza de la Biela..... | 41 |
| 2.1.13 Vástago del Pistón..... | 42 |
| 2.1.14 Diámetro del Vástago..... | 43 |
| 2.1.15 Torque..... | 43 |
| 2.1.16 Potencia de la Bomba..... | 44 |
| 2.2 CÁLCULO DE VÁLVULAS..... | 44 |
| 2.2.1 Diámetro de la Válvula..... | 45 |
| 2.2.2 Carrera de la Válvula..... | 45 |
| 2.2.3 Diámetro del Vástago de la Válvula..... | 45 |
| 2.2.4 Longitud del Vástago de la Válvula..... | 45 |
| 2.2.5 Diámetro Exterior de la Guía del Vástago..... | 46 |
| 2.2.6 Asiento de la Válvula..... | 46 |
| 2.2.7 Disposición de Agujeros dentro del Asiento de la Válvula..... | 46 |
| 2.2.8 Cálculo del Asiento de la Válvula..... | 46 |

| | |
|--|----|
| 2.3 CÁLCULO DE BRIDAS..... | 48 |
| 2.4 UNIONES SOLDADAS..... | 52 |
| 2.5 RUEDA HIDRÁULICA..... | 53 |
| 2.5.1 Cálculo del Radio Medio..... | 54 |
| 2.5.2 Radio Externo..... | 55 |
| 2.5.3 Altura de la Lámina de Agua..... | 55 |
| 2.5.4 Altura de salto..... | 56 |
| 2.5.5 Caudal de Accionamiento..... | 56 |
| 2.5.6 Numero de Cangilones..... | 56 |
| 2.5.7 Diseño del Cangilón..... | 57 |
| 2.5.7.1 Cálculo del Cangilón..... | 58 |
| 2.5.7.2 Cálculo del Cuerpo del Cangilón..... | 58 |
| 2.5.7.3 Selección de Plancha..... | 61 |
| 2.5.8 Cálculo del Peso de la Rueda Hidráulica..... | 62 |
| 2.5.9 Cálculo del Eje..... | 64 |
| 2.5.10 Selección de Rodamientos..... | 66 |
| 2.5.11 Acoplamiento de Manguito..... | 67 |

CAPÍTULO III: DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

| | |
|---------------------------------|----|
| 3.1 BOMBA DE PISTÓN..... | 68 |
| 3.1.1 Diámetro del Pistón..... | 68 |
| 3.1.2 Área del Cilindro..... | 68 |
| 3.1.3 Carrera del Pistón..... | 68 |
| 3.1.4 Radio del Muñón..... | 69 |
| 3.1.5 Longitud de la Biela..... | 69 |
| 3.1.6 Volumen Desplazado | 69 |

| | | |
|--------|---|----|
| 3.1.7 | Número de Golpes del Pistón..... | 69 |
| 3.1.8 | Velocidad del Pistón..... | 70 |
| 3.1.9 | Altura de Bombeo..... | 70 |
| 3.1.10 | Cámara de Bombeo..... | 71 |
| 3.1.11 | Fuerza en el Pistón..... | 73 |
| 3.1.12 | Fuerza de la Biela..... | 74 |
| 3.1.13 | Vástago del Pistón..... | 74 |
| 3.1.14 | Diámetro del Vástago..... | 76 |
| 3.1.15 | Torque..... | 76 |
| 3.1.16 | Potencia de la Bomba..... | 77 |
| 3.2 | CÁLCULO DE VÁLVULAS..... | 77 |
| 3.2.1 | Diámetro de la Válvula..... | 78 |
| 3.2.2 | Carrera de la Válvula..... | 78 |
| 3.2.3 | Diámetro del Vástago de la Válvula..... | 78 |
| 3.2.4 | Longitud del Vástago de la Válvula..... | 78 |
| 3.2.5 | Diámetro Exterior de la Guía del Vástago..... | 79 |
| 3.2.6 | Asiento de la Válvula..... | 79 |
| 3.2.7 | Disposición de Agujeros dentro del Asiento de la Válvula..... | 80 |
| 3.2.8 | Cálculo del Asiento de la Válvula..... | 80 |
| 3.3 | CÁLCULO DE BRIDAS..... | 83 |
| 3.4 | UNIONES SOLDADAS..... | 92 |
| 3.5 | RUEDA HIDRÁULICA..... | 93 |
| 3.5.1 | Radio Medio..... | 93 |
| 3.5.2 | Radio externo..... | 94 |
| 3.5.3 | Altura de la Lámina de Agua..... | 94 |
| 3.5.4 | Altura de Salto..... | 94 |
| 3.5.5 | Caudal de Accionamiento..... | 95 |

| | |
|--|-----|
| 3.5.6 Número de Cangilones..... | 96 |
| 3.5.7 Diseño del Cangilón..... | 96 |
| 3.5.7.1 Cálculo del Cangilón..... | 97 |
| 3.5.7.2 Cálculo del Cuerpo del Cangilón..... | 97 |
| 3.5.7.3 Selección de Plancha..... | 100 |
| 3.5.8 Cálculo del Peso de la Rueda Hidráulica..... | 101 |
| 3.5.9 Cálculo del Eje..... | 108 |
| 3.5.10 Selección de Rodamientos..... | 112 |

CAPÍTULO IV : DISCUSIONES

| | |
|----------------------|-----|
| CONCLUSIONES..... | 116 |
| RECOMENDACIONES..... | 118 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 119 |
| SIMBOLOGÍA..... | 120 |
| ANEXOS | |

INTRODUCCIÓN

El agua, es la principal fuente de vida en nuestro planeta y es, a la vez, una de las necesidades básicas de la humanidad; su abastecimiento hoy en día, constituye uno de los problemas que afrontan las sociedades.

Hoy en día, estas necesidades no son suficientemente atendidas por tecnologías y fuentes de energía convencionales basadas en el uso de energía eléctrica y combustible, pues: resultan incompatibles con los recursos del medio rural, son costosas, su aprovisionamiento es difícil en regiones alejadas de las ciudades y de las vías de comunicación. Por ello resulta relevante investigar sobre las posibilidades de generación de potencia no-convencional, más económica, con tecnología apropiada para este medio y aplicable en países en vías de desarrollo como el Ecuador, donde se requiere en términos de exigencia, promover y desarrollar programas de uso de fuentes alternativas de energía, basados en recursos renovables: solar, eólica, geotérmica, biomasa y no menos importante la energía hidráulica.

El presente trabajo propone el uso de ruedas hidráulicas, como solución al problema de la elevación del agua en medios geográficos con relieve plano; y plantea que este sistema de bombeo constituye una fuente energética alternativa y competitiva, en términos técnicos y económicos, frente a los sistemas de bombeo de agua convencionales aplicados a estas condiciones.

Esta propuesta concibe la construcción del sistema rueda hidráulica-bomba con materiales y procesos locales, de funcionamiento sencillo y mantenimiento simple, de tecnología accesible y económica, y que principalmente resulte compatible con el medio rural preservando el equilibrio ecológico del lugar.

El objetivo del presente trabajo será el diseño y construcción de un sistema de bombeo accionado por una rueda hidráulica para el laboratorio de energías alternativas del A.E.I.R.N.N.R.



CAPÍTULO I: ENERGÍA HIDRÁULICA

1.1 INTRODUCCIÓN

Es la energía que se obtiene de la caída del agua desde cierta altura a un nivel inferior lo que provoca el movimiento de ruedas hidráulicas o turbinas.

Mecánica de fluidos: parte de la Física que se ocupa de la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos. La mecánica de fluidos es fundamental en campos tan diversos como la aeronáutica, la ingeniería química, civil e industrial, la meteorología, las construcciones navales y la oceanografía.

La mecánica de fluidos puede subdividirse en dos campos principales: la estática de fluidos o hidrostática, que se ocupa de fluidos en reposo, y la dinámica de fluidos, que trata de fluidos en movimiento.

El término de hidrodinámica se aplica al flujo de líquidos o al flujo de los gases a baja velocidad, en el que puede considerarse que el gas es esencialmente incompresible. La aerodinámica o dinámica de gases, se ocupa del comportamiento de los gases cuando los cambios de velocidad y presión son suficientemente grandes para que sea necesario incluir los efectos de compresibilidad.

Entre las aplicaciones de la mecánica de fluidos están la propulsión a chorro, las turbinas, los compresores y las bombas. La hidráulica estudia la utilización en ingeniería de la presión del agua o del aceite.

Hidráulica: aplicación de la mecánica de fluidos en ingeniería, para construir dispositivos que funcionan con líquidos, por lo general agua o aceite. La hidráulica resuelve problemas como el flujo de fluidos por conductos o canales abiertos y el diseño de presas de embalse, bombas y turbinas. En otros



dispositivos como boquillas, válvulas, surtidores y medidores se encarga del control y utilización de líquidos.

1.2 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

1.2.1 Densidad

La densidad de un fluido es su masa por unidad de volumen, mientras que el volumen específico es su peso por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{V} = \left[Kg / m^3 \right]$$

1.2.2 Peso específico

El peso específico, representa la fuerza ejercida por la gravedad sobre la unidad de volumen del fluido y se mide por lo tanto, en unidad de fuerza por unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{G}{V}; \frac{N}{m^3} \text{ o } \frac{kgf}{m^3}$$

1.2.3 Volumen específico

Volumen específico, v , es el volumen ocupado por la unidad de peso del fluido. Se aplica especialmente este concepto en el caso de los gases y su unidad es el m^3Kg^{-1} .

1.2.4 Densidad relativa

Densidad relativa, S , de un líquido es la razón de su densidad a la del agua pura a la temperatura normal. Los físicos usan la de $4\text{ }^{\circ}C$ como temperatura normal, pero los ingenieros prefieren por lo general, $15.5\text{ }^{\circ}C$.



$$\delta = \frac{\gamma_{\text{liquido}}}{\gamma_{\text{agua}}} = \frac{\rho_{\text{liquido}}}{\rho_{\text{agua}}}$$

1.2.5 Viscosidad

La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una medida de resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas.

1.2.6 Viscosidad absoluta o dinámica

La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo (Pas) o también newton segundo por metro cuadrado (N.s/m²), o sea kilogramo por metro segundo (kg/ms). Esta unidad se conoce también con el nombre de poiseuille (Pl) en Francia, pero debe tenerse en cuenta que no es la misma que el poise (P) descrita a continuación:

El poise es la unidad correspondiente en el sistema CGS de unidades y tiene dimensiones de dina segundo por centímetro cuadrado o de gramos por centímetro cuadrado. El submúltiplo el centipoise (cP), 10⁻² poises, es la unidad más utilizada para expresar la viscosidad dinámica dado que la mayoría de los fluidos poseen baja viscosidad.

1.2.7 Viscosidad cinemática

Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m²/s). La unidad CGS correspondiente es el stoke (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), 10⁻² stokes, que es el submúltiplo más utilizado.

1.2.8 Presión de un fluido

Por presión se entiende la fuerza ejercida por unidad de área. Se puede expresar en Newton por metro cuadrado o en kilogramos fuerza por centímetro cuadrado.

1.3 ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA

1.3.1 Ecuación de la continuidad

Si en una conducción determinada de una red de abastecimiento se consideran dos secciones rectas de las misma A_1 y A_2 situadas en puntos perfectamente diferenciados de la conducción que está siendo recorrida por agua con velocidades diferentes v_1 y v_2 , se puede establecer la siguiente igualdad:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Cte = Q$$

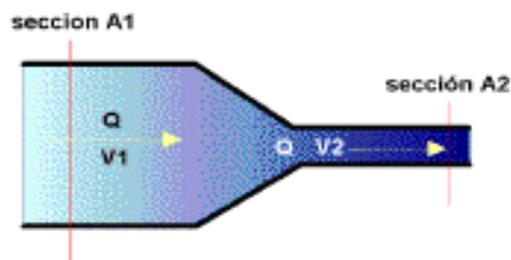


Figura 1.1

A_1 y A_2 = Secciones rectas de las conducciones.

v_1 y v_2 = Velocidades del fluido en cada una de las secciones.

γ_1 y γ_2 = Pesos específicos del fluido en cada una de las secciones

1.3.2 Ecuación de la energía

La ecuación de la energía es válida para una línea de corriente de flujo permanente y uniforme y sin rozamiento.

En estas circunstancias, la suma de las energías de presión, cinética y potencial, se mantiene constante a lo largo de la mencionada línea.

La ecuación de la energía recibe también el nombre de ecuación de Bernoulli.

La expresión analítica de dicha ecuación es la siguiente:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

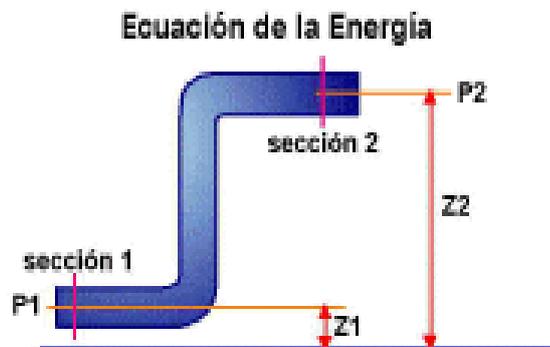


Figura 1.2

Donde:

P_1 = Presión en el punto 1

z_1 = Cota del punto 1

v_1 = Velocidad del fluido en el punto 1

γ = Peso específico del fluido

g = Aceleración de la gravedad

P_2 = Presión del fluido en el punto 2

z_2 = Cota del punto 2

1.3.3 Alturas piezométricas, totales y geométricas

Altura geométrica, es la altura que tiene el eje de la tubería con respecto a un nivel de referencia determinado como puede ser el nivel del mar. La altura geométrica se representa mediante la cota z . Esta altura cuantifica la energía potencial.

El lugar geométrico de las alturas geométricas es la línea de alturas geométricas.

Altura piezométrica, es la suma de la altura geométrica y de la altura de presión.

El lugar geométrico de las alturas piezométricas se determina uniendo en una línea la altura que en un fluido circulante alcanzan los distintos tubos piezométricos emplazados a lo largo de la tubería que se considera.

La expresión analítica de la altura piezométrica es la siguiente:

$$H = \frac{P}{\gamma} + z$$

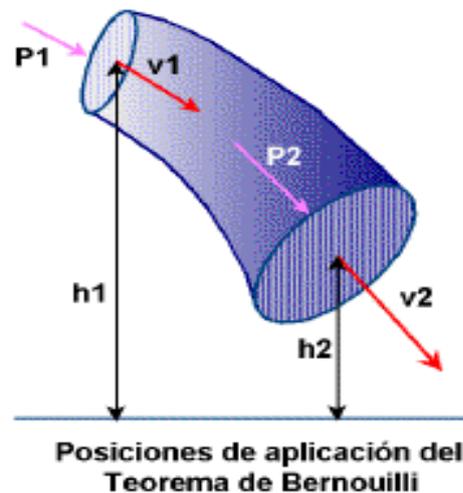


Figura 1.3

Alturas totales, estas alturas se obtienen sumando a las alturas piezométricas, las alturas de la velocidad de circulación ($v^2/2g$).



1.3.4 Número de Reynolds

Las pérdidas de carga que se producen en las conducciones de agua, están relacionadas con el caudal, el tamaño de la sección, la rugosidad de las paredes internas de las tuberías, etc.

Recibe el nombre de Ecuaciones de pérdidas, a la relación que asocia a las pérdidas de carga, con los elementos que se acaban de reseñar.

Existe un parámetro relacionado con las Ecuaciones de pérdidas, determinado por las características del flujo del agua que se hace preciso mencionar, este parámetro es el número de Reynolds.

El número de Reynolds es un parámetro adimensional a través del cual se determina la relación que existe entre las fuerzas de inercia y la viscosidad del fluido (fuerzas viscosas).

La expresión matemática del número de Reynolds es la siguiente:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

ρ = Densidad del fluido

μ = Viscosidad absoluta del fluido

v = Velocidad del fluido

1.4 RESISTENCIA DE LOS FLUIDOS

1.4.1 Régimen Laminar

El tránsito del régimen laminar al turbulento o del régimen turbulento al laminar, se hace a través del régimen crítico, que es un estado intermedio del movimiento de las partículas dentro de una tubería, asociado a un valor también intermedio del número de Reynolds (valores de Re comprendidos entre el 2.000 y el 4.000). (Los estudios sobre el régimen del movimiento de los fluidos fueron realizados por Osborne Reynolds en 1883).

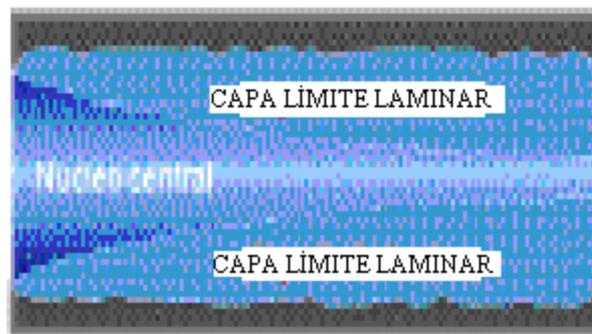


Figura 1.4 Régimen Laminar

1.4.2 Régimen Turbulento

El fluido tiene un régimen turbulento, cuando el número de Reynolds es alto, ya que la tendencia al movimiento caótico se incrementa ostensiblemente, las fuerzas de la viscosidad pierden la capacidad para orientar el movimiento de las partículas y estas describen trayectorias erráticas que en términos generales mantienen rumbos predecibles ya que las partículas no dejan de encontrarse encerradas dentro de una tubería, donde el fluido se desplaza en un determinado sentido.

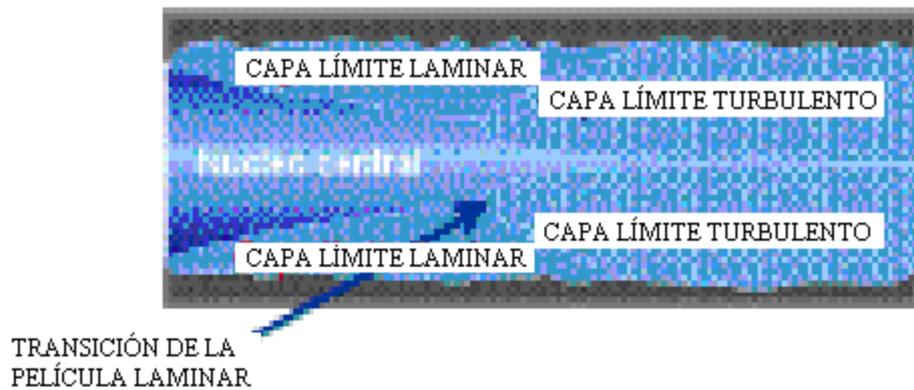


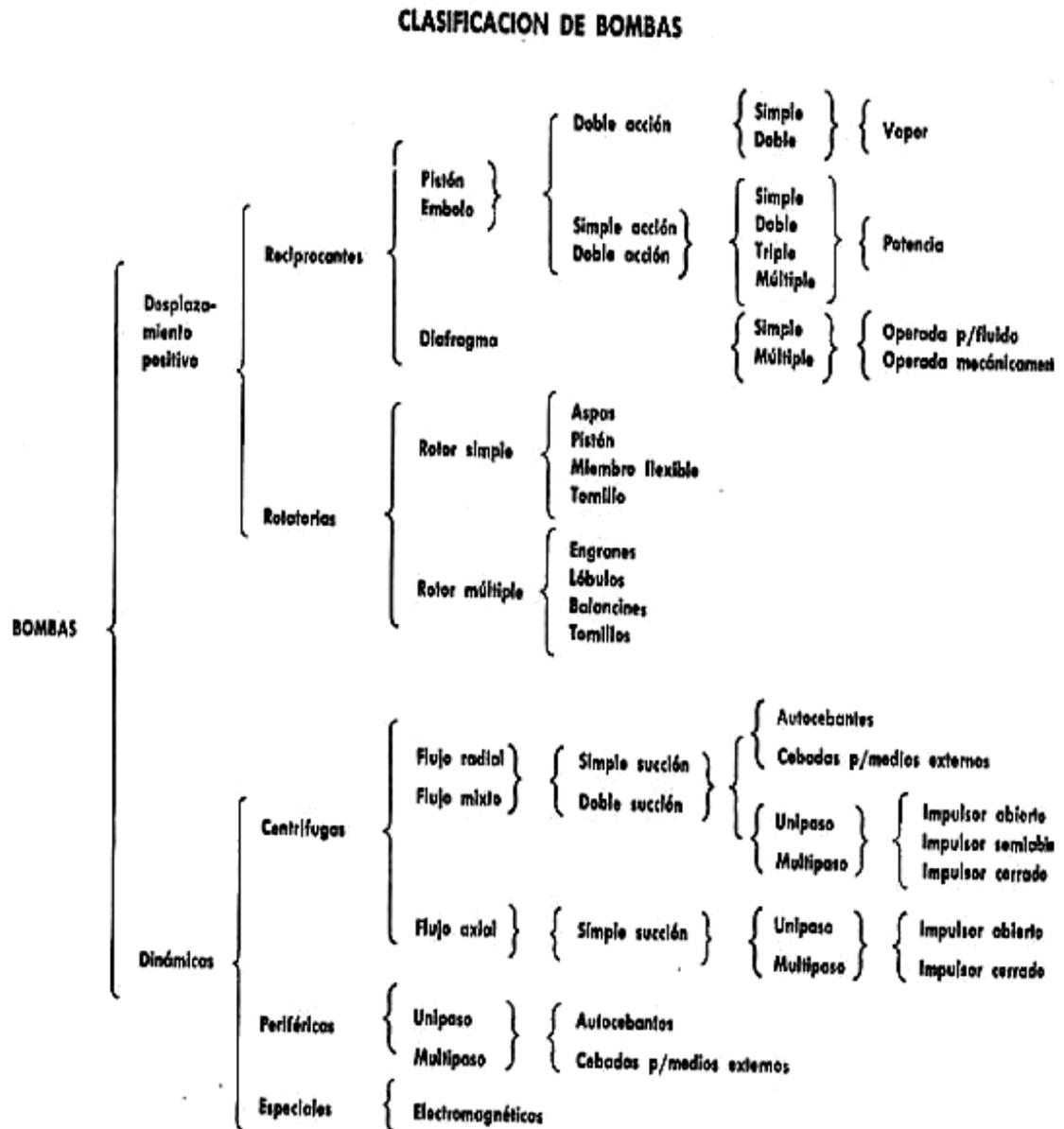
Figura 1.5 Régimen Turbulento

1.5 BOMBAS VOLUMÉTRICAS

1.5.1 Definición

Dispositivo empleado para elevar, transferir o comprimir líquidos y gases. En la mayoría de ellas se toman medidas para evitar la cavitación (formación de un vacío), que reduciría el flujo y dañaría la estructura de la bomba. Las bombas empleadas para gases y vapores suelen llamarse compresores. El estudio del movimiento de los fluidos se denomina dinámica de fluidos.

1.5.2 Clasificación





1.5.3 Descripción

1.5.3.1 Bomba de potencia

Una bomba de potencia es una máquina alternativa de velocidad constante, par motor constante y capacidad casi constante, cuyos émbolos o pistones se mueven por medio de un cigüeñal, a través de una fuente motriz externa.

La capacidad de la bomba varía con el número de émbolos o pistones. En general, mientras mayor sea el número, menor es la variación en capacidad, a un número dado de rpm.

La bomba se diseña para una velocidad, presión, capacidad y potencia específicas. La bomba puede aplicarse a condiciones de potencia menores que las del punto específico de diseño, pero con sacrificio de la condición más económica de operación.

1.5.3.2 Bomba de vapor

Una bomba alternativa de desplazamiento positivo es aquella en la que el émbolo o pistón desplaza un volumen dado de fluido en cada carrera. El principio básico de una bomba alternativa es que un sólido desplazará un volumen igual de líquido.

Por ejemplo, un cubo de hielo dejado caer dentro de un vaso completamente lleno de agua, derramará un volumen de agua fuera del vaso, igual al volumen sumergido del cubo de hielo.

1.5.3.3 Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas prevén su nombre al hecho de que elevan el líquido por la acción de la fuerza centrífuga, que la imprime un rotor colocado en su interior, el cual es accionado por un motor eléctrico.



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

- ❖ Son aparatos giratorios.
- ❖ No tienen órganos articulados y los mecanismos de acoplamiento son muy sencillos.
- ❖ La impulsión eléctrica del motor que la mueve es bastante sencilla.
- ❖ Para una operación definida, el gasto es constante y no se requiere dispositivo regulador.
- ❖ Se adaptan con facilidad a muchas circunstancias.

Aparte de las ventajas ya enumeradas, se unen las siguientes ventajas económicas:

- ❖ El precio de una bomba centrífuga es aproximadamente $\frac{1}{4}$ del precio de la bomba de émbolo equivalente.
- ❖ El espacio requerido es aproximadamente $\frac{1}{8}$ del de la bomba de émbolo equivalente.
- ❖ El peso es muy pequeño y por lo tanto las cimentaciones también lo son.
- ❖ El mantenimiento de una bomba centrífuga sólo se reduce a renovar el aceite de las chumaceras, los empaques de la presa-estopa y el número de elementos a cambiar es muy pequeño.



1.5.3.4 Bombas de desplazamiento no positivo

Estas bombas son empleadas generalmente para el trasiego de fluidos, la energía cedida al fluido es cinética y funciona generalmente mediante fuerza centrífuga.

Una bomba de desplazamiento no positivo, también llamada hidrodinámica no dispone de sistemas de estanqueidad entre los orificios de entrada y salida; por ello produce un caudal que variara en función de la contrapresión que encuentre el fluido a su salida (Bomba centrífuga).

1.5.3.5 Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas hidrostáticas de desplazamiento positivo son los elementos destinados a transformar la energía mecánica en hidráulica.

Estas bombas son aquellas que suministran la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independiente de la presión que encuentre el líquido a su salida.

1.5.3.6 Bombas de caudal variable

Aunque todas las bombas pueden variar su caudal de salida, simplemente cambiando la velocidad de trabajo, se entiende por bombas de caudal variable aquellas que, manteniendo constante el régimen de funcionamiento, pueden cambiar el caudal de salida cambiando la geometría o el volumen de las cámaras de bombeo internas; por ello se llaman bombas de cilindrada variable.

La variación de la cilindrada en estas bombas se consigue de diversas formas, entre ellas las más frecuentes son de control manual por palanca, control manual por volante, servo control, compensador de presión, pilotaje externo, control electrónico, etc.

Este tipo de bombas se emplean principalmente para transmisiones hidrostáticas.

1.5.3.7 Bombas múltiples

Son muchos los sistemas hidráulicos en los que por uno u otro motivo se precisa de diversas bombas para uno o varios circuitos. Para solucionar este problema de la forma más económica se han desarrollado las bombas múltiples, es decir varias unidades de bombeo, de igual o distinta cilindrada colocadas sobre un mismo cuerpo y accionadas simultáneamente por un mismo eje motriz.

1.5.3.8 Bombas oscilantes

Estas bombas constan de un vástago conectado a un pistón, con sus elementos de estanqueidad, que se desplaza en el interior de un orificio cilíndrico cerrado por el extremo opuesto por donde tiene los orificios de aspiración y salida. Aquí se transforma la fuerza y el movimiento lineal de un vástago en energía hidráulica.

1.5.3.9 Bombas rotativas

Este tipo de movimiento es el que traslada el fluido desde la aspiración hasta la salida de presión. Según el elemento que transmita tal movimiento, se clasifican en bombas de engranajes, paletas, pistones etc.

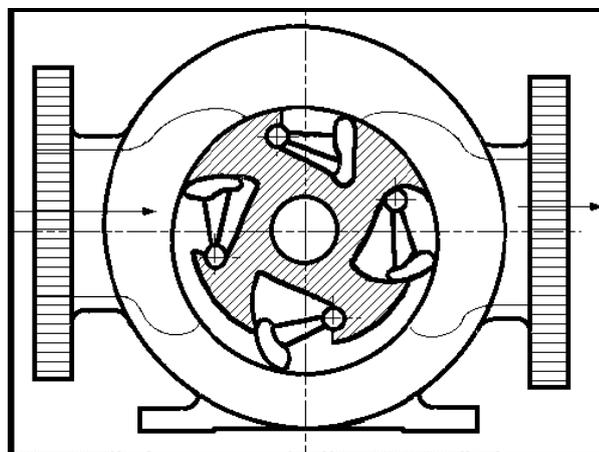


Figura 1.5

1.5.3.9.1 Bombas de engranajes externos

Produce caudal al transportar el fluido entre los dientes de dos engranajes acoplados. Uno de ellos es accionado por el eje de la bomba (motriz), y este hace girar al otro (libre).

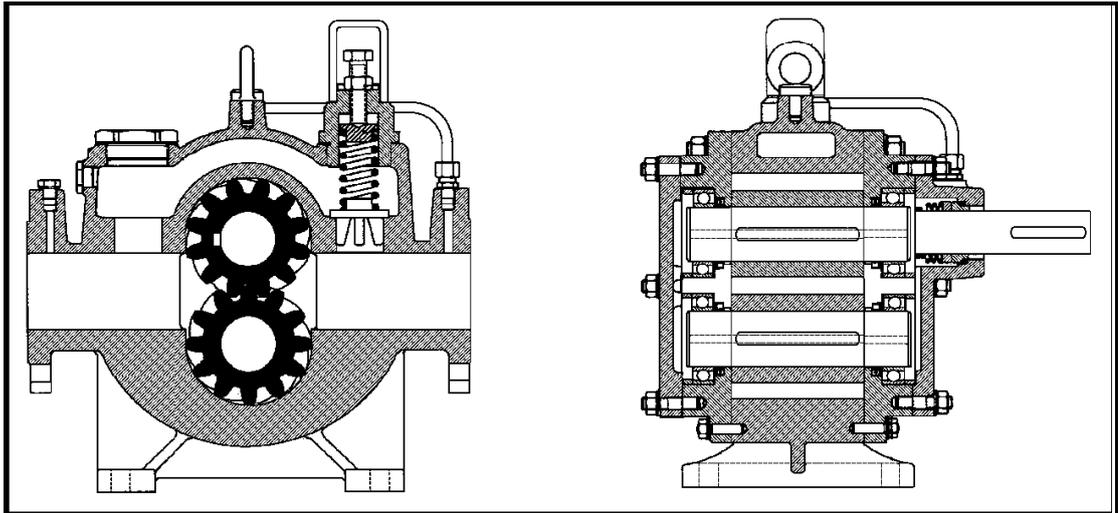


Figura 1.6

1.5.3.9.2 Bombas de lóbulos

Son bombas rotativas de engranajes externos, que difieren de estas en la forma de accionamiento de los engranajes. Aquí ambos engranajes son accionados independientemente por medio de un sistema de engranajes externo a la cámara de bombeo. Ofrecen un mayor desplazamiento, pero su coste es mayor y sus prestaciones de presión y velocidad son inferiores a las de las bombas de engranajes.

1.5.3.9.3 Bombas de husillos

También llamadas de tornillos, son bombas de engranajes de caudal axial. Existen tres tipos de bombas de husillo:

- ❖ De un solo husillo, un rotor en forma de espiral excéntrica en el interior de un estator.
- ❖ De doble husillo, dos rotores paralelos que se entrelazan al girar en una carcasa mecanizada con ciertas tolerancias.
- ❖ De triple husillo, un rotor central (motriz), y dos rotores que se entrelazan con el primero.

1.5.3.9.4 Bombas de engranajes internos

Están compuestas por dos engranajes, externo e interno. Tienen uno o dos dientes menos que el engranaje exterior. Tienen un desgaste menor por la reducida relación de velocidad existente. Son utilizadas en caudales pequeños.

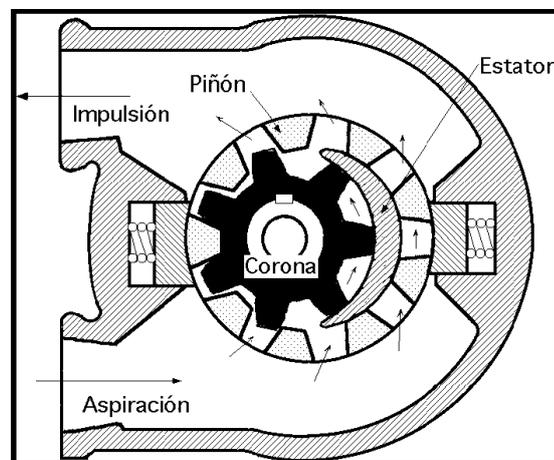


Figura 1.7

1.5.3.9.5 Bombas de paletas no compensadas

Aquí el alojamiento es circular y dispone de un solo orificio de aspiración y otro de presión. Teniendo las cámaras opuestas, generan cargas laterales sobre el eje motriz y pueden ser de caudal fijo o variable, normalmente usadas a presiones inferiores a 175 bar.



1.5.3.9.6 Bombas de paletas compensadas

Sólo existen para caudales fijos, se diferencian en que su anillo es elíptico, lo que permite utilizar dos conjuntos de orificios de aspiración y de impulsión. En estas bombas se anulan los esfuerzos laterales, puesto que las dos cámaras están separadas 180 grados lo que hace que las fuerzas laterales se equilibren.

1.5.3.9.7 Bombas de paletas fijas

No se utilizan en sistemas hidráulicos por su pequeña cilindrada y por ser ruidosas. Tienen el rotor elíptico, anillo circular y paletas fijas internamente.

1.5.3.9.8 Bombas de pistones

Son unidades rotativas, que disponen de conjuntos pistón-cilindro. Parte del mecanismo gira alrededor de un eje motor que crea un movimiento oscilante del pistón, haciendo que este aspire el fluido hacia el interior del cilindro en la carrera de expansión y expulsarlo en la carrera de compresión. Son de dos tipos: axiales y axiales en línea.

1.5.3.9.9 Bombas de pistones axiales

Los pistones en estas bombas oscilan axialmente, es decir paralelos al eje así que el movimiento rotativo del eje motriz se convierte en un movimiento axial oscilante de los pistones. Suelen utilizar varios pistones y válvulas de retención.

1.5.3.9.10 Bombas de pistones axiales en línea

Tienen como diseño más sencillo el de barrilete de cilindros que gira accionado por un eje motriz. Los pistones en los orificios del barrilete se conectan al plato inclinado y a un anillo de retroceso.



1.5.3.9.11 Bombas de pistones axiales en ángulo

Están compuestas por un eje motriz, el barrilete de cilindros y una placa de válvulas, encarada esta última con los orificios de los cilindros del barrilete. El eje motriz está en ángulo con relación al eje del barrilete.

1.5.3.9.12 Bombas de pistones axiales con placa oscilante

La diferencia entre esta bomba y la axial en línea es que los pistones son estáticos y lo que gira es la placa inclinada. Gira la placa y produce el desplazamiento de los pistones, lo que permite que los pistones aspiren y expulsen el fluido.

1.5.3.9.13 Bombas de pistones radiales

En estas bombas los pistones están ubicados radialmente en un bloque de cilindros, y se mueven perpendicularmente con relación al eje. Dos tipos básicos de bombas de pistones radiales son los de caudal fijo y caudal variable.

1.5.3.9.14 Bombas de pistones oscilantes

Al igual que un motor de explosión, los pistones se mueven en un sentido por el esfuerzo transmitido por un cigüeñal, una excentricidad del eje o un plato.

La diferencia entre estas comparaciones es que lo que en el motor de explosión es el eje de salida, en la bomba es el eje primario por el que recibe la energía; y los pistones del motor son los que en la bomba generarían la presión y el caudal.

1.5.3.10 Bombas reciprocantes

El funcionamiento de una bomba reciprocante depende del llenado y vaciado sucesivo de receptáculos de volumen fijo, para lo cual cierta cantidad de agua es



obligada a entrar al cuerpo de la bomba en donde queda encerrada momentáneamente, para después ser forzada a salir por la tubería de descarga.

De lo anterior se deduce, en términos generales, que el gasto de una bomba reciprocante es directamente proporcional a su velocidad de rotación y casi independiente de la presión de bombeo.

1.5.3.11 Bombas rotatorias

Estas bombas, como ya antes se dijo no tienen válvulas ni partes reciprocantes; el movimiento del líquido es efectuado por la acción combinada de dos elementos giratorios semejantes a las ruedas dentadas.

En la bomba Stone-Paramor, el elemento giratorio que es acoplado directamente a la flecha motora, es un piñón de cuatro dientes que engrana con una corona dentada de seis dientes.

1.5.3.12 Bombas lobulares

Estas se asemejan a las bombas del tipo de engranes en su forma de acción, tienen dos o más rotores cortados con tres, cuatro, o más lóbulos en cada rotor.

Los rotores se sincronizan para obtener una rotación positiva por medio de engranes externos, debido a que el líquido se descarga en un número más reducido de cantidades mayores que en el caso de la bomba de engranes, el flujo del tipo lobular no es tan constante como en la bomba del tipo de engranes.

Existen también combinaciones de bombas de engrane y lóbulo.



1.6 RUEDAS HIDRÁULICAS

1.6.1 Generalidades

Una de las formas más básicas para capturar la energía del agua en movimiento, y que son apropiadas en algunos sistemas micro-hidráulicos de hoy en día son las ruedas hidráulicas.

La rueda hidráulica aprovecha la energía cinética del agua que circula por el río, arroyo o canal de poca pendiente. Mediante un mecanismo de biela-manivela, el giro de la rueda se transforma en movimiento lineal alternativo para accionar la bomba que eleva el agua desde el río hasta el nivel de descarga deseado.

Las ruedas hidráulicas son más apropiadas en situaciones de alto caudal y baja cabeza, tales como un río, donde su baja eficiencia puede compensarse por la abundancia del caudal de agua.

Típicamente las ruedas hidráulicas operan a una velocidad rotacional más baja, pero generan mucho más torque que las turbinas, y por eso son más adecuadas para cargas mecánicas.

Se pueden utilizar juegos de engranajes para aumentar la velocidad disponible cuando sea necesario.

La rueda más simple y menos eficiente es la de admisión inferior que recibe la energía del agua por debajo. Es más eficiente la rueda de admisión superior que recibe la energía del agua que le cae sobre sus aletas por encima. Esto requiere de una cabeza mayor y una construcción más elaborada. Un diseño entre las dos es la rueda de frente donde se forma el arroyo o el lecho del río para que tenga un acople estrecho con el barrido de las aspas de la rueda, y aumentando de esta forma su eficiencia.

1.6.2 Clasificación de Ruedas Hidráulicas

1.6.2.1 Rueda hidráulica con canal de alimentación superior

La rueda empujada por agua desde arriba se usa en lugares donde hay alturas suficientes y el caudal es muy poco. El rendimiento es bastante alto (80 a 90 %). La rueda es trabajosa en su fabricación (impermeabilidad).

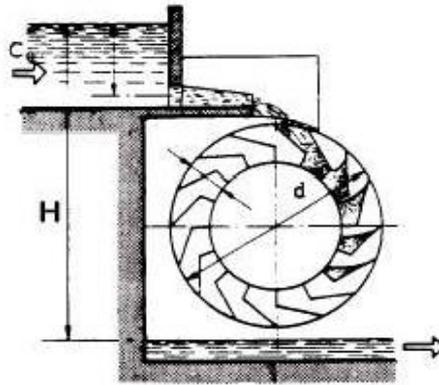


Figura 1.8

1.6.2.2 Ruedas hidráulicas con canal de alimentación en la altura del eje

El agua entra en la rueda en la altura del eje. Su eficiencia es menor que en el caso de las ruedas con canal de alimentación superior. Se necesita un empaque entre la rueda y canal de alimentación ("papera"). Se usa este tipo en casos de muchos cambios en el nivel del agua de entrada y de salida.

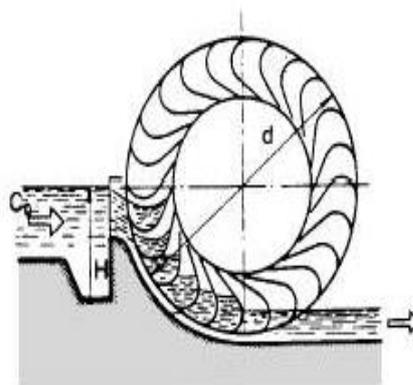


Figura 1.9

1.6.2.3 Rueda hidráulica con canal de alimentación inferior

Estas ruedas hidráulicas aprovechan solo la impulsión de la corriente del agua. Su rendimiento es muy bajo (15 a 20 %) en caso de un canal de alimentación forzado. Aún mas bajo es el rendimiento en caso de “molinos de barco” porque el agua puede desviarse a los lados de la rueda.

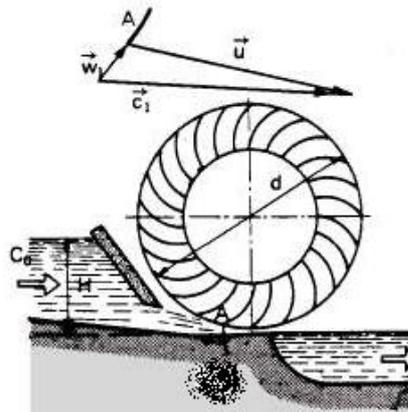


Figura 1.10

1.6.2.4 Rueda hidráulica reversible

Esta es una rueda hidráulica con canal de alimentación superior con la posibilidad de cambiar el sentido de rotación (por ejemplo para levantar cargas).

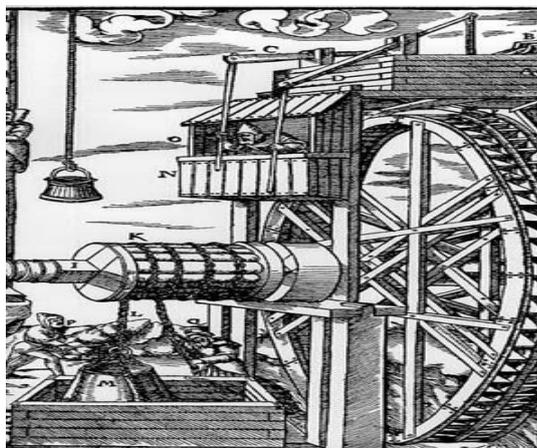


Figura 1.11

1.6.2.5 Rueda de choque

Se trata de una rueda hidráulica con eje vertical.

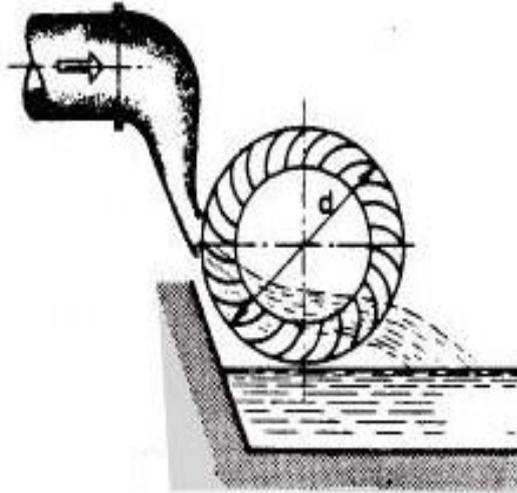


Figura 1.12

1.7 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS

1.7.1 Bomba con motor eléctrico

El uso de una bomba con motor eléctrico, es la alternativa más usada en sistemas de elevación de agua, pero estos sistemas de acuerdo a la potencia que utilizan, deben llevar una caja de arranque que proteja a la bomba de variaciones en el voltaje, controlando el paso de la corriente eléctrica.

Ventajas:

- ❖ Fácil acceso en el mercado.
- ❖ Fácil instalación y mantenimiento.
- ❖ Repuestos y mantenimiento fácil de conseguir en el mercado.

- ❖ Obras civiles sencillas de construir.
- ❖ Montaje sencillo.

Desventajas:

- ❖ Elevado consumo de energía eléctrica.
- ❖ Alto costo anual por consumo eléctrico.
- ❖ Corta vida de sellos mecánicos.
- ❖ Manipulación cuidadosa.
- ❖ Requiere de transformador y caja de arranque para su funcionamiento.



Figura 1.13 Bomba con motor eléctrico

1.7.2 Bomba con motor a gasolina o diesel

Este tipo de bombas funcionan con motor de combustión interna, la capacidad de elevación de agua es limitada. Este tipo de instalaciones encarecen los costos,



además de que el costo del combustible es un factor considerable y en este caso se tiene problemas de contaminación ambiental.

Ventajas:

- ❖ Liviana y portátil.
- ❖ Larga vida y durabilidad.
- ❖ Fácil mantenimiento y uso prolongado.
- ❖ Sello de bomba para larga vida.
- ❖ Marco metálico para máxima protección y fácil manejo.

Desventajas:

- ❖ La principal desventaja de estas bombas es la limitada altura de elevación de agua.
- ❖ Elevado consumo de combustible, lo cual encarece los costos.
- ❖ Contaminación ambiental elevada, debido a que la potencia generada es mediante un motor de combustión interna.



Figura 1.14 Bomba con motor a gasolina

1.7.3 Sistema turbina – bomba

Este es un sistema nuevo en lo que se refiere a elevación de agua. Son sistemas que tienen incorporada la turbina y la bomba de pistones, por lo que son muy compactos y eficientes.

Ventajas:

- ❖ Sistema compacto y eficiente.
- ❖ Aprovechan pequeñas caídas.
- ❖ Elevan grandes caudales.
- ❖ Requiere de obras civiles de sencilla construcción.
- ❖ Fácil montaje según manuales proporcionados por la empresa.
- ❖ Impacto ambiental muy bajo.

Desventajas:

- ❖ Costo inicial elevado.
- ❖ No se cuenta con el proveedor dentro del país.
- ❖ Servicio de repuestos fuera del país.
- ❖ Trámites de importación y negociación con el exterior.



Figura 1.15 Turbo - Bomba

1.7.4 Sistema rueda hidráulica – bomba

Este sistema de bombeo está compuesto por una rueda hidráulica y una bomba de desplazamiento positivo (pistón).

Ventajas:

- ❖ Energía limpia y renovable.
- ❖ Restitución del agua utilizada al cauce del río.



- ❖ Eleva caudales medios a grandes alturas.
- ❖ Fácil construcción y mantenimiento.
- ❖ Materiales fáciles de conseguir en el mercado.
- ❖ Montaje fácil.
- ❖ Cero costos de energía.
- ❖ Obras civiles sencillas de construir.
- ❖ Costos iniciales y de mantenimiento bajos.

Desventajas:

- ❖ Gran peso y tamaño.
- ❖ Multiplicación de velocidad para accionar bomba de pistón.





Figura 1.16 Rueda Hidráulica - Bomba



Luego de haber recopilado y revisado la bibliografía acerca de sistemas de bombeo hemos decidido realizar el diseño y posteriormente la construcción de una bomba de doble pistón accionada por una rueda hidráulica con alimentación superior.

Razones para la selección del sistema rueda hidráulica bomba:

- 1) Estas bombas cuentan con una alta eficiencia, suele ser del 85% a 94%. El 10% de pérdidas ocurren en cojinetes, empaquetaduras, codos, válvulas y tubería.
- 2) La bomba recíprocante no requiere velocidad para producir presión, pues se pueden obtener presiones altas a velocidades bajas.
- 3) Normalmente las bombas recíprocantes son autocebantes; si su diseño incluye un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad, puesto que dichas bombas manejan muy bien tanto el aire como el líquido.
- 4) Energía limpia y renovable.
- 5) Cero costos de energía
- 6) Fácil construcción y mantenimiento.
- 7) Materiales fáciles de conseguir en el mercado.

Desventajas Bombas Recíprocantes:

- 1) Flujo a pulsaciones.

- 2) La mayoría de los problemas con las bombas reciprocantes se pueden evitar con la selección de bombas que trabajen a velocidades conservadoras, con diseño cuidadoso del sistema de bombeo y con métodos de mantenimiento que conserven la alineación entre el pistón y el cilindro.

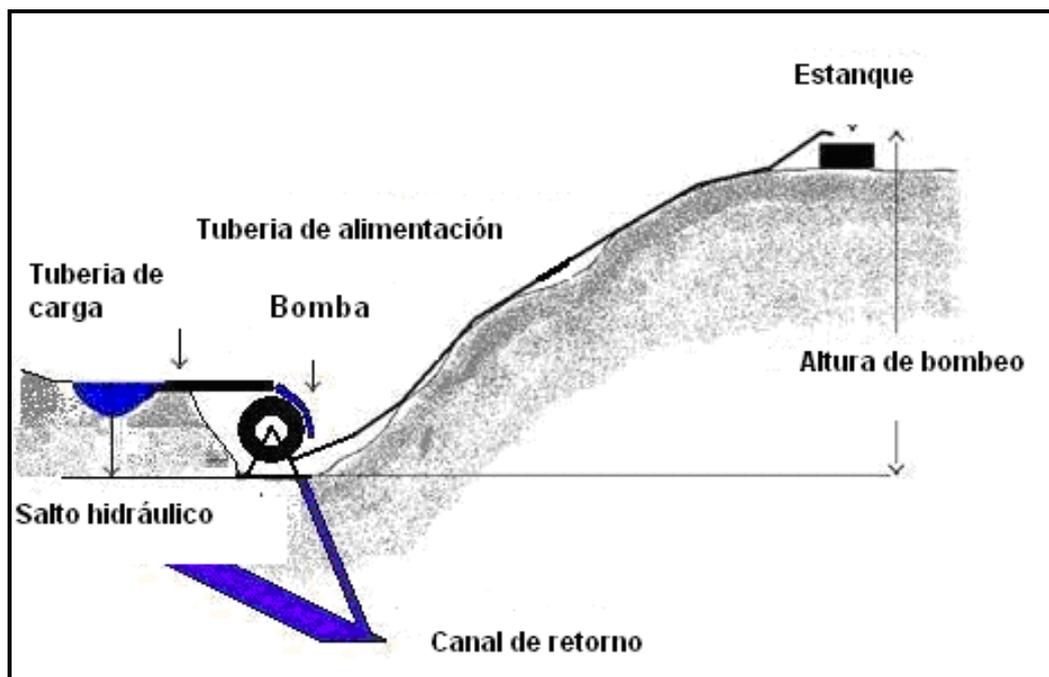


Figura 1.17 Perfil Sistema Rueda Hidráulica – Bomba

1.8 TEMA DE INVESTIGACION

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA EFICIENTE DE BOMBEO ACCIONADO POR UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍAS ALTERNATIVAS DEL Á.E.I.R.N.N.R”



1.8.1 Situación problemática

En la actualidad el laboratorio de energías renovables no cuenta con el equipo necesario para la realización de las respectivas prácticas de fluidos. Esto es por cuanto el área no dispone del debido recurso económico para la implementación de los diferentes equipos, los mismos que facilitarían tanto la enseñanza por parte del docente como el aprendizaje por parte del estudiante.

En tal virtud nosotros como egresados de la carrera de Ingeniería Electromecánica estamos en la obligación de contribuir de una u otra forma a la implementación del laboratorio de fluidos; primero por que contamos con la disponibilidad económica y segundo sería una forma de apoyar a la institución que nos ha brindado el suficiente conocimiento para poder desenvolvemos en el ámbito profesional.

Por tal razón hemos creído conveniente hacer un análisis acerca del recurso hidrográfico del lugar que hemos establecido para la realización de dichas prácticas, para de esta manera poder diseñar y construir lo que se tiene previsto que en nuestro caso sería un sistema de bombeo accionado por una rueda hidráulica.

Con la implementación de este sistema, el estudiante tendrá la oportunidad de poner en práctica los conocimientos teóricos adquiridos en el transcurso de la carrera y por ende comprobar el funcionamiento del sistema hidráulico.

1.8.2 Problema de investigación

Previo a lo que se presentó, inicialmente se puede exponer que existe una “FALTA DE APLICACIÓN DE NUEVOS SISTEMAS ALTERNATIVOS DE BOMBEO ACCIONADOS POR RUEDAS HIDRÁULICAS, COMO UN AGENTE DE INNOVACIÓN EN EL ÁMBITO ENERGÉTICO”.



1.8.3 Problemas específicos

- ❖ Existe escasa información sobre nuevos sistemas de bombeo accionados por ruedas hidráulicas.
- ❖ Falta de conocimientos sobre los beneficios de los recursos hídricos que existen en el área.
- ❖ En la actualidad en el Área de Energía no existe un sistema de bombeo hidráulico de estas características.
- ❖ Limitadas difusiones de los resultados de investigación.

1.8.4 Objetivo general

Desarrollar la investigación, aplicación y el uso de nuevos sistemas de bombeo accionados por una rueda hidráulica.

1.8.5 Objetivos específicos

- ❖ Sistematizar la información necesaria acerca del funcionamiento de sistemas de bombeo accionados por ruedas hidráulicas.
- ❖ Analizar los recursos hídricos con los que cuenta el área de energía de la Universidad Nacional de Loja.
- ❖ Diseñar y construir un sistema eficiente de bombeo accionado por una rueda hidráulica.
- ❖ Socializar los resultados de investigación.



1.8.6 Hipótesis general

- ❖ Un sistema de bombeo accionado por una rueda hidráulica permitirá al estudiante mejorar e incrementar científica y técnicamente sus capacidades cognoscitivas así como a concienciar acerca del adecuado uso de energías renovables.

1.8.7 Hipótesis específica

- ❖ Una mayor información acerca de sistemas alternativos de bombeo permitirá un desarrollo tecnológico.
- ❖ Un adecuado análisis de los recursos hídricos presentes en el área, permitirá determinar su aplicación dentro de las energías alternativas.
- ❖ Con la tecnología presente en nuestro medio es factible la construcción de un sistema eficiente de bombeo accionado por una rueda hidráulica.
- ❖ A través de una adecuada difusión de los resultados se llegará a un mercado potencial que requiera del sistema de bombeo propuesto.



CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE CÁLCULO

En este capítulo se diseñará el sistema de bombeo, el mismo que está constituido básicamente por una bomba de pistón accionada por una rueda hidráulica.

Las ruedas hidráulicas son accionadas por la caída de agua (modelos overshot y centershot) o la velocidad de un canal (modelo undershot); estas ruedas accionarán bombas de pistón o de sogas según las necesidades de altura de bombeo y de la cantidad de agua que se desee.

Básicamente el principio de funcionamiento de las bombas de desplazamiento positivo es el siguiente: En el interior del cilindro de la figura 2.1, en que un émbolo se desplaza con movimiento uniforme a velocidad V , hay un fluido a la presión p . Supondremos que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible. El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F . El émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio l hacia la izquierda, el volumen que ocupa el líquido se reducirá con un valor igual a Al (donde A es igual al área transversal del émbolo). Como el fluido es incompresible, el volumen de fluido que sale por el orificio también será Al .

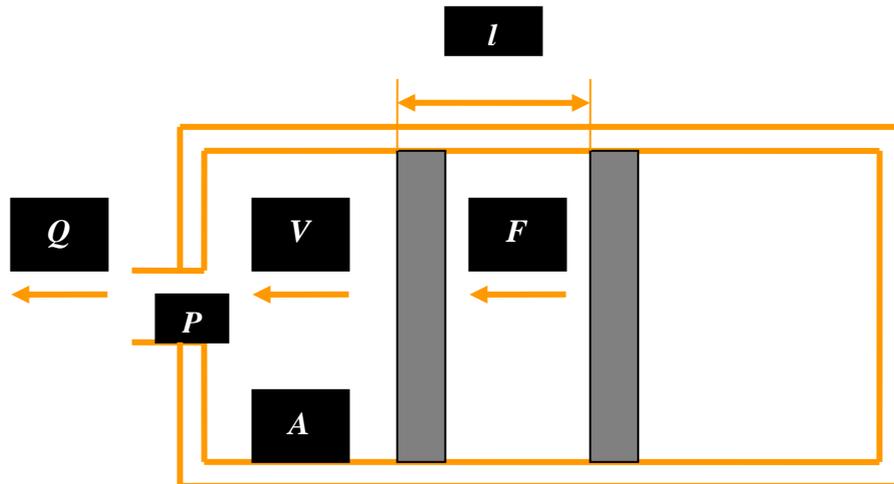


Figura 2.1

Para una mejor comprensión del diseño del sistema de bombeo, será preciso dividir éste en:

- ❖ Diseño de la bomba de pistón.
- ❖ Diseño de válvulas.
- ❖ Diseño mecánico del sistema de bombeo.
- ❖ Diseño de la rueda hidráulica.

2.1 BOMBA DE PISTÓN

Se diseñará una bomba de desplazamiento positivo de pistón, considerando las ventajas de trabajo al ser acoplada a una rueda hidráulica.

A este nivel será necesario precisar las dimensiones de la bomba, para impulsar $50\text{m}^3/\text{día}$ a una altura de 25m y a 70m de distancia; este dimensionamiento se realiza en base a la velocidad angular suministrada por la rueda.

En el presente proyecto será conveniente diseñar dos bombas de simple efecto desfasadas 180° , a fin de conseguir un funcionamiento uniforme y reducir los esfuerzos mecánicos en el eje. Por tanto el caudal impulsado por cada bomba será de $25\text{m}^3/\text{día}$.

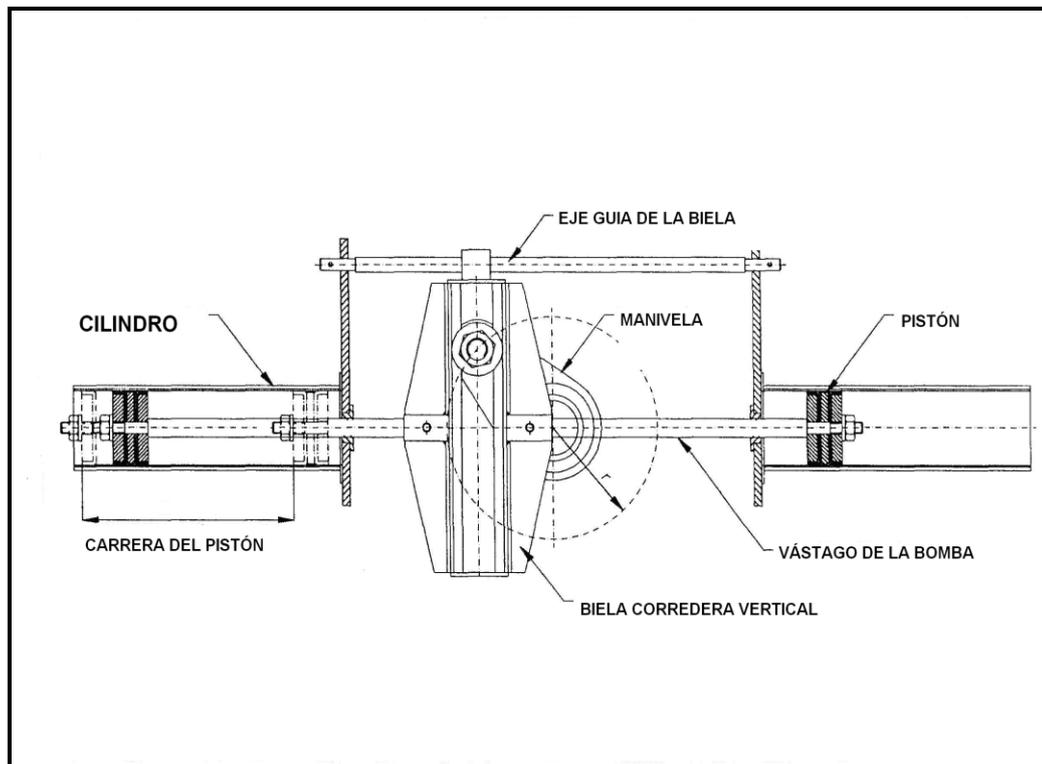


Figura 2.2 Bomba de Pistón

2.1.1 Diámetro del Pistón

Seleccionamos un diámetro de 4 pulgadas o 101.6 mm debido a que se cuenta con empaques en el mercado de fácil acceso.



$$D_p := 0.1016 \text{ m}$$

2.1.2 Área del Cilindro

El área que tenemos en el cilindro es:

$$A_c := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}$$

ecuación 2.1

A_c = área del cilindro en m^2

D_p = diámetro del pistón en m

2.1.3 Carrera del Pistón

Elegimos una carrera de 0.26m, la misma que permitirá bombear $25\text{m}^3/\text{día}$.

$$S := 0.26 \text{ m}$$

2.1.4 Radio del Muñón

El radio del muñón está determinado por la siguiente ecuación:

$$R_m := \frac{S}{2}$$

ecuación 2.2

R_m = radio del muñón en m

S = carrera del pistón en m

2.1.5 Longitud de la Biela



Tomando en cuenta la carrera del pistón y el diámetro del porta rodamiento determinamos la longitud de la biela.

$$L_b := S + D_{pr} \quad \text{ecuación 2.3}$$

L_b = longitud de la biela en m

D_{pr} = diámetro del porta rodamiento en m

2.1.6 Volumen Desplazado

El volumen desplazado en una revolución por el pistón es:

$$V_d := A_c \cdot S \quad \text{ecuación 2.4}$$

V_d = volumen desplazado en m^3/s

A_c = área del cilindro m^2

S = carrera del pistón m

2.1.7 Número de golpes del Pistón

Para determinar el número de golpes por minuto que da el pistón debemos tomar en cuenta el caudal bombeado.

$$G := \frac{q}{V_d} \quad \text{ecuación 2.5}$$

q = caudal bombeado en m^3/s

V_d = volumen desplazado en m^3

G = número de golpes por minuto

2.1.8 Velocidad del Pistón



$$v_p := \frac{q}{A_c}$$

ecuación 2.6

v_p = velocidad del pistón en m/s

q = caudal bombeado en m³/s

A_c = área del cilindro en m²

2.1.9 Altura de Bombeo

Nos hemos propuesto bombear agua hasta una altura física de 25m.

Hemos asumido el 10% de longitud de la tubería como altura de pérdidas.*

$$H_T := H_{física} + H_{pérdidas}$$

ecuación 2.7

Donde:

$H_{física}$ = altura física en m

$H_{pérdidas}$ = altura de pérdidas

2.1.10 Cámara de Bombeo

La tensión tangencial media está determinada por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{med} := p_i \cdot \frac{d_i}{2t}$$

ecuación 2.8

Donde:

σ_{med} = tensión tangencial media en kg/m²



p_i = presión interna en kg/m^2

d_i = diámetro interno en m

t = espesor en m

La tensión tangencial máxima la calculamos mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{\text{máx}} := \frac{p_i \cdot (d_i + t)}{2t} \quad \text{ecuación 2.9}$$

$\sigma_{\text{máx}}$ = tensión tangencial máxima en kg/m^2

*HADZICH, Miguel; Diseño de Bombas de Ariete Hidráulico

La tensión longitudinal viene dada por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{long}} := \frac{p_i \cdot (d_i + t)}{4t} \quad \text{ecuación 2.10}$$

σ_{long} = tensión longitudinal en kg/m^2

2.1.11 Fuerza en el Pistón

El movimiento de los pistones dentro de los cilindros origina un incremento de la presión del líquido ahí contenido. Esta presión llega a ser inmediatamente mayor que la presión en la tubería de succión originando que la válvula de succión de retención se cierre.

El ciclo descrito es el de una bomba alternativa de acción simple. Se llama así por que solo da un golpe de succión y un golpe de descarga en un ciclo alternativo.

$$F_p := P_{\text{máx}} \cdot A_c \quad \text{ecuación 2.11}$$

F_p = fuerza en el pistón en kgf

$P_{\text{máx}}$ = presión máxima en kg/m^2

A_c = área del cilindro en m^2



2.1.12 Fuerza de la Biela

La fuerza en la biela es igual a la fuerza que hace el agua sobre el pistón más la suma de las fuerzas de fricción.

Asumimos que la fuerza de fricción en el cilindro será la cuarta parte de la fuerza del pistón por estar empleando tubería PVC.*

$$F_b := F_p + F_f \quad \text{ecuación 2.12}$$

* ACOSTA, Julio, Tesis, Diseño de un Sistema de Bombeo mediante turbina de corriente libre, Lima 1996

F_b = fuerza de la biela en kgf

F_p = fuerza en el pistón en kgf.

F_f = fuerza de fricción en kgf.

2.1.13 Vástago del Pistón

El cálculo del vástago se realizará por inestabilidad o pandeo por considerarse éste más crítico.

El cálculo por pandeo debe cumplir la siguiente condición:

$$\sigma := \left(\frac{F}{A} \right) \leq \frac{\sigma_{lim}}{F_s} \quad \text{ecuación 2.13}$$

Donde:

σ = esfuerzo de compresión en kg/m²

σ_{lim} = esfuerzo límite de fluencia en kg/m²

F_b = fuerza de la biela en kgf



A = área de la sección transversal en m²

Fs = factor de seguridad (5-10)*

Zona de Fluencia:

El grado de esbeltez se define como:

Lv = longitud del vástago en m

*ACOSTA, Julio, Tesis, Diseño de un Sistema de Bombeo mediante turbina de corriente libre, Lima 1996

$$\zeta := \frac{Lv}{i}$$

El radio de giro de la sección transversal A se define por:

$$i := \sqrt{\frac{A}{I}}$$

Momento de inercia respecto al eje alrededor del cual se produce la flexión es:

$$I := 4\pi$$

Para una barra de sección circular el cálculo por pandeo se puede expresar en función del grado de esbeltez.

$$\left(\frac{Fb'}{4\pi \cdot Lv^2} \right) \cdot \zeta^2 \leq \frac{\sigma_{lim}}{Fs}$$

2.1.14 Diámetro del Vástago

El diámetro del vástago lo calculamos con la siguiente ecuación:



$$d' := 4 \cdot \frac{L_v}{\xi}$$

ecuación 2.14

d' = diámetro del vástago

L_v = longitud del vástago en mm

ξ = grados de esbeltez

2.1.15 Torque

El torque requerido para mover una bomba se calcula multiplicando la fuerza de la biela que se requiere para mover el pistón por el radio de la manivela.

$$T := F_b \cdot R_m$$

ecuación 2.15

T = torque en N.m

F_b = fuerza de la biela en kgf

R_m = radio del muñón en m

2.1.16 Potencia de la Bomba

Ésta se calcula multiplicando el torque requerido por la velocidad angular.

$$P_b := T_1 \cdot \omega$$

ecuación 2.16

P_b = potencia de la bomba en w

T_1 = torque requerido en N.m

ω = velocidad angular rad/s

2.2 CÁLCULO DE VÁLVULAS

En las bombas de pistón se utilizan principalmente las válvulas de movimiento axial, que se abren automáticamente por efecto de la presión del líquido y que se cierran también de un modo automático al disminuir la presión.

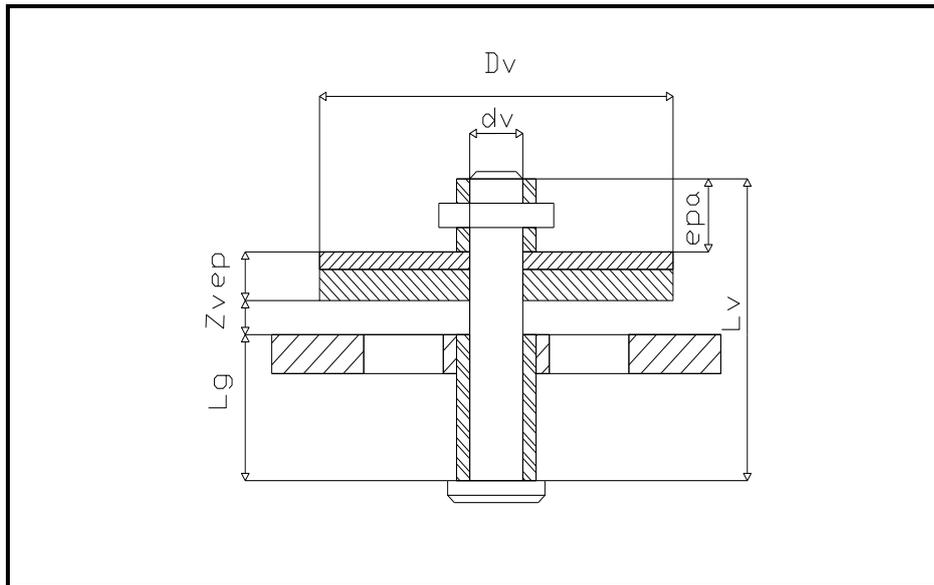


Figura 2.3 Válvula

Para nuestro diseño hemos determinado los siguientes valores:

2.2.1 Diámetro de la Válvula

$$D_v := 0.080\text{m}$$

2.2.2 Carrera de la Válvula

$$Z_v := 0.025\text{m}$$

2.2.3 Diámetro del Vástago de la Válvula

Por recomendaciones prácticas se toma:

$$0.15 D_v < d_v < 0.25 D_v$$

2.2.4 Longitud del Vástago de la Válvula



La longitud del vástago depende de la longitud de la guía, carrera de la válvula, espesor del platillo y de las dimensiones de los elementos que sirven de unión.

$$L_v := L_g + Z_v + e_p + e_{pa} \quad \text{ecuación 2.17}$$

Donde:

L_v = longitud del vástago de la válvula en m

L_g = longitud de la guía en m

Z_v = carrera de la válvula en m

e_p = espesor total del platillo de la válvula (espesor del caucho sintético y de la placa metálica) en m

e_{pa} = espacio para alojar el pasador en m

2.2.5 Diámetro Exterior de la Guía del Vástago

Este está comprendido entre 1.3 y 1.5 veces el diámetro del vástago. Al estar ésta guía en el asiento de la válvula, se tomará:

$$d_g := 1.5d_v \quad \text{ecuación 2.18}$$

2.2.6 Asiento de la Válvula

Se escogerá para el diámetro de paso en el asiento de la válvula el valor de:

$$D_1 := 0.06m$$

El área del asiento de la válvula se determina por la siguiente ecuación:

$$A := \pi \frac{(D_1)^2}{4} \quad \text{ecuación 2.19}$$



2.2.7 Disposición de Agujeros dentro del Asiento de la Válvula

Se dispondrá de 4 agujeros cuyo diámetro será d_{a1} .

2.2.8 Cálculo del Asiento de la Válvula

El espesor del asiento de la válvula, se verifica por fatiga y por fluencia, con la ayuda de las expresiones de placas planas.

Suponiendo el caso de una placa circular empotrada en los extremos, se tiene:

$$\sigma_{\text{máx}} := \frac{3 \cdot P_{\text{máx}} r^2}{4 \cdot e^2} \quad \text{ecuación 2.20}$$

Donde:

$\sigma_{\text{máx}}$ = esfuerzo máximo en la placa en Pa

$P_{\text{máx}}$ = presión máxima en la placa

r = radio de la sección a presión en m

e = espesor de la placa en m

$$\delta_{\text{máx}} := \frac{3 P_{\text{máx}} r^3 (1 - \mu)}{16 E \cdot e^2} \quad \text{ecuación 2.21}$$

$\delta_{\text{máx}}$ = deformación máxima en m

E = módulo de elasticidad del material en Pa

μ = módulo de Poisson del material



El cálculo por fatiga se realiza, para el caso de carga pulsante, en base a la siguiente expresión:

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max}}{2} \tag{ecuación 2.22}$$

σ_a = esfuerzo alternante en Pa

En nuestro caso el esfuerzo medio es igual al esfuerzo alternante.

Además, como los asientos de las válvulas trabajan en agua dulce con la posibilidad de corroerse, será conveniente modificar el esfuerzo alternante con un factor de superficie.

$$\sigma_a' := \frac{\sigma_a}{C_s} \tag{ecuación 2.23}$$

σ_a' = esfuerzo alternante modificado en Pa

C_s = factor de superficie*

Para verificar la resistencia a la fluencia y a la fatiga se empleará las siguientes ecuaciones:

$$FS_{\text{fluencia}} := \frac{\sigma_f}{\sigma_{\max}} \tag{ecuación 2.24}$$

FS_{fluencia} = factor de seguridad a la fluencia

σ_f = límite de fluencia del material en Pa

$$FS_{\text{fatiga}} := \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a'}{\sigma_{al}}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_t}\right)} \tag{ecuación 2.25}$$

FS_{fatiga} = factor de seguridad a la fatiga

σ_{al} = límite de resistencia a la fatiga en Pa

σ_t = resistencia a la tracción en Pa

2.3 CÁLCULO DE BRIDAS

El cálculo de bridas se lo realiza utilizando el teorema del impulso o de la cantidad de movimiento, tanto en la dirección horizontal como vertical. Siendo la

*ACOSTA, Julio, Tesis, Diseño de un Sistema de Bombeo mediante turbina de corriente libre, Lima 1996

sección 1 la que une la cámara con la T y la sección 2 el inicio de la tubería de impulsión.

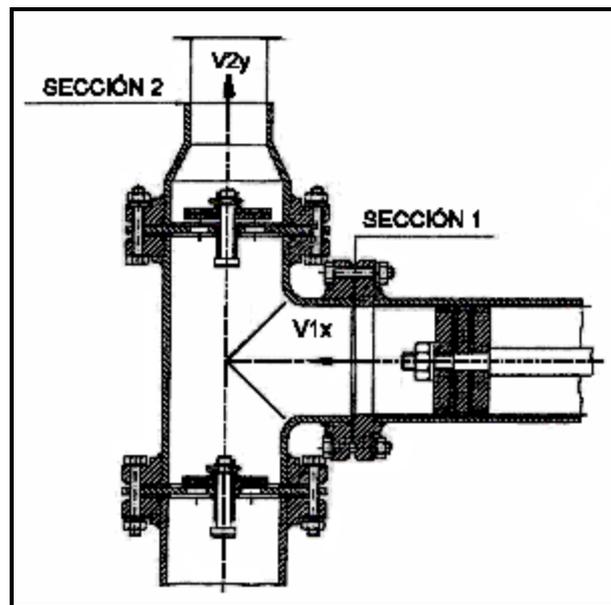


Figura 2.4 Bridas

$$F_x := P_1 \cdot A_1 + (-R_x) \quad \blacksquare := \gamma \cdot q \cdot (v_{2x} - v_{1x})$$

$$F_y := P_2 \cdot A_2 + (-R_y) \quad \blacksquare := \gamma \cdot q \cdot (v_{2y} - v_{1y})$$

ecuación 2.26



$P1$ = presión en la sección 1 en kg/m^2

$P2$ = presión en la sección 2 en kg/m^2

$A1$ = área en la sección 1 en m^2

$A2$ = área en la sección 2 en m^2

R_x = reacción horizontal sobre la brida en la sección 1 en N

R_y = reacción vertical sobre la brida que una la T con la sección 2 en N

γ = peso específico del agua en kg/m^3

q = caudal bombeado en m^3/s

v_{2x} = velocidad horizontal en m/s

v_{2y} = velocidad vertical en m/s

A continuación se realizará el cálculo del número de pernos.

La fuerza de pretensión en el montaje se puede calcular según la siguiente ecuación:

$$F_{pm} := K_a \cdot K_c \cdot (F_a + F_p) \quad \text{ecuación 2.27}$$

F_{pm} = fuerza de pretensión en N

K_a = factor de apriete o tensionado (depende del método de ajuste y estado de la superficie)

K_c = factor corrector de pérdida de pretensión por asentamiento.

F_p = fuerza en cada perno en N

A continuación se comprobará la resistencia del perno a través de la siguiente información:

d_2 = diámetro de paso en m

A_s = área transversal resistente en m^2

p = paso de la rosca

ϕ = ángulo de la pendiente de la rosca



ρ' = ángulo de fricción de la rosca

d_3 = diámetro resistente en m

El momento por fricción en la rosca se determina de la siguiente manera:

$$M_{fr} := F_{pm} \cdot d_2 \cdot \frac{(\tan(\psi + \rho))}{2} \quad \text{ecuación 2.28}$$

M_{fr} = momento por fricción de la rosca en Nm

Esfuerzo de pretensión en el montaje:

$$\sigma_{vm} := \frac{F_{pm}}{A_s} \quad \text{ecuación 2.29}$$

σ_{vm} = esfuerzo de pretensión en Pa

El módulo polar de la sección transversal del tornillo se calcula según:

$$W_p := 0.2 \cdot d_3^3 \quad \text{ecuación 2.30}$$

W_p = módulo polar en m^3

El esfuerzo cortante está determinado por:

$$T_t := \frac{M_{fr}}{W_p} \quad \text{ecuación 2.31}$$

T_t = esfuerzo cortante en Pa



Ahora es posible calcular el esfuerzo equivalente en el tornillo y compararlo con el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{eq} := \sqrt{(\sigma_{vm})^2 + 3 \cdot (Tt)^2} \quad \blacksquare \leq \sigma_{adm} \quad \text{ecuación 2.32}$$

Donde:

σ_{eq} = esfuerzo equivalente en Pa

σ_{adm} = esfuerzo admisible en Pa

Finalmente, se comprobará la resistencia a la presión de aplastamiento de la empaquetadura de la junta embridada:

$$P := \frac{F_{pm}}{A_u} \quad \blacksquare \leq P_{ap} \quad \text{ecuación 2.33}$$

P_{ap} = presión de aplastamiento en Pa

A_u = área de apoyo para cada perno en m²

2.4 UNIONES SOLDADAS

Para determinar el esfuerzo que soporta el cordón de soldadura se utiliza la siguiente expresión:

ecuación 2.34

$$\text{Tracción o Compresión} \quad \sigma_{tc} := \frac{F}{\left(\sum a \cdot L \right)} \quad \blacksquare \leq \sigma_{admisible}$$

σ_{tc} = esfuerzo de tracción o compresión sobre la costura de soldadura en Pa

F = fuerza de tracción o compresión en N



L = longitud de una costura en m

a = espesor del cordón de soldadura en m, ($3\text{mm} \leq a \leq 0.7 S_{mín}$)

$S_{mín}$ = espesor de la plancha más delgada en mm

σ_{adm} = tensión admisible en Pa

El esfuerzo admisible se lo consigue reduciendo el esfuerzo límite de fatiga a la tracción obtenido del material empleado.

El esfuerzo admisible se lo calcula mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{ad} := \frac{\sigma_{al} \cdot b_1 \cdot b_2}{v} \quad \text{ecuación 2.35}$$

Donde:

σ_{al} = esfuerzo límite de fatiga en Pa

b_1 = factor reductor de esfuerzos por concentración de tensiones (función del tipo de unión y tipo de carga)

b_2 = factor reductor de esfuerzos por la calidad de soldadura

- ❖ calidad I: $b_2 = 1$ (cordón verificado al 100%, excelente realización, máximas exigencias técnicas)
- ❖ calidad II: $b_2 = 0.8$ (cordón no verificado, realización y exigencias técnicas normales)
- ❖ calidad III: $b_2 = 0.5$ (cordón no verificado, de baja calidad, sin mayores exigencias técnicas)

v = factor de seguridad, se elige en función de la posibilidad de conocer las cargas con exactitud y de la frecuencia de ocurrencia de la carga máxima

- 100% : $v = 2.5$

- 50% : $v = 2$

- 25% : $v = 1.5$



2.5 RUEDA HIDRÁULICA

Los parámetros geométricos fundamentales que hay que determinar en la rueda hidráulica son: su diámetro, número y profundidad de los canchilones.

En base a la revisión bibliográfica se selecciona, la rueda hidráulica con alimentación superior, por garantizar las siguientes ventajas respecto a las demás ruedas analizadas:

- ❖ Menores pérdidas a la entrada y a la salida.
- ❖ Rendimiento más elevado.
- ❖ Mayor velocidad de giro.

La rueda hidráulica es el elemento generador de potencia para la bomba de pistón, la misma deberá contar con la resistencia suficiente para soportar la fuerza del agua y la abrasión de la misma.

La rueda hidráulica a diseñar consta básicamente de los siguientes elementos: alabes, radios, acoplamiento de manguito, eje, rodamientos, porta rodamientos.

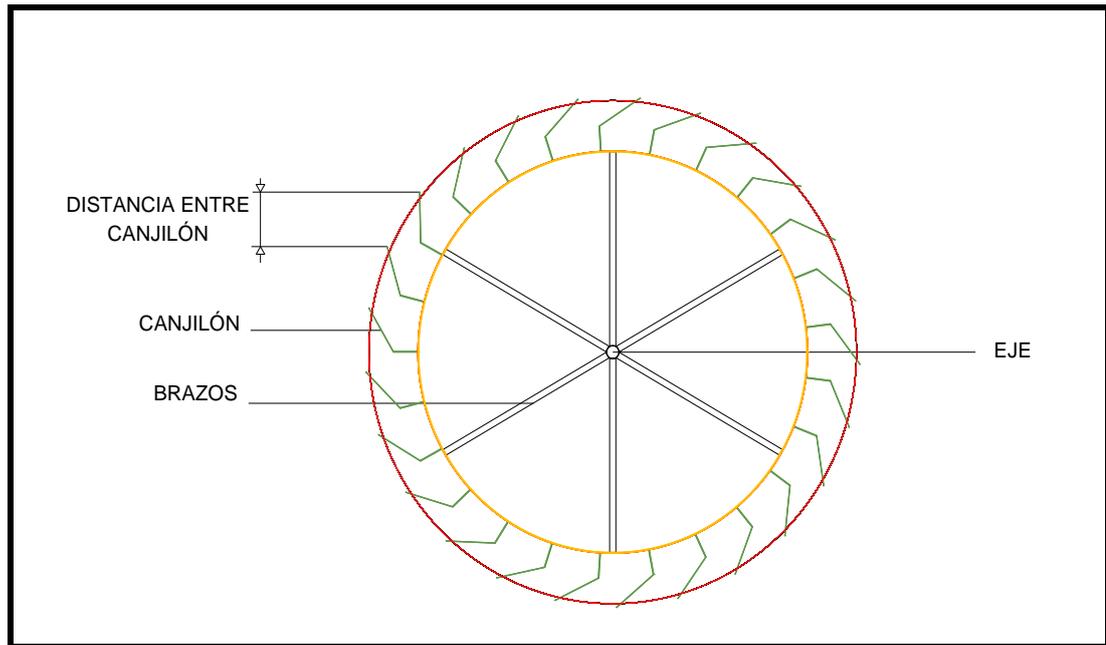


Figura 2.5 Rueda Hidráulica

2.5.1 Cálculo del Radio medio

$$r_1 = \frac{v_l}{\omega}$$

ecuación 2.36

Siendo:

r_1 = radio medio en m

v_l = velocidad lineal del agua en m/s

ω = velocidad angular en rad/s

2.5.2 Radio Externo

Profundidad de la corona (p) rango comprendido entre 0.2m – 0.4m.*



$$R := \frac{(2r_1 + p)}{2} \quad \text{ecuación 2.37}$$

R = radio externo en m

p = profundidad de la corona en m

2.5.3 Altura de la Lámina de Agua

Asumimos el valor de 0.25m para el ancho del canal, él mismo que será igual al ancho de la rueda.

$$h_l := \frac{Q_{acc}}{v_l \cdot b} \quad \text{ecuación 2.38}$$

Donde:

h_l = altura de la lámina de agua en m

Q_{acc} = caudal de accionamiento en m^3 / s

v_l = velocidad lineal del agua en m / s

b = ancho del canal en m

* ERAS, Darwin, Tesis, Diseño de un sistema eficiente para accionamiento de máquinas hidráulicas de extracción de jugo de caña de azúcar.

2.5.4 Altura de Salto

Damos una distancia de 0.2m entre el nivel superior de la rueda y el nivel inferior del canal de alimentación.

$$H := D + h_l + h_1 \quad \text{ecuación 2.39}$$

H = altura de salto en m

D = diámetro de la rueda en m



h_1 = altura de la lámina de agua en m

h_1 = distancia entre el nivel superior de la rueda y el nivel inferior del canal de alimentación en m

2.5.5 Caudal de accionamiento

$$Q_{acc} := \frac{P}{(H \cdot \gamma \cdot \eta)} \quad \text{ecuación 2.40}$$

Q_{acc} = caudal de accionamiento en m^3/s^*

P = potencia de la rueda en W

γ = peso específico en Kg/m^3

η = rendimiento

2.5.6 Número de Cangilones

Tomamos un paso de referencia de 0.25m. (distancia entre cangilones) *

$$Z := \frac{2\pi \cdot R}{t} \quad \text{ecuación 2.41}$$

* ERAS, Darwin, Tesis, Diseño de un sistema eficiente para accionamiento de máquinas hidráulicas de extracción de jugo de caña de azúcar.

Z = número de cangilones

R = radio de la rueda en m

t = paso de referencia (rango comprendido entre 0.25m – 0.35m)

2.5.7 Diseño del Cangilón

Para realizar el diseño del cangilón, hemos determinado los siguientes parámetros:

- ❖ Tiempo que demora la rueda en una revolución.



❖ Tiempo de llenado del cangilón.

❖ Volumen de agua en el cangilón.

Para calcular el volumen del recipiente se utilizará las siguientes fórmulas:

El caudal en m^3 / s se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q := \frac{V}{t}$$

ecuación 2.42

t.- es el tiempo en segundos, que se requiere para el llenado de un recipiente.

V.- es el volumen en m^3 , el mismo que se calcula con la siguiente ecuación:

$$V := A \cdot l$$

l.- es la longitud en m.

A.- es el área en m^2 , calculada con las siguientes ecuaciones:

Para secciones rectangulares:

$$A := h \cdot b$$

ecuación 2.43

b.- base de la figura en m

h.- es la altura de la misma en m

De todos los elementos de la rueda hidráulica, los alabes son los mas importantes en la transformación de la energía del agua en energía útil; en ese sentido se puede afirmar que la forma y estructura de la rueda hidráulica responde fundamentalmente a la necesidad de sostener adecuadamente los alabes, para cumplir de la manera mas óptima dicha transformación. Por ello, es de suma



importancia una precisa y cuidadosa construcción de la rueda y en especial de los alabes, para evitar pérdidas de energía.

2.5.7.1 Cálculo del Cangilón

Para calcular la fuerza con que el agua golpea el alabe*, solamente tomaremos en cuenta el área de choque del agua, la misma que es igual al área del canal diseñado anteriormente y la ecuación es la siguiente:

$$F := \rho \cdot A \cdot v^2 \quad \text{ecuación 2.44}$$

F = fuerza del agua en N

ρ = densidad del agua en kg/m³

A = área de choque en m²

V = velocidad del agua en m/s

2.5.7.2 Cálculo del Cuerpo del Cangilón

Aquí asumiremos que la fuerza del agua que golpea en la aleta se encuentra distribuida a lo largo de toda la longitud de la misma, de tal forma que las reacciones que aquí se producen se pueden calcular con la siguiente ecuación:

*OÑATE, Esteban, Energía Hidráulica, Madrid 1992

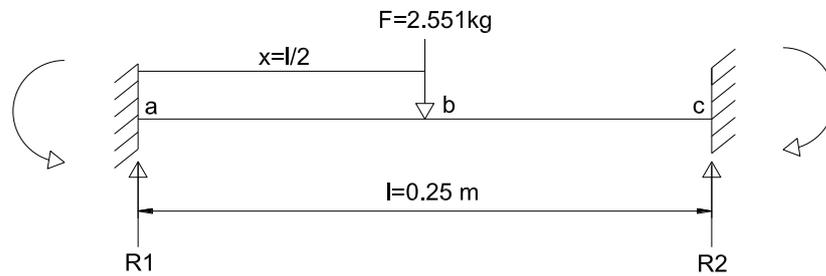


Figura 2.6 Diagrama de Fuerza

$$R_2 := R_1$$

$$R_1 := \frac{F}{2}$$

ecuación 2.45

R_2 = reacción 2 en kg

R_1 = reacción 1 en kg

F_1 = fuerza del agua en kg

La fuerza cortante producida se la obtendrá mediante la siguiente expresión:

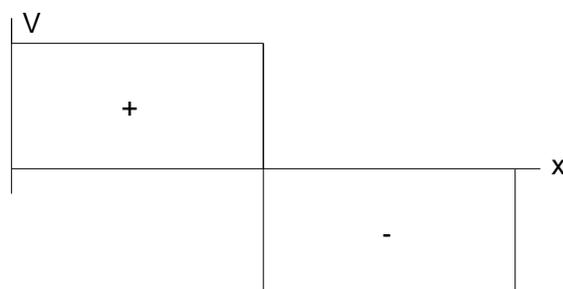


Figura 2.7 Fuerza Cortante



$$V_{ab} := \frac{F}{2}$$

ecuación 2.46

Por lo tanto;

$$V_{ab} := -V_{bc}$$

En donde:

V_{ab} = fuerza cortante en kg

El momento flector producido por la fuerza antes descrita lo calculamos con la siguiente ecuación:

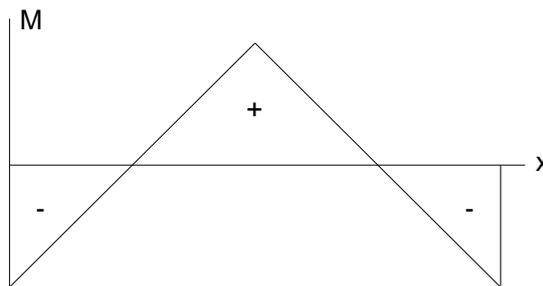


Figura 2.8 Momento Flector

$$M_{ab} := \left(\frac{F}{8}\right) \cdot (4x - 1)$$

ecuación 2.47

$$M_{bc} := \left(\frac{F}{8}\right) \cdot (3l - 4x)$$

ecuación 2.48

Donde:

M_{ab} = momento flector en kgm

R_1 = reacción 1 en kg



l = longitud en m

El módulo de resistencia axial lo calcularemos con la siguiente expresión:

$$w := \frac{M_{ab}}{\sigma_{ad}} \quad \text{ecuación 2.49}$$

w = módulo de resistencia axial en m^3

M_{ab} = momento flector en kgm

σ_{ad} = tensión admisible en kg/m^2

Debido a los posibles choques de operación, aumentaremos la rigidez con un factor de seguridad de 3.*

$$W := w \cdot K \quad \text{ecuación 2.50}$$

W = módulo de resistencia axial en m^3

w = módulo de resistencia axial en m^3

K = factor de seguridad

2.5.7.3 Selección de Plancha

Antes de seleccionar la plancha se debe calcular el espesor mínimo de la misma, el cual se lo obtiene mediante la siguiente expresión:*

$$e := \sqrt{\frac{W \cdot 6}{b}} \quad \text{ecuación 2.51}$$

*SILVERIO, Ramiro, Tesis, Diseño y construcción de una bomba de agua utilizando la energía cinética de los ríos.



e = espesor en m

W = módulo de resistencia axial en m^3

b = ancho de la lámina en m

2.5.8 Cálculo del Peso de la Rueda Hidráulica

Aquí se seleccionarán los materiales con los que se construirá la rueda hidráulica; esto lo lograremos analizando cada material y calculando cada uno de los esfuerzos a los que éstos estarán sometidos.

Para calcular el peso total de la rueda hidráulica se procederá en primer lugar a calcular el peso de cada una de sus partes como son:

- ❖ Peso de cangilones.
- ❖ Peso de brazos o radios.
- ❖ Peso de paredes.
- ❖ Peso de la lámina que cubre el fondo de los cangilones.
- ❖ Peso de volumen de agua.

Para determinar el volumen de cada una de las partes utilizaremos la siguiente ecuación:

$$V := l \cdot e \cdot a$$

ecuación 2.52

Donde:

V = volumen en m^3



a = ancho en m

e = espesor en m

l = longitud en m

El volumen total de un determinado material, es el producto del volumen de una determinada pieza, por el número de piezas, y se lo obtiene mediante la siguiente expresión:

$$V_t := V \cdot n \quad \text{ecuación 2.53}$$

V_t = volumen total en m^3

V = volumen en m^3

n = número de piezas

El peso de cada una de las partes se determina empleando la siguiente ecuación:

$$P := \gamma \cdot V \quad \text{ecuación 2.54}$$

P = peso en kg

γ = peso específico del material kg/m^3

V = volumen en m^3

El peso de la rueda hidráulica está determinada por:

$$P_r := P_c + P_b + P_p + P_f \quad \text{ecuación 2.55}$$

P_r = peso de la rueda en kg

P_c = peso de cangilones en kg

P_b = peso de brazos en kg

P_p = peso de paredes en kg

P_f = peso de la lámina en kg

Peso del agua en los cangilones.

El peso de agua en los cangilones (PH₂O) se determina multiplicando el volumen de agua en cada cangilón por el número de cangilones.

El peso total de la rueda lo definimos por la siguiente ecuación:

$$PT := Pr + PH_{2O}$$

ecuación 2.56

PT = peso total de la rueda en kg

Pr = peso de la rueda en kg

PH₂O = peso del agua en kg

2.5.9 Cálculo del Eje

Realizamos el cálculo del eje a la flexión y a la torsión conociendo los siguientes parámetros:

L = longitud del eje en m

N = potencia de la rueda hidráulica en W

w = velocidad angular en rad/s

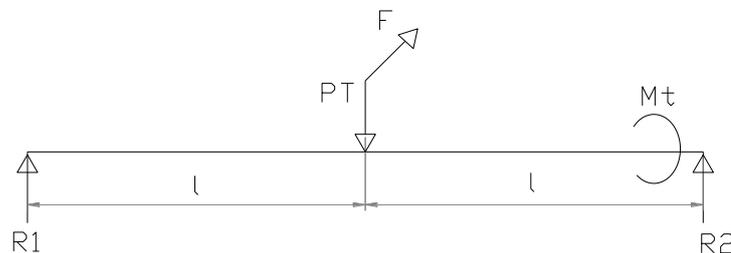


Figura 2.9 Diagrama de Fuerza



El momento torsor M_t está determinado por la siguiente ecuación:

$$M_t := \frac{N}{\omega} \quad \text{ecuación 2.57}$$

El momento flector M_f se lo obtiene mediante la siguiente expresión:

$$M_f := R_1 \cdot l \quad \text{ecuación 2.58}$$

M_f = momento flector en Nm

R_1 = reacción 1 en N

l = longitud en m

El momento equivalente se lo obtiene con los momentos máximos tanto de torsión como de flexión:

$$M_{eq} := \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \quad \text{ecuación 2.59}$$

M_{eq} = momento equivalente en Nm

Para determinar el diámetro del eje nos valdremos de la siguiente expresión:

$$d := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{eq}}{\pi \cdot \sigma_{eq}}} \quad \text{ecuación 2.60}$$

d = diámetro del eje en m

σ_{eq} = tensión equivalente en kg/m^2



El cálculo por fatiga es el siguiente:

$$S_e := S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \quad \text{ecuación 2.61}$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico en kg/m^2

S_e' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria en kg/m^2

K_a = factor de superficie

K_b = factor de tamaño

K_c = factor de carga

K_d = factor de temperatura

K_e = factor de efectos diversos

S_y = resistencia a la fluencia en kg/m^2

El factor de seguridad se lo calcula empleando la siguiente ecuación:*

$$FS := \frac{\pi \cdot d^3}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{M_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M_f}{S_e}\right)^2}} \quad \text{ecuación 2.62}$$

2.5.10 Selección de Rodamientos

Existe un amplio rango de tipos y tamaños de rodamientos que se pueden elegir para una misma aplicación en particular; pero por lo general, uno de estos ofrecerá las mejores características. Al ser numerosos los factores a considerar, es difícil establecer alguna regla general de selección. Sin embargo se puede dar algunas pautas en relación a este caso.

* SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983



En la misma perspectiva del presente diseño, se hace necesario usar el tipo de rodamiento más sencillo, común y barato, por lo que sería recomendable usar rodamientos rígidos de una hilera de bolas.

El tamaño del rodamiento, en éste caso queda determinado por el diámetro del eje. El rodamiento seleccionado deberá contar con los siguientes parámetros:

Norma y serie del rodamiento.

d = diámetro interno en mm

D = diámetro externo en mm

B = espesor en mm

C = capacidad de carga dinámica en KN

C_o = capacidad de carga estática en KN

2.5.11 Acoplamiento de Manguito

Son dispositivos diseñados en este caso para acoplar la rueda al eje.

Los manguitos partidos se aprietan al eje mediante tornillos, de modo que el momento de giro se transmite por rozamiento. Este sistema es sencillo y práctico, pensado para este caso específico de unir la rueda a un tubo.

Se dispondrá de un acoplamiento de manguito cumpliendo éste las siguientes exigencias:

- ❖ Sujetar la rueda firmemente al eje soportando el peso de ésta.
- ❖ Transmitir al eje el momento torsor generado por la rueda.
- ❖ Soportar un momento flector, debido a que la rueda es más rígida que el eje.
- ❖ Soportar las fuerzas transversales generadas por el peso y la fuerza del agua sobre los alabes.

CAPÍTULO III : DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

3.1 DISEÑO DE LA BOMBA DE PISTÓN

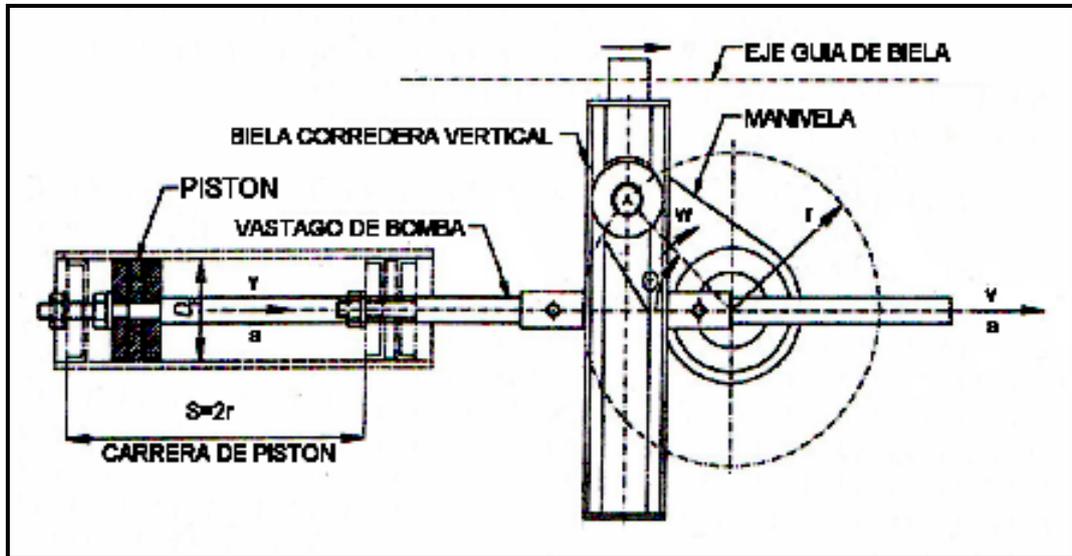


Figura 3.1 Bomba de Pistón

3.1.1 Diámetro del Pistón

Seleccionamos un diámetro de 4 pulgadas (0.1016m), debido a que se cuenta con empaques en el mercado de fácil acceso.

$$D_p := 0.1016\text{m}$$

3.1.2 Área del Cilindro

$$A_c := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}$$

ecuación 2.1

$$A_c = 8.107 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

3.1.3 Carrera del Pistón

Elegimos una carrera de 0.26m, la misma que permitirá bombear 25m³/día.



$$S := 0.26\text{m}$$

3.1.4 Radio del Muñón

$$R_m := \frac{S}{2} \quad \text{ecuación 2.2}$$

$$R_m = 0.13\text{m}$$

3.1.5 Longitud de la Biela

Tomando en cuenta la carrera del pistón y el diámetro del porta rodamiento determinamos la longitud de la biela:

$$D_{pr} := 0.08\text{m}$$

$$L_b := S + D_{pr} \quad \text{ecuación 2.3}$$

$$L_b = 0.34\text{m}$$

3.1.6 Volumen Desplazado

El volumen desplazado en 1 revolución por el pistón es:

$$V_d := A_c \cdot S \quad \text{ecuación 2.4}$$

$$V_d = 2.108 \times 10^{-3} \text{m}^3$$

3.1.7 Número de golpes del pistón

G = Número de golpes del pistón / minuto



$$q := 0.0003513 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_d := 0.002108 \text{m}^3$$

$$G := \frac{q}{V_d}$$

ecuación 2.5

$$G = 0.167 \text{Hz}$$

$$G := \frac{10}{\text{min}}$$

3.1.8 Velocidad del Pistón

$$v_p := \frac{q}{A_c}$$

ecuación 2.6

$$v_p = 0.043 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad del pistón es igual a la velocidad del agua en el cilindro.

3.1.9 Altura de Bombeo

Nos hemos propuesto bombear agua hasta una altura de 25m y 70m de distancia.

$$H_{\text{física}} := 25 \text{m}$$

Hemos asumido el 10% de longitud de la tubería como altura de pérdidas.

$$l := 70\text{m}$$

$$H_{\text{pérdidas}} := 7\text{m}$$

$$HT := H_{\text{física}} + H_{\text{pérdidas}}$$

ecuación 2.7

$$HT = 32\text{m}$$

3.1.10 Cámara de Bombeo

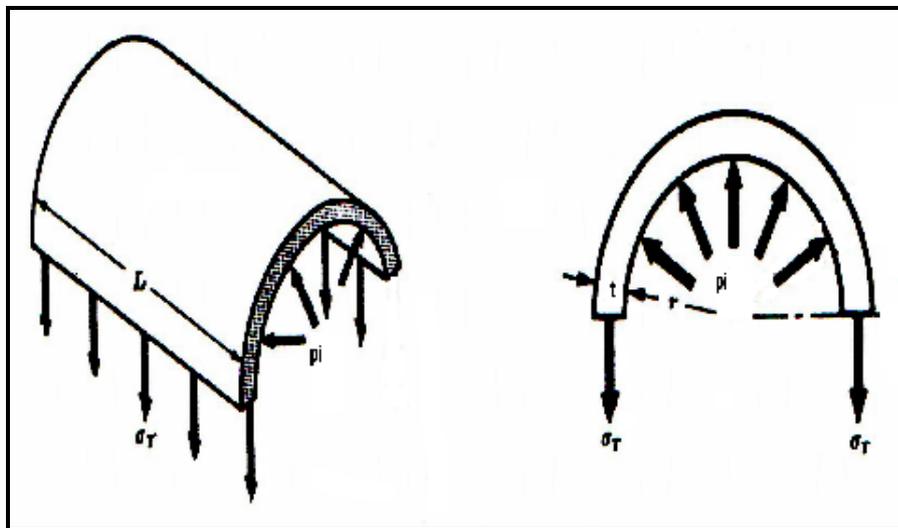


Figura 3.2 Cámara de bombeo

La cámara de bombeo será fabricada de tubería de PVC, lo cual permitirá al émbolo realizar un adecuado trabajo de deslizamiento. Ésta cámara debe ser reforzada por una carcasa de acero por dos razones: para soportar elevadas presiones en posibles casos críticos y principalmente por la facilidad constructiva que ofrece el acero.

Cuando se trata de recipientes cilíndricos cuya pared tiene un espesor de $1 / 20$ de su radio, o menos, se puede considerar que el esfuerzo radial producido por la presión del contenido del cilindro es muy pequeño en comparación con el esfuerzo tangencial.



En estas condiciones el esfuerzo tangencial se puede obtener en la forma siguiente; la presión interna p_i actúa sobre la superficie lateral con pared de espesor t y diámetro interior d_i . La fuerza que tiende a separarlas dos mitades de un tramo de longitud del cilindro es $p_i \times d_i$. Esta carga la resiste el esfuerzo tangencial, también llamado esfuerzo circunferencial o de aro, que actúa uniformemente en el área resistente. Así se tiene que:

$$p_i := 3.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$d_i := 10.16\text{cm}$$

$$t := 0.2\text{cm}$$

$$\sigma_{\text{med}} := p_i \cdot \frac{d_i}{2t} \quad \text{ecuación 2.8}$$

$$\sigma_{\text{med}} = 8.128 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Esta ecuación produce el esfuerzo tangencial promedio y es válida sin importar el espesor de la pared. Para un cilindro de pared delgada una manera de obtener aproximadamente el esfuerzo tangencial máximo es:

$$\sigma_{\text{máx}} := \frac{p_i \cdot (d_i + t)}{2t} \quad \text{ecuación 2.9}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 8.288 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

En un cilindro cerrado también se produce el esfuerzo longitudinal, debido a la presión ejercida sobre los fondos o cabezas del cuerpo cilíndrico. Si suponemos

que este esfuerzo está distribuido también uniformemente sobre el espesor de la pared será fácil encontrar que es:

$$\sigma_{\text{long}} := \frac{\pi \cdot (d_i + t)}{4t} \quad \text{ecuación 2.10}$$

$$\sigma_{\text{long}} = 4.144 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Factor de seguridad FSC

$$\sigma_f := 25000000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\text{FSC} := \frac{\sigma_f}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$\text{FSC} = 30.164$$

3.1.11 Fuerza en el Pistón

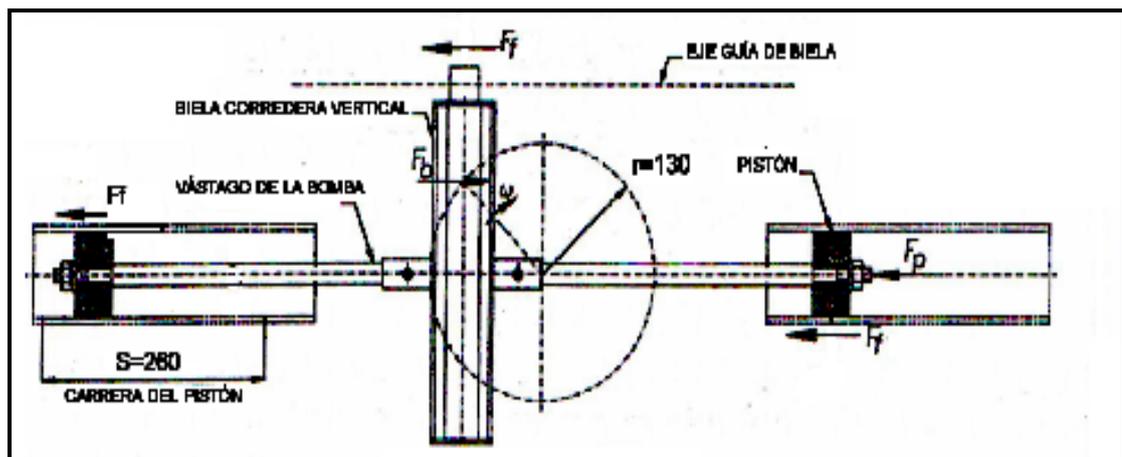


Figura 3.3 Sistema de bombeo



Como 1 atmósfera equivale a 10 mca tenemos:

$$P_{\text{máx}} := 3.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$F_p := P_{\text{máx}} \cdot A_c$$

ecuación 2.11

$$F_p = 259.434 \text{kg}$$

3.1.12 Fuerza de la Biela

Asumimos que la fuerza de fricción en el cilindro será la cuarta parte de la fuerza del pistón por estar empleando tubería PVC.

$$F_f := \frac{F_p}{4}$$

$$F_p = 259.434 \text{kg}$$

$$F_b := F_p + F_f$$

ecuación 2.12

$$F_b = 324.293 \text{kg}$$

3.1.13 Vástago del Pistón

El cálculo del vástago se realizará por inestabilidad o pandeo por considerarse éste más crítico.

El cálculo por pandeo debe cumplir la siguiente condición:



$$\sigma := \left(\frac{F}{A} \right) \leq \frac{\sigma_{lim}}{Fs}$$

ecuación 2.13

$$Fb' := 3178N$$

$$Lv := 455mm$$

$$\sigma_f := 313.610^6 Pa$$

$$Fs := 10$$

Zona de Fluencia:

El grado de esbeltez se define como:

$$\zeta := \frac{Lv}{i}$$

El radio de giro de la sección transversal A se define por:

$$i := \sqrt{\frac{A}{I}}$$

Momento de inercia respecto al eje alrededor del cual se produce la flexión es:

$$I := 4\pi$$

Para una barra de sección circular el cálculo por pandeo se puede expresar en función del grado de esbeltez.



$$\sigma_{lim} := \sigma_f$$

$$\sigma_{lim} = 3.136 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\left(\frac{F_b'}{4\pi \cdot L_v^2} \right) \cdot \zeta^2 \leq \frac{\sigma_{lim}}{F_s}$$

$$\zeta := \sqrt{\frac{\left(\frac{\sigma_{lim}}{F_s} \right) \cdot 4 \cdot \pi \cdot L_v^2}{F_b'}}$$

$$\zeta = 160.224$$

3.1.14 Diámetro del Vástago

El diámetro del vástago lo calculamos con la siguiente ecuación:

$$4 \cdot \frac{L_v}{d'} \leq 160.224$$

$$d' := 4 \cdot \frac{L_v}{\zeta} \tag{ecuación 2.14}$$

$$d' = 0.011 \text{ m}$$

En conclusión el diámetro del vástago será: 3/4 pulg. o lo que es lo mismo 19mm

3.1.15 Torque

$$T := F_b \cdot R_m \tag{ecuación 2.15}$$

$$T = 42.158 \text{kgm}$$

$$T_1 := 413.14 \text{J}$$

3.1.16 Potencia de la Bomba

$$\omega := 1.1 \text{Hz}$$

$$P_b := T_1 \cdot \omega$$

ecuación 2.16

$$P_b = 454.454 \text{W}$$

3.2 CÁLCULO DE VÁLVULAS

En las bombas de pistón se utilizan principalmente las válvulas de movimiento axial, que se abren automáticamente por efecto de la presión del líquido y que se cierran también de un modo automático al disminuir la presión.

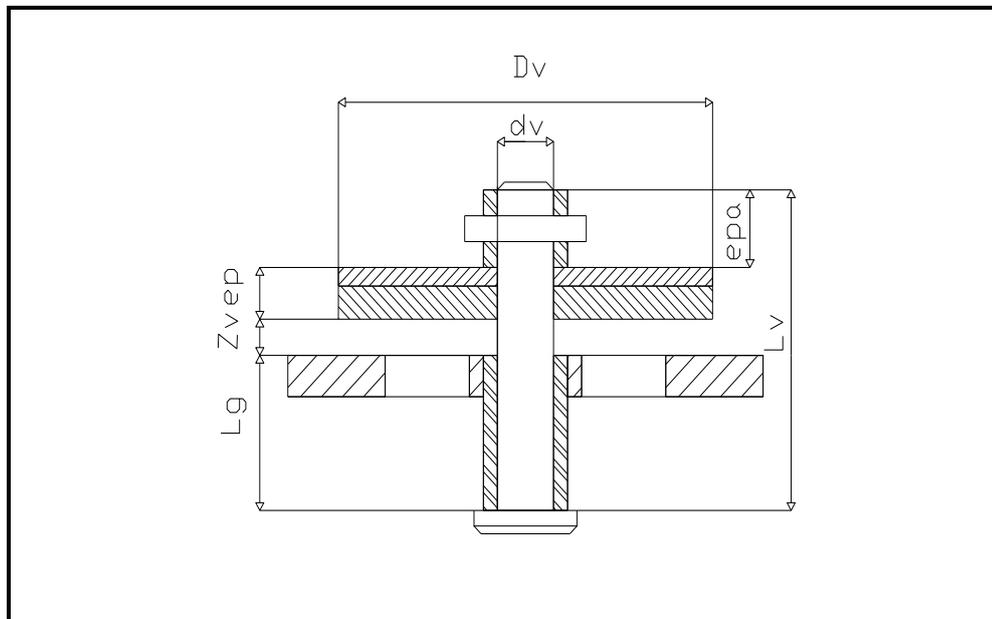


Figura 3.4 Válvula

Para nuestro diseño hemos determinado los siguientes valores:



3.2.1 Diámetro de la Válvula

$$D_v := 0.080\text{m}$$

3.2.2 Carrera de la Válvula

$$Z_v := 0.025\text{m}$$

3.2.3 Diámetro del Vástago de la Válvula

Por recomendaciones prácticas se toma:

$$0.15 D_v < d_v < 0.25 D_v$$

$$0.15 (0.08\text{m}) < d_v < 0.25 (0.08\text{m})$$

$$0.012\text{m} < d_v < 0.02\text{mm}$$

Por tanto se utilizará:

$$d_v := 0.012\text{m}$$

3.2.4 Longitud del Vástago de la Válvula

Depende de la longitud de la guía, carrera máxima de la válvula, espesor del platillo de la válvula y de las dimensiones de los elementos que sirven de unión.

$$L_g := 2.5d_v$$

$$L_g = 0.03\text{m}$$

$$ep := 0.010\text{m}$$

$$epa := 0.015\text{m}$$

$$Lv := Lg + Zv + ep + epa$$

ecuación 2.17

$$Lv := 0.08\text{m}$$

3.2.5 Diámetro Exterior de la Guía del Vástago

Este está comprendido entre 1.3 y 1.5 veces el diámetro del vástago. Al estar esta guía ubicada en el asiento de la válvula, se tomará:

$$dg := 1.5dv$$

ecuación 2.18

$$dg = 0.018\text{m}$$

3.2.6 Asiento de la Válvula

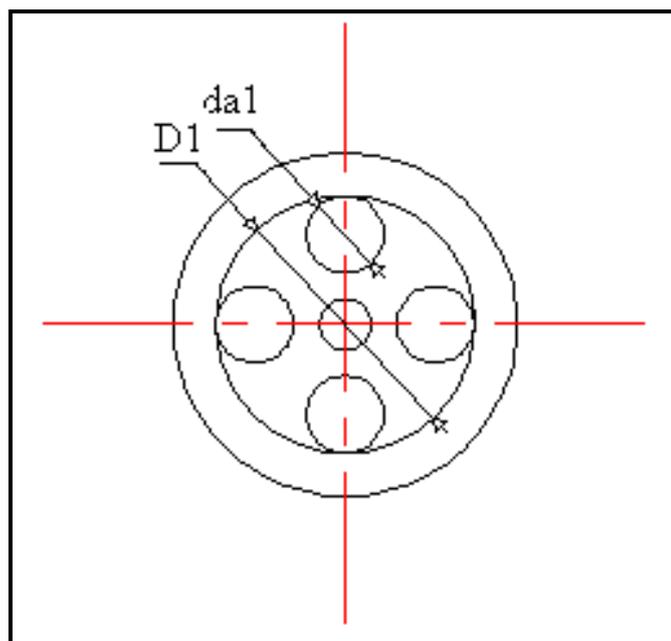


Figura 3.5 Asiento de la válvula



Se ha determinado para el diámetro de paso en el asiento de la válvula el valor de:

$$D_1 := 0.06\text{m}$$

$$A := \pi \frac{(D_1)^2}{4} \quad \text{ecuación 2.19}$$

$$A = 2.827 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

3.2.7 Disposición de Agujeros dentro del Asiento de la Válvula

Se dispondrá de 4 agujeros cuyo diámetro es:

$$da_1 := 0.018\text{m}$$

3.2.8 Cálculo del Asiento de la Válvula

El asiento de la válvula será fabricado de una plancha de:

Plancha de acero inoxidable ASTM A240/A480 número 316-L.

Acabado N° 1: Planchas laminadas en caliente, tratadas térmicamente, decapadas química y mecánicamente.

Espesor = 6mm

Ancho = 1220mm

Longitud = 2440mm



$$P_{\text{máx}} := 313600 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$e := 0.006\text{m}$$

$$r := 0.0508\text{m}$$

$$\mu := 0.3$$

$$E := 2.1 \times 10^{11} \text{Pa}$$

Esfuerzo máximo en la placa.

$$\sigma_{\text{máx}} := \frac{3 \cdot P_{\text{máx}} \cdot r^2}{4 \cdot e^2} \quad \text{ecuación 2.20}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 1.686 \times 10^7 \text{Pa}$$

Deformación máxima.

$$\delta_{\text{máx}} := \frac{3P_{\text{máx}} \cdot r^3 (1 - \mu)}{16 \cdot E \cdot e^2} \quad \text{ecuación 2.21}$$

$$\delta_{\text{máx}} = 7.137 \times 10^{-7} \text{m}$$

El cálculo por fatiga se realiza, para el caso de carga pulsante, en base a la siguiente expresión:



Esfuerzo alternante.

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\text{máx}}}{2} \quad \text{ecuación 2.22}$$

$$\sigma_a = 8.43 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo medio.

$$\sigma_m := \sigma_a$$

$$\sigma_m = 8.43 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo alternante modificado.

Además como los asientos de las válvulas trabajan en agua dulce con la posibilidad de corroerse, será conveniente modificar el esfuerzo alternante con un factor de superficie.

$$C_s := 0.62$$

$$\sigma_a' := \frac{\sigma_a}{C_s} \quad \text{ecuación 2.23}$$

$$\sigma_a' = 1.36 \times 10^7 \text{ Pa}$$



Factor de seguridad a la fluencia.

$$\sigma_f := 245 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$FS_{\text{fluencia}} := \frac{\sigma_f}{\sigma_{\text{máx}}} \quad \text{ecuación 2.24}$$

$$FS_{\text{fluencia}} = 14.531$$

Factor de seguridad a la fatiga.

$$\sigma_{al} := 170 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_t := 637 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$FS_{\text{fatiga}} := \frac{1}{\left(\frac{\sigma_{a'}}{\sigma_{al}}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_t}\right)} \quad \text{ecuación 2.25}$$

$$FS_{\text{fatiga}} = 10.728$$

3.3 CÁLCULO DE BRIDAS

Las uniones de la cámara de bombeo y las tuberías serán echas utilizando bridas en los extremos de la T, dos de las cuales alojarán, a la vez, a las válvulas de aspiración y de succión. Otra alternativa de unión puso ser roscando las tuberías, pero debido a que los hilos de la rosca están expuestos a la corrosión, por la presencia de agua, dificultan el desmontaje de la instalación; contrariamente, las uniones embridadas son de fácil montaje y desmontaje.



Se fabricarán bridas soldadas y refrentadas. Las caras de éstas bridas se refrentan con un anillo saliente, angosto y relativamente alto, maquinado en cada una de las bridas que se ensamblan, siendo su diámetro interior el mismo que el del tubo.

Éste acabado de las caras de la bridas, tienen por objeto la retención de la empaquetadura con la intención de ser una junta hermética.

El material que usaremos para la construcción de las bridas será:

Plancha de acero inoxidable ASTM A240 / A480.

Acabado N° 1: Planchas laminadas en caliente, tratadas térmicamente, decapadas química y mecánicamente.

Espesor = 6mm

Ancho = 1220mm

Longitud = 2440mm

Peso aproximado = 144kg

Las empaquetaduras a usar serán de caucho natural, puesto que trabajarán con agua y no estarán expuestas a la luz solar. Éstas tendrán un diámetro interior igual que el del tubo y se extenderán hasta el diámetro exterior de la brida.

Le cálculo de bridas se lo realiza utilizando el teorema del impulso o de la cantidad de movimiento, tanto en la dirección horizontal como vertical. Siendo la sección 1 la que une la cámara con la T y la sección dos el inicio de la tubería de impulsión.

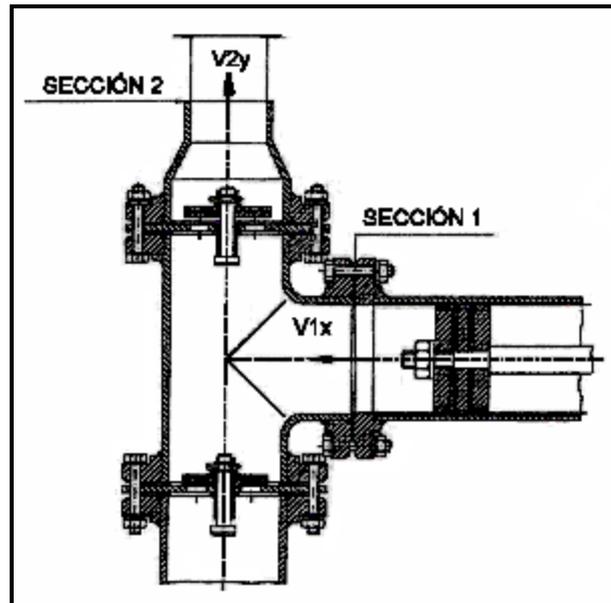


Figura 3.6 Bridas

Sección 1.- Es la que une la cámara de bombeo con la T.

Sección 2.- Inicio de la tubería de impulsión.

$$F_x := P_1 \cdot A_1 + (-R_x) \quad \rho := \gamma \cdot q \cdot (v_{2x} - v_{1x})$$

$$F_y := P_2 \cdot A_2 + (-R_y) \quad \rho := \gamma \cdot q \cdot (v_{2y} - v_{1y})$$

ecuación 2.26

$$P := 313600 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Área en la sección 1.

$$A_1 := 0.0081 \text{m}^2$$

Área en la sección 2.

$$A_2 := 0.002027 \text{m}^2$$



Caudal bombeado.

$$q := 0.00035 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\gamma := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Velocidad en dirección horizontal.

$$v_x := 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_x' := \frac{q}{A1}$$

$$v_x' = 0.043 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad en dirección vertical.

$$v_y := 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_y' := \frac{q}{A2}$$

$$v_y' = 0.173 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

De ésta manera se determina las reacciones sobre las bridas.

$$R_x := (P \cdot A1) - [(\gamma \cdot q)(v_{x'} - v_x)]$$

$$R_x = 2.54 \times 10^3 \text{ N}$$

$$R_y := (P \cdot A2) - [(\gamma \cdot q)(v_{y'} - v_y)]$$

$$R_y = 635.607 \text{ N}$$

Se estimarán los pernos de las bridas que unen la cámara de bombeo y la T, puesto que es el caso más crítico. Entonces la fuerza en esta brida será:

$$F := 2.54 \times 10^3 \text{ N}$$

Evaluando con $n = 8$ pernos, la fuerza de trabajo en cada perno será:

$$n := 8$$

$$F_p := \frac{F}{n}$$

$$F_p = 317.5 \text{ N}$$

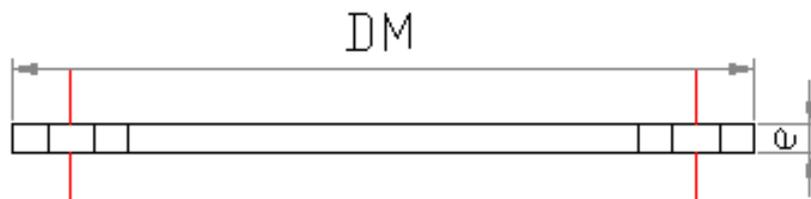


Figura 3.7

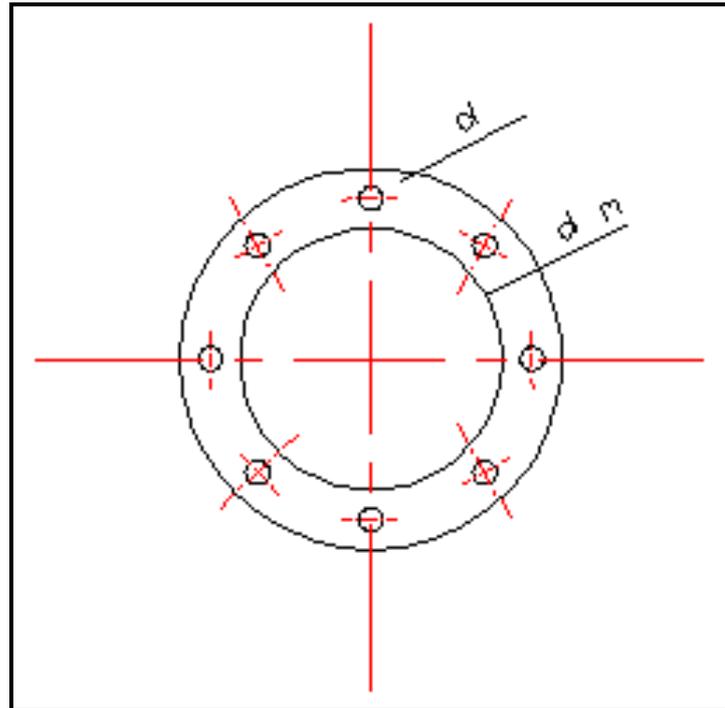


Figura 3.8 Brida

Por otro lado, entre las bridas siempre debe quedar una fuerza de apriete residual a fin de asegurar la hermeticidad de la unión. Ésta fuerza debe ser la mínima necesaria con la que las bridas unidas deben resultar todavía comprimidas, garantizando la estanqueidad del agua.

Fuerza de pretensión en el montaje.

$$F_{ar} := F_p$$

$$F_{ar} = 317.5\text{N}$$

$$K_a := 3$$

$$K_c := 1.2$$

$$F_{pm} := K_a \cdot K_c \cdot (F_{ar} + F_p)$$

ecuación 2.27

$$F_{pm} = 2.286 \times 10^3 \text{ N}$$



Resistencia del perno.

Se utilizará un perno M10 el cual tiene las siguientes características:

$$d_2 := 9.026\text{mm}$$

$$A_s := 58\text{mm}^2$$

$$p := 1.5$$

$$\psi := 3.028\text{deg}$$

$$d_3 := 8.16\text{mm}$$

$$\rho := 9\text{deg}$$

El momento por fricción en la rosca es:

$$M_{fr} := F_{pm} \cdot d_2 \cdot \frac{(\tan(\psi + \rho))}{2} \quad \text{ecuación 2.28}$$

$$M_{fr} = 2.198\text{J}$$

Esfuerzo de pretensión en el montaje:

$$\sigma_{vm} := \frac{F_{pm}}{A_s} \quad \text{ecuación 2.29}$$

$$\sigma_{vm} = 3.941 \times 10^7 \text{Pa}$$

Módulo polar de la sección transversal del tornillo:

$$W_p := 0.2 \cdot d_3^3 \quad \text{ecuación 2.30}$$

$$W_p = 1.087 \times 10^{-7} \text{m}^3$$



Esfuerzo cortante:

$$\tau_t := \frac{M_{fr}}{W_p} \quad \text{ecuación 2.31}$$

$$\tau_t = 2.023 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Ahora es posible calcular el esfuerzo equivalente en el tornillo y compararlo con el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{eq} := \sqrt{(\sigma_{vm})^2 + 3 \cdot (\tau_t)^2} \quad \blacksquare \leq \sigma_{adm} \quad \text{ecuación 2.32}$$

$$\sigma_{eq} = 5.274 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_f := 313.6 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{adm} := \frac{\sigma_f}{3}$$

$$\sigma_{adm} = 1.045 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm}$$

Finalmente, se comprobará la resistencia a la presión de aplastamiento de la empaquetadura de la junta embridada.

El ϕ mayor del anillo de la brida es 159.6mm.

El ϕ menor del anillo de la brida es 109.6mm.

$$\phi_M := 159.6 \text{ mm}$$

$$\phi_m := 109.6 \text{ mm}$$



El área mayor del anillo es:

$$AM := \pi \cdot \frac{\phi M^2}{4}$$

$$AM = 0.02 \text{ m}^2$$

El área menor del anillo es:

$$Am := \pi \cdot \frac{\phi m^2}{4}$$

$$Am = 9.434 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Como el anillo es suficientemente rígido en relación al caucho, se puede considerar que la carga está homogéneamente distribuida. Entonces, el área de apoyo será:

$$Aap := AM - Am$$

$$Aap = 0.011 \text{ m}^2$$

Área de apoyo para cada perno:

$$Au := \frac{Aap}{8}$$

$$Au = 1.321 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Presión admisible de aplastamiento de la empaquetadura de caucho.

$$Pap := 5 \times 10^6 \text{ Pa}$$



Luego la fuerza de tensión máxima en cada perno será:

$$P := \frac{F_{pm}}{A_u} \leq P_{ap} \quad \text{ecuación 2.33}$$

$$P = 1.73 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Verificando que la presión en cada perno es menor que la presión admisible de aplastamiento.

$$P \leq P_{ap}$$

3.4 UNIONES SOLDADAS

Es preciso calcular las uniones soldadas entre la brida y la cámara de bombeo así como entre la brida adyacente y la T, que son las uniones soldadas más críticas. Para determinar el esfuerzo que soporta el cordón de soldadura se utilizará la siguiente expresión:

$$\text{Tracción o Compresión} \quad \sigma_{tc} := \frac{F}{\left(\sum a \cdot L \right)} \leq \sigma_{admisible} \quad \text{ecuación 2.34}$$

$$a := 0.003\text{m}$$

$$F := 2540.15\text{N}$$

$$d := 0.109\text{m}$$

$$L := \pi \cdot d$$

$$L = 0.342\text{m}$$

$$\sigma_{tc} := \frac{F}{a \cdot L}$$

$$\sigma_{tc} = 2.473 \times 10^6 \text{ Pa}$$



Esfuerzo admisible:

Seleccionamos el acero DIN St 41 (ASTM A36)

$$\sigma_{al} := 183 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$b1 := 0.55$$

$$b2 := 0.5$$

$$v := 2.5$$

$$\sigma_{ad} := \frac{\sigma_{al} \cdot b1 \cdot b2}{v}$$

ecuación 2.35

$$\sigma_{ad} = 2.013 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{tc} \leq \sigma_{ad}$$

Por tanto será suficiente un cordón de soldadura de 0.003m.

3.5 RUEDA HIDRÁULICA

3.5.1 Radio Medio

$$\omega := 1.111 \text{ Hz}$$

$$v_l := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$r_1 := \frac{v_l}{\omega}$$

ecuación 2.36

$$r_1 = 0.9 \text{ m}$$

3.5.2 Radio Externo

Profundidad de la corona (p) rango comprendido entre 0.2m – 0.4m.

$$p := 0.2\text{m}$$

$$R := \frac{(2r_1 + p)}{2}$$

ecuación 2.37

$$R = 1\text{ m}$$

3.5.3 Altura de la Lámina de Agua

Asumimos el valor de 0.25m para el ancho del canal, el mismo que será igual al ancho de la rueda.

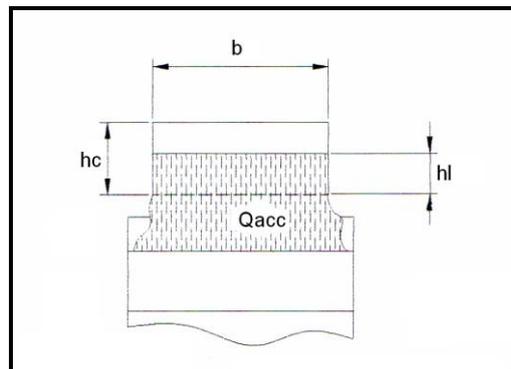


Figura 3.9 Altura de la Lámina

$$hl := 0.1\text{m}$$

$$b := 0.25\text{m}$$

3.5.4 Altura de salto

Damos una distancia de 0.2m entre el nivel superior de la rueda y el nivel inferior del canal de alimentación.

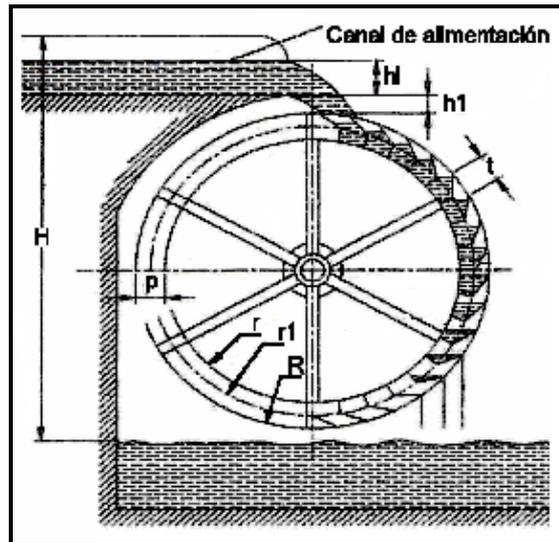


Figura 3.10 Rueda Hidráulica

$$h_1 := 0.2\text{m}$$

$$H := 2R + h_1 + h_1$$

ecuación 2.39

$$H = 2.3\text{m}$$

Dejamos 0.1m entre el nivel inferior de la rueda y la superficie del agua, teniendo una altura de salto de agua de 2.4m

3.5.5 Caudal de accionamiento

$$H := 2.4\text{m}$$

$$P := 454.454\text{W}$$

$$\gamma := 9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$\eta := 0.85$$

$$Q_{\text{acc}} := \frac{P}{(H \cdot \gamma \cdot \eta)}$$

ecuación 2.40

$$Q_{\text{acc}} = 0.023 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$



3.5.6 Número de Cangilones

Paso de referencia (t) rango comprendido de 0.25m – 0.35m.

$$t := 0.25133m$$

$$R := 1m$$

$$z := \frac{2\pi \cdot R}{t} \tag{ecuación 2.41}$$

$$z = 25$$

3.5.7 Diseño del cangilón

Para determinar el volumen de agua que será depositado en cada uno de los cangilones hemos procedido de la siguiente manera:

| | | |
|--------|-------|-----|
| 10 rev | ----- | 60s |
| 1 rev | ----- | x |

x = 6 seg. Tiempo que demora 1 revolución

| | | |
|--------|-------|---------------|
| 6 seg. | ----- | 25 cangilones |
| x | ----- | 1 cangilón |

x = 0.24 seg. Tiempo de llenado de 1 cangilón

| | | |
|--------|-------|----------|
| 23 lt. | ----- | 1 seg. |
| x | ----- | 0.24 seg |

x = 6 lt. Volumen de agua en un cangilón

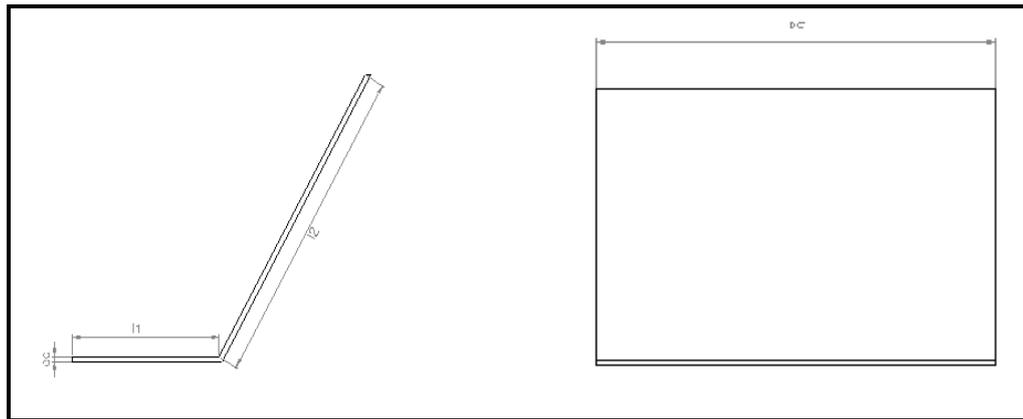


Figura 3.11 Cangilón

3.5.7.1 Cálculo del Cangilón

Para calcular la fuerza con que el agua golpea el alabe, solamente tomaremos en cuenta el área de choque del agua, la misma que es igual al área del canal diseñado anteriormente.

$$\rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$A := 0.025\text{m}^2$$

$$v := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$F := \rho \cdot A \cdot v^2$$

ecuación 2.44

$$F = 25\text{N}$$

3.5.7.2 Cálculo del Cuerpo del Cangilón

La longitud de la aleta es de 0.25m y la fuerza que soporta es de 25N, la cual esta distribuida en toda su longitud.

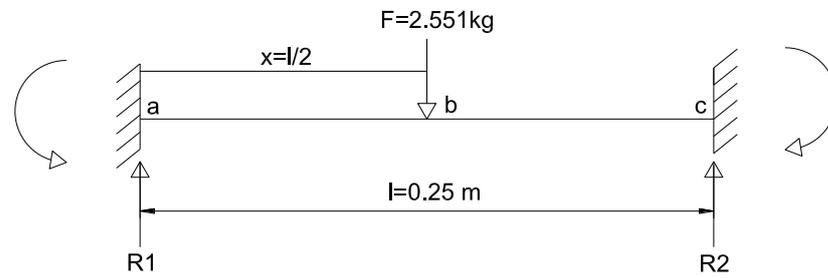


Figura 3.12 Diagrama de Fuerza

$$F := 2.551 \text{ kg}$$

$$l := 0.25 \text{ m}$$

$$x := 0.125 \text{ m}$$

$$R_1 := \frac{F}{2}$$

ecuación 2.45

$$R_1 = 1.276 \text{ kg}$$

$$R_2 := R_1$$

$$R_2 = 1.276 \text{ kg}$$

La fuerza cortante producida será:

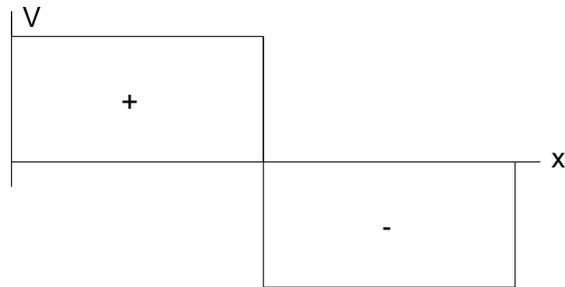


Figura 3.13 Fuerza Cortante

$$V_{ab} := \frac{F}{2}$$

ecuación 2.46

$$V_{ab} = 1.276\text{kg}$$

$$V_{ab} := -V_{bc}$$

El momento flector producido por esta fuerza es:

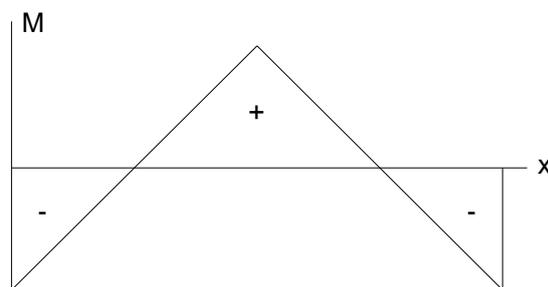


Figura 3.14 Momento Flector



$$M_{ab} := \left(\frac{F}{8}\right) \cdot (4x - l) \quad \text{ecuación 2.47}$$

$$M_{ab} = 0.08 \text{kgm}$$

$$M_{bc} := \left(\frac{F}{8}\right) \cdot (3l - 4x) \quad \text{ecuación 2.48}$$

$$M_{bc} = 0.08 \text{kgm}$$

El módulo de resistencia Axial será:

$$\sigma_{ad} := 8333000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$w := \frac{M_{ab}}{\sigma_{ad}} \quad \text{ecuación 2.49}$$

$$w = 9.567 \times 10^{-9} \text{m}^3$$

Debido a los posibles choques de operación aumentaremos la rigidez con un factor de seguridad de 3.

$$W := w \cdot K \quad \text{ecuación 2.50}$$

$$W = 2.87 \times 10^{-8} \text{m}^3$$

3.5.7.3 Selección de Plancha

Antes de seleccionar la plancha se debe calcular el espesor mínimo de la misma, el cual se lo obtiene mediante la siguiente expresión:



$$b := 0.1\text{m}$$

$$I := \frac{b \cdot e^3}{12} \qquad w := 2 \frac{I}{e}$$

$$e := \sqrt{\frac{W \cdot 6}{b}} \qquad \text{ecuación 2.51}$$

$$e = 1.312 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Si escogemos un espesor estandarizado de 1.5mm nuestra plancha será:

Plancha de acero inoxidable ASTM A240/A480.

Acabado 2B: Planchas laminadas en frío, tratadas termicamente, decapadas químicamente y tenue paso final en cilindros brillantes.

Espesor = 1.5mm.

Ancho = 1220mm.

Longitud = 2440mm.

3.5.8 Cálculo del Peso de la Rueda Hidráulica

Aquí se seleccionarán los materiales con los que se construirá la rueda hidráulica; esto lo lograremos analizando cada material y calculando cada uno de los esfuerzos a los que éstos estarán sometidos.

Para calcular el peso total de la rueda hidráulica se procederá en primer lugar a calcular el peso de cada una de sus partes como son:

- ❖ Peso de cangilones.

- ❖ Peso de brazos o radios.
- ❖ Peso de paredes.
- ❖ Peso de la lámina que cubre el fondo de los cangilones.
- ❖ Peso de volumen de agua.

Volumen del cangilón

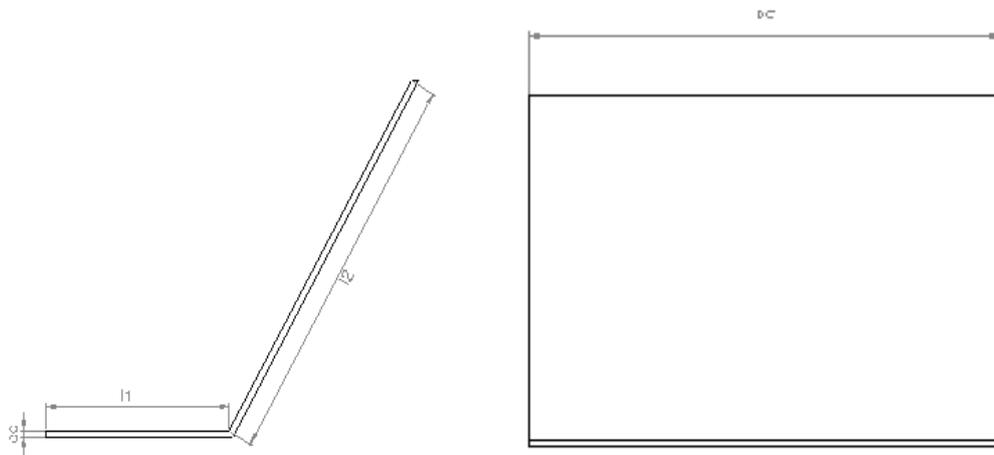


Figura 3.15 Cangilón

$$ac := 0.25m$$

$$lc := 0.3m$$

$$ec := 0.0015m$$

$$Vc := ac \cdot ec \cdot lc$$

ecuación 2.52

$$Vc = 1.125 \times 10^{-4} m^3$$

Volumen total de cangilones

$$n_c := 25$$

$$V_{tc} := V_c \cdot n_c$$

ecuación 2.53

$$V_{tc} = 2.813 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Para determinar el peso en los cangilones hemos seleccionado la plancha de acero inoxidable ASTM A240 / A480 con las siguientes características:

Acabado 2B: Planchas laminadas en frío, tratadas térmicamente, decapadas químicamente y tenue paso final en cilindros brillantes.

$$\text{Espesor} = 1.5\text{mm}$$

$$\text{Ancho} = 1220\text{mm}$$

$$\text{Longitud} = 2440\text{mm}$$

El peso de una plancha es 35 Kg.

El peso aproximado del número total de cangilones es:

$$P_c := 22.05\text{kg}$$

Volumen de brazos



Figura 3.16 Radio



$$e_p := 0.006\text{m}$$

$$l_p := 0.78\text{m}$$

$$a_p := 0.025\text{m}$$

$$V_p := e_p \cdot l_p \cdot a_p$$

$$V_p = 1.17 \times 10^{-4} \text{m}^3$$

Volumen total de Brazos

$$n_p := 12$$

$$V_{tp} := V_p \cdot n_p$$

$$V_{tp} = 1.404 \times 10^{-3} \text{m}^3$$

Peso de brazos.

Seleccionamos platinas de acero inoxidable AISI 304 cuyas características geométricas son:

Laminadas en caliente.

$$\text{Espesor} = 6\text{mm}$$

$$\text{Ancho} = 25\text{mm}$$

$$\text{Longitud} = 6\text{m}$$

El peso de una platina es: 1.20 kg/m.

En la construcción de la rueda necesitaremos 9.3521m de la platina antes mencionada, lo cual nos da un peso aproximado de:

$$P_b := 11.223\text{kg}$$

Volumen de de pared de la corona

Para simplificar el cálculo del volumen de los segmentos de la pared de la corona, asumiremos como si esta fuera un segmento completamente rectangular.

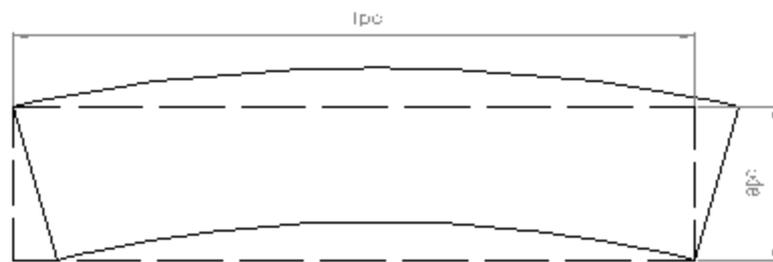


Figura 3.17 Pared de la corona

$$l_{pc} := 6.2832\text{m}$$

$$a_{pc} := 0.2\text{m}$$

$$e_{pc} := 0.0015\text{m}$$

$$V_{pc} := l_{pc} \cdot a_{pc} \cdot e_{pc}$$

$$V_{pc} = 1.885 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Volumen total de las paredes de la corona

$$n_{pc} := 2$$

$$V_{tpc} := V_{pc} \cdot n_{pc}$$

$$V_{tpc} = 3.77 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Peso de las paredes de la corona.

Se ha elegido la plancha de acero inoxidable ASTM A240 / A480 con las siguientes características:

Espesor = 1.5mm

Ancho = 1220mm

Longitud = 2440mm

El peso de una plancha es 35 kg.

El peso aproximado de las paredes de la corona es:

$P_p := 29.551\text{kg}$

Volumen que cubre el fondo de los cangilones

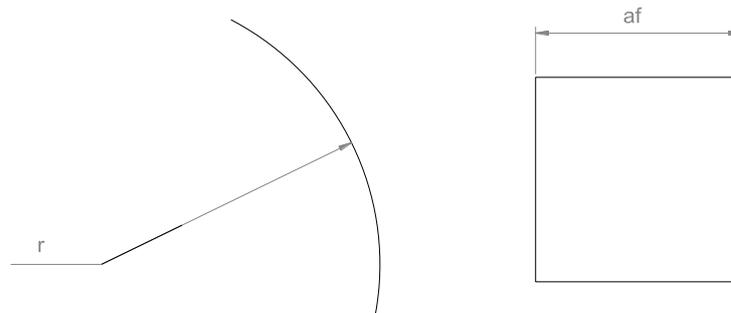


Figura 3.18 Fondo del cangilón



$$l_f := 5.0265\text{m}$$

$$e_f := 0.0015\text{m}$$

$$a_f := 0.254\text{m}$$

$$V_f := l_f \cdot e_f \cdot a_f$$

$$V_f = 1.915 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Peso de la lámina que cubre el fondo de los cangilones.

Plancha de acero inoxidable ASTM A240 / A480.

$$\text{Espesor} = 1.5\text{mm}$$

$$\text{Ancho} = 1220\text{mm}$$

$$\text{Longitud} = 2440\text{mm}$$

El peso de una plancha es 35 kg.

El peso aproximado de la lámina es:

$$P_f := 15.0105\text{kg}$$

Peso de la rueda hidráulica.

$$P_r := P_c + P_b + P_p + P_f$$

ecuación 2.55

$$P_r = 77.834\text{kg}$$

Peso del agua en los cangilones.

Asumiendo que se llenan siete cangilones con seis litros cada uno tenemos:

$$P_{H_2O} := 42\text{kg}$$

Peso total de la rueda hidráulica

$$PT := Pr + PH2O$$

ecuación 2.56

$$PT = 119.834\text{kg}$$

3.5.9 Cálculo del Eje

Aplicando la metodología antes descrita determinaremos el diámetro del árbol, el mismo que sirve como eje para la rotación de la rueda hidráulica.

Realizamos el cálculo del eje a la flexión y a la torsión conociendo los siguientes parámetros:

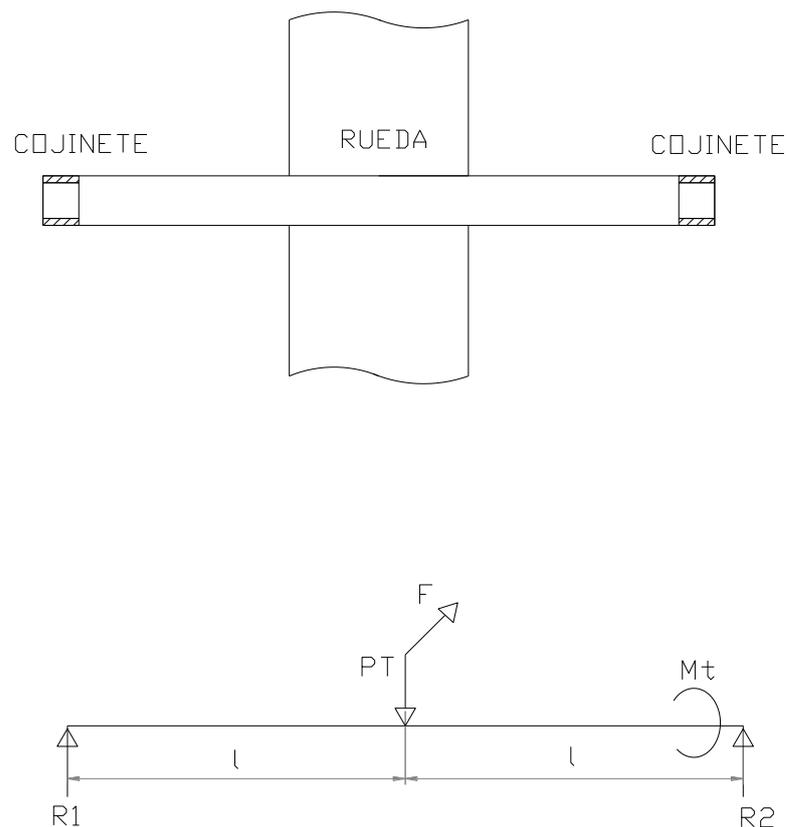


Figura 3.19 Diagrama de Fuerza



$$L := 0.6\text{m}$$

$$N := 454.454\text{W}$$

$$\omega := \frac{1.1\text{rad}}{\text{s}}$$

Momento torsor

$$M_t := \frac{N}{\omega}$$

ecuación 2.57

$$M_t := 409.049\text{Nm}$$

$$M_t := 41.739\text{kg}\cdot\text{m}$$

$$PT := 119.834\text{kg}$$

Momento flector

$$R_1 := \frac{PT}{2}$$

$$R_1 = 59.917\text{kg}$$

$$R_2 := R_1$$

$$R_2 = 59.917\text{kg}$$

$$l := 0.3\text{m}$$



$$M_f := R_1 \cdot l$$

ecuación 2.58

$$M_f = 17.975 \text{kgm}$$

Momento equivalente

$$M_{eq} := \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

ecuación 2.59

$$M_{eq} = 49.723 \text{kgm}$$

Tensión equivalente

Para calcular la tensión equivalente tomaremos un factor de seguridad de 4.

$$\sigma_f := 32000000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$F_s := 4$$

$$\sigma_{eq} := \frac{\sigma_f}{F_s}$$

$$\sigma_{eq} = 8 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Diámetro del eje

$$d := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{eq}}{\pi \cdot \sigma_{eq}}}$$

ecuación 2.60

$$d = 0.04 \text{m}$$



Nuestro diámetro estandarizado será:

$$d := 1 \frac{3}{4} \text{ in}$$

$$d' := 0.0445 \text{ m}$$

Se selecciona un eje de acero AISI 1045 con las siguientes propiedades:

$$\text{Resistencia a la tracción} = 65 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Resistencia a la fluencia} = 32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$(\text{Elongación } \epsilon)_{A5} = \text{min } 10\%$$

$$\text{Reducción de área} = 40\%$$

$$\text{Dureza} = 220 - 235$$

$$S_y := 3200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{ut} := 5816.32 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{e'} := 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$S_{e'} = 2.908 \times 10^7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$



$$K_a := 0.606$$

$$K_b := 0.818$$

$$K_c := 1$$

$$K_d := 1$$

$$K_e := 1$$

$$S_e := S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

ecuación 2.61

$$S_e = 1.442 \times 10^7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Factor de Seguridad

$$FS := \frac{\pi \cdot d^{1.5}}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{M_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M_f}{S_e}\right)^2}}$$

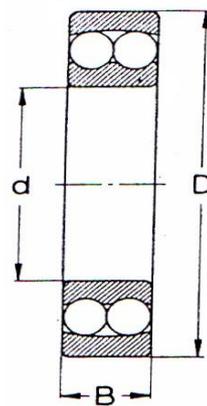
ecuación 2.62

$$FS = 4.511$$

Por lo tanto el diámetro calculado es el correcto.

3.5.10 Selección de Rodamientos

Tomando en cuenta el diámetro del eje y el peso total de la rueda hemos seleccionado el siguiente rodamiento:



con agujero
cilíndrico

Figura 3.20 Rodamiento

Rodamiento radial rígido DIN 625

Serie del cojinete 160.

$d = 45\text{mm}$

$D = 75\text{mm}$

$B = 10\text{mm}$

$C = 12.2 \text{ KN}$

$C_0 = 9.5 \text{ KN}$



CAPÍTULO IV : DISCUSIONES

El propósito fundamental de este proyecto de Tesis fue diseñar y construir un sistema rueda hidráulica-bomba con materiales y procesos locales, de funcionamiento sencillo y mantenimiento simple, de tecnología accesible y económica, y que principalmente resulte compatible con el medio rural preservando el equilibrio ecológico del lugar.

El diseño se realizó en base a los conocimientos adquiridos en la Carrera de Ingeniería Electromecánica durante el transcurso de nuestra formación; cuya capacitación ofrecida por los diferentes docentes fue de gran ayuda para el desarrollo del presente trabajo.

La construcción del Sistema de Bombeo se llevo a cabo en el Taller mecánico del A.E.I.R.N.N.R. perteneciente a la Universidad Nacional de Loja; los materiales utilizados en este proyecto se los pudo conseguir con suma facilidad en la localidad ya que nuestra ciudad cuenta con muchas casas distribuidoras de materiales de construcción.

Luego se procedió a la demostración del funcionamiento del sistema propuesto; la cual se la realizó en la ciudad de Catacocha, sector Valle de Casanga frente a las instalaciones de la Universidad Nacional de Loja, extensión Zapotepamba. La demostración se realizó en presencia de autoridades tanto del A.E.I.R.N.N.R. como del Gobierno local de Paltas Ing. Milton León Tapia, Ing Sixto López respectivamente, los mismos que dieron constancia del buen funcionamiento del Sistema de Bombeo.



A continuación se muestra los costos aproximados del sistema rueda hidráulica y bomba de pistón:

| PRESUPUESTO | | | | |
|--------------------------|---------------|-----------------|------------------|-----------------|
| DESCRIPCIÓN | UNIDAD | CANTIDAD | P. UNIDAD | P. TOTAL |
| Rueda Hidráulica | u | 1 | 900 | 900 |
| Eje | u | 1 | 50 | 50 |
| Chumacera | u | 2 | 15 | 30 |
| Anillo de fijación | u | 1 | 8 | 8 |
| Tuercas | u | 100 | 0.15 | 15 |
| Arandela plana | u | 100 | 0.1 | 10 |
| Arandela de presión | u | 100 | 0.1 | 10 |
| Pistón | u | 2 | 40 | 80 |
| Camisa de la bomba | u | 2 | 20 | 40 |
| Vástago de la bomba | u | 2 | 11 | 22 |
| Teflón | u | 2 | 0.5 | 1 |
| Pega tubo | u | 2 | 1 | 2 |
| Válvula check | u | 6 | 40 | 240 |
| Biela corredera vertical | u | 1 | 15 | 15 |
| Eje guía de la biela | u | 1 | 15 | 15 |
| Accesorios | u | | 25 | 25 |
| Manivela | u | 1 | 60 | 60 |
| Pota-rodamiento | u | 1 | 10 | 10 |
| Rodamiento | u | 1 | 4 | 4 |
| Base de soporte | u | 1 | 250 | 250 |
| Abrazadera | u | 2 | 10 | 20 |
| Pernos y tuercas | u | 11 | 2 | 22 |
| Pintura | u | 3 | 6 | 18 |
| Diseño | u | 1 | 1000 | 1000 |
| Ensamblaje | u | 1 | 500 | 500 |
| Instalación | u | 1 | 300 | 300 |
| SUBTOTAL | | | | 3647 |
| IMPREVISTO 5% | | | | 182.35 |
| TOTAL | | | | 3829.35 |



CONCLUSIONES

1. Una vez realizadas las prácticas correspondientes al funcionamiento del sistema de bombeo accionado por una rueda hidráulica, se pudo contrastar la teoría con la práctica y de ésta manera fortalecer e incrementar científica y técnicamente nuestras capacidades cognoscitivas. Además se realizó una gran reflexión acerca del inadecuado uso que se da a las energías renovables.
2. Después de obtener y analizar información acerca de sistemas alternativos de bombeo logramos desarrollar el diseño y posteriormente la construcción de un sistema de bombeo accionado por una rueda hidráulica, constituyéndose éste en un aporte para el desarrollo tecnológico del lugar.
3. Luego de realizar un meticuloso análisis de los recursos hídricos con los que cuenta el Área; podemos decretar que en esta es factible la implementación de un laboratorio de energías alternativas con fines didácticos.

El levantamiento topográfico ha sido realizado con la Estación Total Trimble 5600 Servo Robótica perteneciente al laboratorio geoquímico, minero y ambiental de la carrera de geología ambiental, perteneciente al A.E.I.R.N.N.R., en la cual se tomaron 222 puntos con una longitud total de 2587m y teniendo una diferencia de cotas del punto de partida de 2148m a 2122m. El levantamiento se lo realizó con el dato SAM 56 cuyo punto de partida está en las coordenadas 9593350 X; 700193 Y y el punto final está en 9554709 X y 699577 Y.

4. Una vez culminado el diseño del sistema de bombeo accionado por una rueda hidráulica se procedió a la adquisición del material seleccionado. Finalmente mediante la tecnología presente en nuestro medio fue factible la construcción de dicho sistema.



5. El objetivo de difundir los resultados y sobre todo la información acerca del sistema de bombeo propuesto, se logró mediante la utilización de medios de comunicación (Radio Ondas de Paltas y Canal Multivisión de la ciudad de Catacocha), contribuyendo de una u otra forma al incursionamiento de esta nueva tecnología dentro del campo comercial.



RECOMENDACIONES

1. Que todas las piezas se traten de maquinar con toda la perfección posible; ya que cualquier desperfecto puede ocasionar el mal funcionamiento del sistema.
2. Al momento de realizar el ensamblaje del sistema de bombeo, revisar que cada una de las partes que componen dicho sistema; estén alineadas correctamente.
3. La estructura que soporta el sistema de bombeo debe ser reforzada ya que la misma debe servir de apoyo a las chumaceras de la rueda, de tal manera que se pueda nivelar y alinear el eje adecuadamente, tanto para soportar el peso de la rueda como para permitir un óptimo trabajo de transmisión de torque y potencia a las bombas, así mismo al soportar fijamente a las bombas y al sistema de biela infinita hará posible una adecuada transmisión de potencia y conversión del movimiento rotativo de la manivela en un movimiento lineal de los vástagos de las bombas. Además esta estructura permitirá absorber las vibraciones producidas por el trabajo rotativo de la rueda y el movimiento oscilante de la biela.



BIBLIOGRAFIA

- JIMENEZ DE CISNEROS**, Luís ML. Manual de Bombas 4ta Edición.
- MATAIX**, Claudio. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas
- NEKRASOV**, S.V. Hidráulica 1982
- TRUEBA**, Samuel; Hidráulica; 1979
- McNAUGHTON**, Kenneth; Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento; 1992
- VIEJO ZUBIRACAY**, Manuel; Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones; 2000
- SHIGLEY**; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983
- BOHMAN**, Iván: Índice Catalogo de Aceros
- DECKER**, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980
- HADZICH**, Miguel; Diseño de Bombas de Ariete Hidráulico
- TYLER G,Hicks**, Bombas, Edición CECSA
- OKISHI**, Mecánica de Fluidos, Barcelona 1999
- ROCA**, Felip, Oleohidráulica Básica, Barcelona 1999
- OÑATE**, Esteban, Energía Hidráulica, Madrid 1992
- POTTER**, Merle, Mecánica de Fluidos, México 1998
- CORDOVA**, Ramiro, Tesis, Diseño y construcción de un sistema Rueda Hidráulica-bomba.
- ACOSTA**, Julio, Tesis, Diseño de un Sistema de Bombeo mediante turbina de corriente libre, Lima 1996
- ERAS**, Darwin, Tesis, Diseño de un sistema eficiente para accionamiento de máquinas hidráulicas de extracción de jugo de caña de azúcar.
- SILVERIO**, Ramiro, Tesis, Diseño y construcción de una bomba de agua utilizando la energía cinética de los ríos.

Paginas Web

[Htt//WWW. Bombas por tornillo de Arquímedes. com](http://www.bombasporornillo.com)

[Htt//WWW. Bombas hidráulicas. com](http://www.bombas-hidraulicas.com)

[Htt//WWW. Rueda hidráulica. com](http://www.rueda-hidraulica.com)

[Htt//WWW. Hidrotec. com](http://www.hidrotec.com)



SIMBOLOGÍA

P = potencia en (W)

γ = peso específico del agua

Q_{acc} = caudal de accionamiento en m^3/s

H = altura de salto en m

η = rendimiento %.

h_l = altura de la lámina de agua en m

v_l = velocidad lineal del agua en m / s

b = ancho del canal en m

D = diámetro de la rueda en m

H = altura de salto en m

h_1 = distancia entre el nivel superior de la rueda y el nivel inferior del canal en m

z = número de cangilones

R = radio de la rueda en m

t = paso de referencia (rango comprendido entre 0.25m – 0.35m)

r = radio interno en m

p = profundidad de la corona en m. (rango comprendido entre 0.2m – 0.4m)

r_1 = radio medio en m

R = radio de la rueda en m

w = velocidad angular en rad /s

F = fuerza del agua en N

ρ = densidad del agua en kg/m^3

A = área de choque en m^2

M_{ab} = momento flector en kgm

w = módulo de resistencia axial en m^3

σ_{ad} = tensión admisible en kg/m^2

K = factor de seguridad

M_{eq} = momento equivalente en Nm

Se = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico en kg/m^2

Se' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria en kg/m^2

K_a = factor de superficie

K_b = factor de tamaño



- K_c = factor de carga
- K_d = factor de temperatura
- K_e = factor de efectos diversos
- S_y = resistencia a la fluencia en kg/m^2
- D_p = diámetro del pistón en m
- R_m = radio del muñón en m
- S = carrera del pistón en m
- L_b = longitud de la biela en m
- D_{pr} = diámetro del porta rodamiento en m
- V_d = volumen desplazado en m^3/s
- A_c = área del cilindro m^2
- q = caudal bombeado en m^3/s
- G = número de golpes por minuto
- v_p = velocidad del pistón en m/s
- $H_{física}$ = altura física en m
- $H_{pérdidas}$ = altura de pérdidas
- σ_{med} = tensión tangencial media en kg/m^2
- p_i = presión interna en kg/m^2
- d_i = diámetro interno en m
- t = espesor en m
- $\sigma_{máx}$ = tensión tangencial máxima en kg/m^2
- σ_{long} = tensión longitudinal en kg/m^2
- F_p = fuerza en el pistón en kgf
- $P_{máx}$ = presión máxima en kg/m^2
- σ = esfuerzo de compresión en kg/m^2
- σ_{lim} = esfuerzo límite de fluencia en kg/m^2
- T = torque en N.m
- F_b = fuerza de la biela en kgf
- P_b = potencia de la bomba en w
- L_v = longitud del vástago de la válvula en m
- L_g = longitud de la guía en m
- Z_v = carrera de la válvula en m



e_p = espesor total del platillo de la válvula (espesor del caucho sintético y de la placa metálica) en m

e_{pa} = espacio para alojar el pasador en m

$\delta_{m\acute{a}x}$ = deformación máxima en m

E = módulo de elasticidad del material en Pa

μ = módulo de Poisson del material

σ_a = esfuerzo alternante en Pa

$FS_{fluencia}$ = factor de seguridad a la fluencia

FS_{fatiga} = factor de seguridad a la fatiga

P_1 = presión en la sección 1 en kg/m^2

P_2 = presión en la sección 2 en kg/m^2

A_1 = área en la sección 1 en m^2

A_2 = área en la sección 2 en m^2

R_x = reacción horizontal sobre la brida en la sección 1 en N

R_y = reacción vertical sobre la brida que una la T con la sección 2 en N

v_{2x} = velocidad horizontal en m/s

v_{2y} = velocidad vertical en m/s

F_{pm} = fuerza de pretensión en N

K_a = factor de apriete o tensionado (depende del método de ajuste y estado de la superficie)

K_c = factor corrector de pérdida de pretensión por asentamiento.

F_p = fuerza en cada perno en N

M_{fr} = momento por fricción de la rosca en Nm

σ_{vm} = esfuerzo de pretensión en Pa

T_t = esfuerzo cortante en Pa

P_{ap} = presión de aplastamiento en Pa

A_u = área de apoyo para cada perno en m^2

b_1 = factor reductor de esfuerzos por concentración de tensiones (función del tipo de unión y tipo de carga)

b_2 = factor reductor de esfuerzos por la calidad de soldadura

v = factor de seguridad, se elige en función de la posibilidad de conocer las cargas con exactitud y de la frecuencia de ocurrencia de la carga máxima

