



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS
RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES**

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TÍTULO

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO A TRAVÉS DE UNA RUEDA HIDRÁULICA DE ALIMENTACIÓN SUPERIOR Y BOMBA DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO, PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) DEL AEIRNNR-UNL.”

*TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR POR EL
TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECAÁNICO*

AUTOR: Juan Carlos Solórzano Castillo

DIRECTOR: Ing. Jorge Luis Maldonado Correa Mg.Sc

LOJA - ECUADOR

2014



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

CERTIFICACIÓN

Ing. Jorge Luis Maldonado Correa Mg.Sc

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación, bajo el tema **“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”**, previa a la obtención al título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el egresado *Juan Carlos Solórzano Castillo* , la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, Junio de 2014



Ing. Jorge Luis Maldonado Correa, Mg. Sc
DIRECTOR DE TESIS



"Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL."

AUTORÍA

Yo, **Juan Carlos Solórzano Castillo**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Autor: Juan Carlos Solórzano Castillo

Firma:

Cédula: 1104625825

Fecha: 11/07/2014

.....
Juan Carlos Solórzano Castillo
Egdo. Ingeniería Electromecánica



"Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL."

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo, **Juan Carlos Solórzano Castillo**, declaro ser el autor de la tesis intitulada **"Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL."**, como requisito para optar por el grado de **Ingeniero Electromecánico**; autorizo al sistema de Biblioteca de la Universidad Nacional de Loja, para fines académicos muestren al mundo la producción intelectual de la universidad, a través de la visibilidad de su contenido, de la siguiente manera en el Repertorio Digital Institucional.

Los usuarios pueden consultar su contenido, de este trabajo en el RDI, en las redes de Información del país y del exterior, con las cuales tengan convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja a los once días del mes de julio del dos mil catorce.

Firma:
Autor: Juan Carlos Solórzano Castillo
Cédula: 1104625825
Dirección: Barrio Belen, Km 2/5 Avda. Isidro Ayora
Correo Electrónico: solorzanocastillojuancarlos@yahoo.com
Teléfono: 3026064
Celular: 0985374376

DATOS COMPLEMENTARIOS.

Director de Tesis Ing. Jorge Luis Maldonado Correa Mg. Sc
Tribunal de Grado Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.
Ing. Darwin Geovanny Tapia Peralta, Mg. Sc.
Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc.



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

DEDICATORIA

Todo mi esfuerzo y lucha constante por alcanzar una de mis más anheladas metas se lo dedico con mucho amor y respeto a mis padres y hermanos, que creyeron desinteresadamente en mis capacidades para responder éticamente por cada una de mis acciones y que día a día me brindaron con amor sus palabras de aliento y apoyo muy necesarias cuando se lucha por alcanzar una meta y cumplir un sueño. Por apoyarme incondicionalmente, muy por encima de las muchas limitaciones, inculcándome en mi la perseverancia y los valores necesarios para finalizar una etapa más de mi vida.

Juan Carlos Solórzano Castillo



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la Universidad Nacional de Loja el Área de La Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables y la carrera de Ingeniería en Electromecánica, por darme la oportunidad de formarme académicamente; un agradecimiento especial al Ing. Jorge Maldonado, Mg. Sc. por hacer posible esta tesis; así también agradezco a cada uno de los docentes de la carrera que a través del tiempo impartieron sus conocimientos y me han ayudado a realizarme como profesional.



ÍNDICE

PORTADA	I
CERTIFICACIÓN	II
AUTORÍA	III
CARTA DE AUTORIZACIÓN	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTO	VI
ÍNDICE	VII
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
a. TITULO	14
b. RESUMEN	15
b.1 SUMMARY	16
c. INTRODUCCIÓN	17
d. REVISIÓN DE LITERATURA	18
d.1. ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA	18
d.1.1. Ecuación de continuidad	18
d.1.2. Propiedades físicas de los fluidos	19
d.1.2.1. Densidad	19
d.1.2.2. Peso específico	19
d.1.2.3. Densidad relativa	20
d.1.3. RESISTENCIA DE LOS FLUIDOS	20
d.1.3.1. Régimen Laminar	20
d.1.3.2. Régimen Turbulento	20
d.1.4. RESISTENCIA DE SUPERFICIE	21
d.1.4.1. Radio hidráulico	21
d.1.4.2. Velocidad en un canal con movimiento uniforme: formula de Manning	21
d.2. RUEDAS HIDRÁULICAS	23
d.2.1. INTRODUCCIÓN	23



d.2.2. RUEDAS HIDRÁULICAS	23
d.2.2.1. Rueda hidráulica con canal de alimentación superior.	23
d.2.3. VENTAJAS:.....	24
d.2.4. DESVENTAJAS:	25
d.2.5. DISEÑO MECÁNICO DE LA RUEDA HIDRÁULICA.....	25
d.2.5.1. Volantes	25
d.2.5.1.1. Esfuerzos en los volantes	25
d.2.5.1.2. Esfuerzo máximo de tensión.	26
d.2.5.2. Transmisión de potencia mediante ejes.....	29
d.2.5.2.1 Torque	31
d.2.5.3. Potencia	32
d.2.5.4. Análisis de elementos de sujeción.....	33
d.2.5.5. Análisis de soldadura.....	34
d.2.5.6. Energía cinética entregada por la rueda hidráulica.	35
d.2.5.7. Bombas de desplazamiento positivo	36
d.2.5.7.1. Principio de desplazamiento positivo.....	37
e. MATERIALES Y MÉTODOS	38
e.1. MATERIALES	38
e.1.1. Instrumentos	38
e.1.2. Herramientas de construcción	38
e.1.3. Recursos informáticos	39
e.2. MÉTODOS	39
e.2.1. Método analítico	39
e.2.2. Método sintético	40
e.2.3. Método experimental.....	40
e.2.4. Método inductivo.....	40
e.2.5. Método deductivo	40
f. RESULTADOS	41
f.1. CÁLCULO Y DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA	41



f.1.1. DISEÑO DE EVACUACIÓN:	41
f.1.1.1. Gasto total	41
f.1.1.2. Volumen del recipiente del suministro	41
f.1.1.3. Caudal mínimo de ingreso al recipiente de suministro	43
f.1.1.4. Análisis de la pendiente necesaria para garantizar la evacuación.....	43
f.1.1.5. Caudal promedio de retorno al recipiente de suministro.	44
f.1.1.6. Velocidad promedio del fluido en la tubería de evacuación.	45
f.1.2. PLATAFORMA DE MONTAJE.....	47
f.1.2.1. Volumen del recipiente de montaje (V_{rm}).....	48
f.1.2.2. Tiempo de llenado del recipiente.	48
f.1.3. DETERMINACIÓN DE LA ALTURA MÁXIMA DE LA POSIBLE RUEDA DE AGUA A INSTALARSE.....	48
f.1.3.1. Análisis de velocidad angular de la rueda hidráulica.....	49
f.1.3.2. Determinación del arco o espacio recorrido por un recipiente.	50
f.1.4. DETERMINACIÓN DEL TORQUE MÁXIMO DE ACCIONAMIENTO DE LA RUEDA HIDRÁULICA A INSTALARSE.....	52
f.1.4.1. Par torsor producido por la energía cinética del fluido.	55
f.1.4.2. Par torsor máximo de accionamiento.....	56
f.1.5. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA TEÓRICA DE LA RUEDA HIDRÁULICA.....	56
f.1.6. DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO MÁXIMO DE TENSIÓN PRODUCIDO EN LOS RECIPIENTES DE LA RUEDA HIDRÁULICA.....	57
f.1.6.1. Determinación de la velocidad lineal en el radio medio:.....	57
f.1.6.2. Determinación del peso por unidad de longitud:	57
f.1.6.3. Determinación de número de rayos y dimensiones:	58
f.1.6.4. Cálculo de la sección transversal de un rayo	60
f.1.6.5. La fuerza axial en cada rayo es:	63
f.1.6.6. Esfuerzo máximo en un rayo.	63
f.1.6.7. Determinación del ángulo subtendido (\emptyset):	65
f.1.6.8. Determinación del ángulo entre rayos (2α):.....	66



f.1.6.9. Determinación de la constante (C):.....	66
f.1.7. CÁLCULO DEL CONJUNTO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA. .	67
f.1.7.1. Cálculo de eje hueco	68
f.1.7.2. Cálculo de ejes sólidos para los extremos:.....	70
Fig. 14. Fuerzas actuantes para determina soportes de pie tipo Y	73
f.1.7.3. Análisis del esfuerzo máximo torsional al que está sometido el árbol. 75	
f.1.7.4. Diámetro de cubo:.....	76
f.1.7.5. Diámetro medio del círculo de los pernos:	77
f.1.7.6. Número de pernos efectivos para la sujeción entre los rayos y la manzana...78	
f.1.7.7. Determinación de los discos de transmisión de potencia.....	79
f.1.7.8. Análisis de presión de contacto de discos:.....	81
f.1.7.9. Espesor de los discos:	82
f.1.8. ANÁLISIS DE SOLDADURA	84
f.1.9. DETERMINACIÓN DE LA ENERGÍA CINÉTICA ENTREGADA	
POR LA RUEDA:.....	88
f.1.9.1. Determinación de la altura máxima de bombeo del sistema.....	90
f.2. ANÁLISIS DE COSTOS	93
f.2.1. Costos directos	93
f.2.2. Costos indirectos	95
f.2.3. Costo total del sistema de bombeo.....	96
f.3. VALORACIÓN ECONÓMICA	96
f.3.1. Costo de Adquisición	96
g. DISCUSIÓN.....	97
g.1. Análisis de resultados	97
g.2. Análisis de rendimiento (fase de campo).	97
g.3. Comprobación de hipótesis	100
h. CONCLUSIONES.....	102
i. RECOMENDACIONES	103
j. BIBLIOGRAFÍA.....	104



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

j.1. LIBROS:.....	104
j.2. LIBROS ELECTRÓNICOS:.....	104
j.3. TESIS ELECTRÓNICAS	104
j.4. SITIOS WEB:	104
k. ANEXOS	105
ANEXO I.....	106
ANEXO II	112



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valores del coeficiente de rugosidad n y de $1/n$	22
Tabla 2. Medidas en stock	73
Tabla 3. Soldadura a intervalos	87
Tabla 4. Costo del material para la construcción del sistema de bombeo	93
Tabla 5. Costo de maquinaria	94
Tabla 6. Costo de materiales para instalación en el sitio de montaje	94
Tabla 7. Costo de material para terminado y acabado del sistema.....	94
Tabla 8. Costo por mano de obra.....	95
Tabla 9. Costo demandado por transporte	95
Tabla 10. Total de costos directos	95
Tabla 11. Costos indirectos	95
Tabla 12. Costo total del sistema.....	96
Tabla 13. Resultados de monitoreo del sistema de bombeo.....	98
Tabla 14. Análisis del valor medio de la curva de potencia.	99
Tabla 15. Constantes y ecuaciones fundamentales.....	112
Tabla 16. Soporte de pie con rodamientos Y (SKF).....	113



ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.	Rueda hidráulica de impulsión superior (Vivanco, 2006).	24
Fig. 2.	Esquema de funcionamiento de una bomba de desplazamiento positivo (Vivanco, 2006).	37
Fig. 3.	Volumen del recipiente de suministro de agua	42
Fig. 4.	Caudal mínimo de ingreso al recipiente de suministro en el CIEREE	44
Fig. 5.	Detalle de la plataforma de montaje de rueda hidráulica.....	47
Fig. 6.	Llenado y descarga en canjilones.....	49
Fig. 7.	Sección lateral de la rueda Hidráulica y su respectivo volumen.....	52
Fig. 8.	Fuerzas ejercidas sobre la rueda y con sus respectivos brazos.	53
Fig. 9.	Fuerzas ejercidas sobre la rueda por la energía cinética del fluido.....	55
Fig. 10.	Configuración y dimensiones de los rayos..	60
Fig. 11.	Esfuerzos a los que están sometidos los rayos.....	63
Fig. 12.	Angulo entre rayos.....	65
Fig. 13.	Esquema de árbol.....	68
Fig. 14.	Fuerzas actuantes para determinar soportes de pie tipo Y	73
Fig. 15.	Esquema del cubo.	76
Fig. 16.	Esquema de discos de transmisión	82
Fig. 17.	Soldadura discos-cubo	84
Fig. 18.	Curva de potencia del sistema de bombeo	99
Fig. 19.	Curva presión-caudal	99



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

a. TITULO

“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el Centro de Investigaciones de Energías Renovables y Eficiencia Energética (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”



b. RESUMEN

Este trabajo se ha encaminado al estudio y mejoramiento de un sistema de bombeo a través de la utilización de recursos renovables haciendo énfasis en el aprovechamiento de energías alternativas, la finalidad es diseñar y construir un equipo eficiente de bombeo alternativo, para ello nos hemos basado en las diferentes experiencias realizadas dentro de la investigación del AEIRNNR-UNL y tomando en cuenta los parámetros ya establecidos en el CIEREE; como recurso hídrico y volumen del recipiente de suministro.

Se realizó un diseño conservador de todas las partes que constituyen el sistema de bombeo teniendo resultados satisfactorios en ensamblaje, montaje y puesta en marcha, lo que confirma que se obtuvo un sistema de bombeo alternativo óptimo para ser implementado en el CIEREE.



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

b.1 SUMMARY

This work was aimed to study and improve a pumping system through the use of renewable resources, emphasizing the use of alternative energies, the purpose is to design and build an efficient team of alternative pumping, therefore we have relied on different experiments carried out within the research AEIRNNR-UNL and taking into account the parameters established in the CIEREE; and water resources and volume of the supply vessel.

Conservative design all parts of the pumping system having satisfactory results in assembly, erection and commissioning, which confirms system pumping optimal alternative to be implemented in the CIEREE was obtained was performed.



c. INTRODUCCIÓN

Desarrollar temas de investigación científica es una de las obligaciones en las IES. Se debe admitir que estos serían los mejores métodos capaces de proporcionar aplicaciones directas a los conocimientos impartidos. Las altas exigencias de la era moderna, así lo han determinado. Sin embargo, conviene tomar en cuenta un aspecto importante, los limitados recursos con que cuentan estos institutos en los países en vías de desarrollo como Ecuador en relación con países de tecnología avanzada, hacen que la capacidad de investigación, sea también limitada. Se cree que existen importantes áreas técnicas, cuyo estudio puede llevarse a feliz término en universidades con notable eficiencia.

Conocedores de que las ruedas hidráulicas han sido las formas más antiguas de aprovechamiento de energía en su campo, y quizá dentro del mundo que encierra a la maquinaria, desde su forma más primitiva, y con la consideración exacta, de que una gran variedad de ellas están todavía en operación y que en ciertas circunstancias pueden constituir una solución económicamente aceptable, se propone acoplar a la rueda hidráulica que es el elemento generador de potencia, una bomba de impulsión o de desplazamiento positivo, buscando siempre el rendimiento óptimo.



d. REVISIÓN DE LITERATURA

d.1. ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA

d.1.1. Ecuación de continuidad

Caudal Q es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente. (Mataix, 1986)

$$Q = A * v_f = \frac{V}{t} = C \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

- Q : caudal total del tubo, m^3/s
- A : Área de la sección transversal del tubo, m^2
- v_f : Velocidad media normal del fluido a la sección considerada. m/s
- V : Volumen, m^3
- t : Tiempo, s

Entre una de las aplicaciones de la ecuación de Bernouilli tenemos la ecuación de Torricelli o salida por un orificio.

$$v_f = \sqrt{2gH} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

- v_f : Velocidad del fluido (m/s)
- g : Constante gravitacional (m/s^2)
- H : Altura (m)



d.1.2. Propiedades físicas de los fluidos

d.1.2.1. Densidad

La densidad de un fluido es su masa por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

- ρ : Densidad en (Kg/m³)
- m: Masa en (Kg)
- V: Volumen (m³)

d.1.2.2. Peso específico

El peso específico, representa la fuerza ejercida por la gravedad en una masa sobre la unidad de volumen del fluido. (Jaramillo, 2010).

$$\gamma = \frac{m \cdot g}{V} \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde:

- γ : Peso específico (N/m³) ó (Kgf/m³)
- m: Masa en (Kg)
- g: Constante gravitacional (m/s²)
- V: Volumen (m³)



d.1.2.3. Densidad relativa

Densidad relativa δ , de un líquido es la razón de su densidad a la del agua pura a la temperatura normal. Los físicos usan la de 4 °C como temperatura normal, pero los ingenieros prefieren por lo general, 15.5 °C. (Jaramillo, 2010)

$$\delta = \frac{\rho_{\text{liquido}}}{\rho_{\text{agua}}} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde:

- δ : Densidad relativa adimensional
- ρ_{liquido} : Densidad del fluido (Kg/m³)
- ρ_{agua} : Densidad del agua pura (Kg/m³)

d.1.3 .RESISTENCIA DE LOS FLUIDOS

d.1.3.1. 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). (Jaramillo, 2010)

d.1.3.2. 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 trayectoria 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. (Jaramillo, 2010).



d.1.4. RESISTENCIA DE SUPERFICIE

d.1.4.1. Radio hidráulico

El rozamiento en un conducto cerrado o abierto depende de la superficie mojada, y por tanto no depende solo de la sección transversal en m^2 , sino también de la forma de esta, que hará que la superficie en contacto con el líquido sea mayor o menor. Se llama radio hidráulico R_h al cociente del área transversal por el perímetro mojado de esta sección. (Mataix, 1986).

En un canal la superficie en contacto con la atmosfera prácticamente no tiene rozamiento alguno. El radio hidráulico en un canal será la superficie transversal ocupada por el flujo dividido por el perímetro mojado (excluyendo por tanto dicho lado en contacto con la atmosfera). (Mataix, 1986).

En particular en un conducto de sección circular.

$$D = 4 * R_h \quad \text{Ecuación 6}$$

d.1.4.2. Velocidad en un canal con movimiento uniforme: formula de Manning.

La fórmula de Manning considerada como la más satisfactoria para flujo uniforme en conducciones abiertas, es la siguiente:

$$v_f = \frac{R_h^{\frac{2}{3}} * s^{\frac{1}{2}}}{n} \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

- R_h : Radio hidráulico (m)
- s: Pendiente del canal
- n: Coeficiente de rugosidad (revisar Tabla 1)



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

Tabla 1. Valores del coeficiente de rugosidad n y de $1/n$.

Material	n	$1/n$
Madera cepillada	0,010 – 0,011	100,0 – 90,9
Madera sin cepillar	0,012 – 0,014	83,3 – 71,4
Hormigón alisado	0,010 – 0,013	100,0 – 76,9
Hormigón en bruto	0,015 – 0,020	66,7 – 50,0
Ladrillos	0,013 – 0,017	76,9 – 58,8
Piedra: según tipo de piedra pulimentada hasta canal de tierra con laterales de grava	0,017 – 0,033	58,8 – 30,0
Tierra: según tipo	0,018 – 0,030	55,6 – 33,3
Acero roblonado	0,017 – 0,020	58,8 – 50,0
Hierro fundido	0,013 – 0,017	76,9 – 58,8

Fuente: (Mataix, 1986).



d.2. RUEDAS HIDRÁULICAS

d.2.1. INTRODUCCIÓN

Las fuentes energéticas son aquellos recursos o medios capaces de producir algún tipo de energía y luego consumirla. Estas fuentes pueden clasificarse como renovables o no renovables.

La energía hidráulica es un tipo de energía renovable que se obtiene de la caída del agua desde un nivel superior a uno inferior que provoca el movimiento a turbinas y bombas.

d.2.2. RUEDAS HIDRÁULICAS

Existen muchos tipos de ruedas hidráulicas, pero en cualquier caso el funcionamiento es siempre el mismo: mediante un canal se desvía cierta cantidad de agua del río, la cual se hace entrar a gran velocidad y en cantidad suficiente en el molino. Al llegar, el agua choca contra las palas de una rueda hidráulica que transmite a lo largo de su eje el movimiento a otras piezas tales como poleas, engranajes o bielas que comunican el giro de la rueda hidráulica a las muelas, los martinets o cualquier otro mecanismo que gire u oscile.

Dependiendo de su funcionamiento y al mecanismo de llegada del agua, las ruedas hidráulicas verticales se clasifican en las siguientes:

- Rueda hidráulica con canal de alimentación superior.
- Ruedas hidráulica con canal de alimentación en la altura del eje.
- Rueda hidráulica con canal de alimentación inferior.
- Rueda hidráulica reversible

d.2.2.1. Rueda hidráulica con canal de alimentación superior.

La rueda se desliza empujada por el agua que llega desde arriba (Fig. 1.), permitiendo una mayor explotación del recurso disponible debido a que esta cae y la fuerza de



gravedad realiza todo el efecto. Se usan en lugares donde podemos encontrar caídas suficientes y el caudal es muy poco. El rendimiento es variado (60 a 80 %). Las ruedas hidráulicas son muy complejas en su fabricación, cuando hablamos de impermeabilidad.

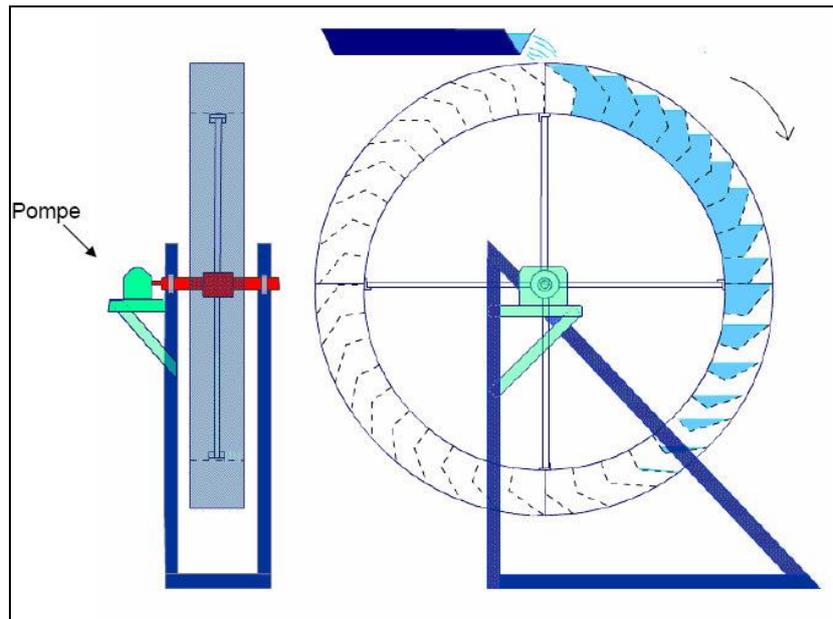


Fig. 1. Rueda hidráulica de impulsión superior (Vivanco, 2006).

d.2.3. VENTAJAS:

- Insensibilidad a los cuerpos extraños y a las heladas.
- Las ruedas de admisión superior dan, con una construcción cuidadosa (cojinetes de rodillos, engranajes de dientes fresados), aceptables rendimientos aun en el caso de una admisión muy pequeña.
- Por esta razón, en pequeñas instalaciones (alturas de salto hasta 7 m y potencias hasta 30 HP) las ruedas hidráulicas son, en algunos casos, mejores que las turbinas. (Vivanco, 2006).



d.2.4. DESVENTAJAS:

- Gran peso.
- Gran espacio ocupado.
- Pequeño número de revoluciones (multiplicación por engranajes).
- Regulación incompleta de la velocidad.
- En las ruedas de admisión superior se pierde altura de caída por el huelgo entre la rueda y el nivel de descarga. (Vivanco, 2006).

d.2.5. DISEÑO MECÁNICO DE LA RUEDA HIDRÁULICA

d.2.5.1. Volantes

Los volantes y los reguladores son dispositivos empleados para controlar la variación de velocidad de una máquina; la diferencia entre unos y otros es que los volantes distribuyen la energía dentro de un ciclo para controlar la velocidad, mientras que los reguladores controlan la cantidad de combustible que llega a una máquina, para igualar los requerimientos de carga y mantener una velocidad específica. (HALL, HOLOWENKO, & LAUGHLIN).

d.2.5.1.1. Esfuerzos en los volantes

Los esfuerzos producidos en la llanta de un volante se pueden aproximar a los esfuerzos producidos en un anillo que gira libremente. El efecto de los rayos se desprecia y únicamente se considera el esfuerzo debido a la carga de inercia.

Suponiendo que el esfuerzo de tensión s_t , esta uniformemente distribuido a través de toda la sección,

$$2F_{traccion} = 2(s_t * t * b) = \frac{r^2 * t * b * \rho * \omega^2}{g} \quad \text{Ecuación 8}$$



Donde:

$$v = r * \omega$$

Es la velocidad en el radio medio.

d.2.5.1.2. Esfuerzo máximo de tensión.

Timoshenko dedujo sobre bases racionales una ecuación que tiene en cuenta la fuerza axial en los rayos, la flexión y el esfuerzo normal; la cual obtuvo considerando la llanta como un anillo delgado, despreciando la curvatura de la llanta y utilizando el signo que dé el mayor valor de $\frac{P}{A} \pm \frac{Mc}{I}$, (HALL, HOLOWENKO, & LAUGHLIN).

$$s_t = \frac{qv^2}{btg} * \left[1 - \frac{\cos \emptyset}{3c \sin \alpha} \pm \frac{2r}{Ct} \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{\cos \emptyset}{\sin \alpha} \right) \right] \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

- S_t : Esfuerzo de tensión
- q : Peso de la rueda por unidad de longitud
- v : Velocidad lineal en el radio medio
- b : Ancho de la rueda
- t : Altura del recipiente
- g : Constante gravitacional
- \emptyset : Angulo subtendido desde la línea media entre los rayos hasta la sección donde se encuentra el esfuerzo
- r : Radio medio de la rueda
- 2α : Angulo entre dos rayos
- C : Constante que depende del área de la sección transversal de la rueda, del área de la sección transversal de un rayo, de las proporciones de la rueda y el ángulo entre rayos.

Los valores de C para diferentes números de rayos son:

$$4 \text{ rayos } (2\alpha = 90^\circ) \quad C = \frac{12 * r^2}{t^2} (0.00608) + 0.643 + \frac{A}{A_1} \quad \text{Ecuación 10}$$



$$6 \text{ rayos } (2\alpha = 90^\circ) \quad C = \frac{12 * r^2}{t^2} (0.00169) + 0.957 + \frac{A}{A_1} \quad \text{Ecuación 11}$$

$$8 \text{ rayos } (2\alpha = 90^\circ) \quad C = \frac{12 * r^2}{t^2} (0.00076) + 1.274 + \frac{A}{A_1} \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

- A_c : Área de la sección transversal de la llanta = bt
- A_1 : Área de la sección transversal de un rayo.

La fuerza axial en cada rayo es

$$F_r = \frac{2qv^2}{3gC} \quad \text{Ecuación 13}$$

El esfuerzo en cada rayo es $\frac{F_r}{A_1}$, donde A_1 es la sección del rayo.

Si la sección del rayo es plana el momento rectangular de inercia será la siguiente:

$$I_t = \frac{2 * L^4}{45} \quad \text{Ecuación 14}$$

Tomando en cuenta esta condición:

$$\epsilon \cong \frac{L_t}{15}$$

- ϵ : Espesor del tubo
- L_t : Altura del tubo

Los esfuerzos aproximados en llantas de volantes de construcción ordinaria están dados por la ecuación de Lanza. (HALL, HOLOWENKO, & LAUGHLIN)

$$S_{tsimple} = \delta_a * v^2 * 1.4 \quad \text{Ecuación 15}$$

- $S_{tsimple}$ → Esfuerzo de tensión simple
- δ_a → Densidad del acero galvanizado



$$s = v^2 \left(0.075 + \frac{0.25 d}{t n_r^2} \right) \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

- s: Esfuerzo de tracción, en psi
- d: Diámetro medio de la llanta, en pul
- t: Espesor de la llanta, en pul.
- v: Velocidad en el radio medio, pul/seg
- n_r : Número de rayos

La velocidad angular se la calcula con la velocidad lineal y el radio de la rueda.

$$\omega = v/r \quad \text{Ecuación 17}$$

- ω : Velocidad angular $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$.
- v: Velocidad lineal $\frac{\text{m}}{\text{s}}$.
- r: Radio de la rueda, m.

Esfuerzos producidos en discos rotatorios de anchura uniforme

Discos con agujero:

El máximo esfuerzo radial ocurre en $r = \sqrt{r_i * r_o}$ y es

$$S_{r \text{ máx}} = \frac{\gamma v^2}{g} \left(\frac{\mu+3}{8} \right) \left(1 - \frac{r_i}{r_o} \right)^2 \quad \text{Ecuación 18}$$

El máximo esfuerzo tangencial ocurre en $r = r_i$ y es

$$S_{t \text{ máx}} = \frac{\gamma v^2}{g} \left(\frac{u+3}{4} \right) \left[1 + \frac{1-\mu}{u+3} \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right] \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde:

- $S_{r \text{ máx}}$: Esfuerzo radial máximo, en $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$



- $S_{t\text{máx}}$: Esfuerzo tangencial máximo, en $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}\right)$
- γ : Peso específico en $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$
- v : Velocidad lineal para el $r_o = 0.30\text{cm}$
- ν : Razón de Poisson (0,30 para el acero y 0,27 para el hierro fundido)
- r : Radio variable, en (m).
- r_i : Radio interior de la placa, en (m).
- r_o : Radio exterior de la placa, en (m).

d.2.5.2. Transmisión de potencia mediante ejes

El diseño de ejes de materiales dúctiles, basado en su resistencia, está controlado por la teoría del esfuerzo cortante máximo. La presentación siguiente se basa en ejes de materiales frágiles deben diseñarse en base a la teoría normal máximo. Generalmente los ejes están sometidos a torsión, flexión y cargas axiales. Para cargas torsionales, el esfuerzo de torsión es T_{xy} (HALL, HOLOWENKO, & LAUGHLIN).

$$T_{xy} = M_t * r/J = 16M_t/\pi d^3 \quad \text{O} \quad S_f = M_f * r/It \quad \text{Para ejes macizos} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

- M_t : Par de accionamiento, $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$
- r : Radio exterior del árbol, m
- J : Momento polar de inercia, m^4

La ecuación del código ASME para un eje hueco combina torsión, flexión y carga axial, aplicando la ecuación del esfuerzo cortante máximo modificada mediante la introducción de factores de choque, fatiga y columna: (HALL, HOLOWENKO, & LAUGHLIN).

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s(1-K^4)} \sqrt{\left[K_b M_b + \frac{\alpha F_a d_o(1+K^2)}{8}\right]^2} (K_t M_t)^2 \quad \text{Ecuación 21}$$



Para un eje macizo con carga axial pequeña o nula, se reduce a

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad \text{Ecuación 22}$$

En la cual en la sección en consideración,

- T_{xy} : Esfuerzo cortante de torsión, $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$
- M_t : Momento de torsión, Kg * m
- M_b : Momento flector, Kg * m
- d_o : Diámetro exterior del eje, m
- d_i : Diámetro interior del eje, m
- F_a : Carga axial, Kg
- $K = d_o/d_i$
- K_b : Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector
- K_t : Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.
- S_s : Esfuerzo permisible del material $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$

El momento polar de inercia de un cilindro hueco está en relación a sus radio tanto exterior como interior, así se expresa:

$$J = \frac{\pi * (r_o^4 - r_i^4)}{2} \quad \text{Ecuación 23}$$

Dónde:

- J: Momento polar de inercia, cm^4
- r_i : Radio interno, cm
- r_o : Radio externo, cm



d.2.5.2.1 Torque

Desde un análisis estático el torque es el producto de la relación entre la fuerza y el brazo o radio, la que es perpendicular a la fuerza.

$$\tau = F * r \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

- τ : Torque, Kg. m
- F: Fuerza, Kg
- r: Brazo o radio, m

La fuerza producida por el peso del fluido se calcula con la ecuación siguiente:

$$F_f = (m * v_r^2)/2e \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

- F_f : Fuerza, Kgf
- m: Masa del fluido, Kg
- v_r : Velocidad, $\frac{m}{s}$
- e: Espacio o arco recorrido, m

Para el espacio o arco recorrido se utiliza la siguiente relación:

$$e = P * \alpha/2\pi$$

Donde α es el ángulo recorrido y P es el perímetro.

La fuerza de inercia, es decir la producida por el cuerpo:

$$F_i = W * cf \quad \text{Ecuación 26}$$



Donde:

- cf: Coeficiente de fricción de los rozamientos Anexo II
- W: Peso, Kgf

La fuerza produce un movimiento que se expresa en velocidad de giro de la rueda y se establece así:

$$v = \sqrt{(F * 2e)/M} \quad \text{Ecuación 27}$$

Para determinar el torque desde el punto de vista cinético utilizamos la siguiente expresión.

$$\tau_{cinetica} = \frac{\delta * A * v_{fluido}^2 * r_{medio}}{2} \quad \text{Ecuación 28}$$

Donde:

- δ : Densidad del fluido, $\frac{Kg}{m^3}$
- A: Área o sección, m
- v_f : Velocidad del fluido, $\frac{m}{s}$
- r: Radio medio, m

El torque máximo se lo determina sumando los torque unitarios como se muestra en la ecuación siguiente:

$$\tau_{m\acute{a}x.} = \tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_n \quad \text{Ecuación 29}$$

d.2.5.3. Potencia

La potencia es la relación entre el torque y la velocidad de giro.

$$N = \tau * N_R \quad \text{Ecuación 30}$$



Donde:

- N: Potencia, W
- τ : Torque, Kg. m
- N_R : Velocidad de giro, rpm

d.2.5.4. Análisis de elementos de sujeción

Es necesario determinar el tipo de elemento de sujeción el mismo q nos servirá para la transmisión de potencia hacia el árbol.

$$D_h = 1 \frac{3}{4} D_s, a 2D_s \quad \text{Ecuación 31}$$

$$S_B = \frac{W}{A_p} \quad \text{Ecuación 32}$$

$$W = K * \phi_{perno} \quad \text{Ecuación 33}$$

$$S_B = \frac{K * \phi_{perno}}{A_p} \quad \text{Ecuación 34}$$

$$t_D = \frac{2 * T_{max}}{\pi * S_s * D_h^2} \quad \text{Ecuación 35}$$

$$t_D = \frac{2 * T_{max}}{n_{per} * S_B * D_{bc} * \phi_{perno}} \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

- D_h : diámetro de cubo
- t_D : espesor de los discos
- n_{per} : numero de pernos efectivos para la sujeción entre los rayos y la manzana
- S_B : presión de contacto permisible entre los discos y pernos
- D_{bc} : diámetro medio del círculo de los pernos
- $D_s = \phi_o \rightarrow$ Diámetro exterior del tubo
- W: Carga inicial o apriete inicial del perno
- A_p : Area de un perno
- S_{disc} : Esfuerzo permisible del material del disco



- n_{per} : Tomado como la mitad del número total de pernos si estos están colocados en orificios holgados, pero da un resultado de diseño muy conservado

d.2.5.5. Análisis de soldadura

Para una carga que produce torsión y considerando la soldadura como una línea, la fórmula de la fuerza es la siguiente:

$$f = \frac{T \cdot C}{J_w} \quad \text{Ecuación 37}$$

$$w = \frac{f_{actuante}}{0.707 \cdot S_{sold}} \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde:

- f : Fuerza por unidad de longitud de soldadura en la formula patrón de diseño, cuando se considera la soldadura como una línea, $\frac{Kg}{m}$
- T : Momento de torsión, en $Kg \cdot m$.
- C : Distancia a la fibra externa, en m .
- J_w : Momento polar de inercia de l soldadura, en m^3 .
- W : Longitud del lado de la soldadura

El momento polar de inercia para una sección circular es:

$$J_w = \frac{\pi \cdot d_o^3}{4} \quad \text{Ecuación 39}$$

Si se utiliza soldadura a intervalos, se determina la razón R de la dimensión calculada de la soldadura continua a la real que se debe emplear en la soldadura a intervalos. (HALL, HOLOWENKO, & LAUGHLIN).

$$R = \frac{\text{dimension necesaria de la soldadura continua}}{\text{dimension de la soldadura a intervalos}} \quad \text{Ecuación 40}$$



d.2.5.6. Energía cinética entregada por la rueda hidráulica.

La energía cinética de la rueda hidráulica está en función del momento de inercia de la masa de la misma, del coeficiente de fluctuación y la velocidad promedio de giro.

$$K_e = I_{masa} * cf * (\omega_{promedio})^2 \quad \text{Ecuación 41}$$

$$I_{masa} = \frac{m(d_o^2 - d_i^2)}{8} \quad \text{Ecuación 42}$$

$$\omega_{promedio} = \frac{\omega_{maxima} + \omega_{minima}}{2} \quad \text{Ecuación 43}$$

$$\omega_{minima} = \frac{\omega_{maxima}(2 - cf)}{cf + 2} \quad \text{Ecuación 44}$$

$$H = \frac{K_e + \pi * T_{accionamiento}}{\pi * \gamma_{fluido} * V_{desplazado}} \quad \text{Ecuación 45}$$

$$T_{promedio} = \frac{T_{succion} + T_{descarga}}{2} \quad \text{Ecuación 46}$$

$$K_e = \int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} (Tl - T_{promedio}) \quad \text{Ecuación 47}$$

Donde:

- I_{masa} : Momento de masa
- m : Masa de la rueda hidráulica
- d_o : Diámetro externo de la rueda
- d_i : Diámetro interno de la rueda
- ω_{maxima} : Velocidad angular máxima de la rueda
- ω_{minima} : Velocidad angular mínima de la rueda
- γ_{fluido} : Peso específico del agua
- $V_{desplazado}$: Volumen desplazado
- K_e : Energía cinética
- $cf = 0.04$ → Según tabla de coeficientes de fluctuación para diversos equipos tenemos que para un sistema de bombeo
- H : Altura máxima del fluido a bombear
- $T_{promedio}$: Torque promedio de carga



- $T_{succion}$:Energía necesaria para producir la succión
- C : Carrera del pistón
- F_s :Fuerza necesaria para la succión
- $T_{descarga}$:Energía necesaria para producir la descarga
- θ :El trabajo se produce desde π a 2π
- P_{max} :presión máxima en descarga
- A_{camisa} :Seccion transversal del pistón de la bomba:
- γ_{fluido} :Peso especifico del agua
- $H \rightarrow$ Altura máxima del fluido a bombear

d.2.5.7. Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas se clasifican en dos grandes grupos, las roto-dinámicas y las de desplazamiento positivo.

En las bombas de desplazamiento positivo el fluido que se desplaza siempre está contenido entre el elemento impulsor que puede ser un émbolo, un diente de engrane, un aspa, etc., y la carcasa o el cilindro.

En el caso de las bombas centrífugas el fluido es impulsado y no guiado a lo largo de toda su trayectoria entre el elemento impulsor y la carcasa.

Las bombas de desplazamiento positivo se dividen en dos grupos principales: el de las bombas reciprocantes para manejo de líquidos y gases, operadas por vapor y mecánicamente; y el de las bombas rotatorias (engranes, aspas, levas, tornillos, etc.) que constituyen un grupo cada vez más numeroso y variado, ya que no hay industria que no tenga algún tipo de ellas.

En el área de las transmisiones y controles, las máquinas de desplazamiento positivo tienen un dominio casi exclusivo, mientras que las turbo-máquinas han invadido y



cada vez más el área de bombeo de líquidos y gases que, en otros tiempo fue el dominio exclusivo de las máquinas de émbolo.

d.2.5.7.1. Principio de desplazamiento positivo.

Una bomba reciprocante es de desplazamiento positivo, es decir, recibe un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga. En estas bombas se logra por el movimiento alternativo de un pistón.

En el interior del cilindro, en que un émbolo se desplaza con movimiento uniforme la velocidad “V”, hay un fluido a la presión “P”. Se supone que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible (Fig. 2).

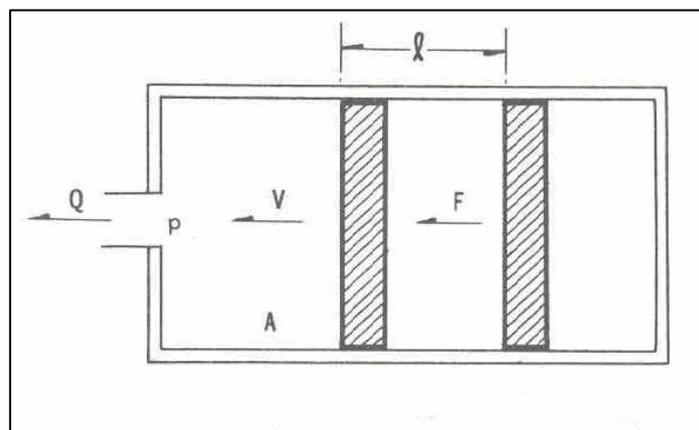


Fig. 2. Esquema de funcionamiento de una bomba de desplazamiento positivo (Vivanco, 2006).

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 “A*l” (donde A es igual al área transversal del émbolo).



e. MATERIALES Y MÉTODOS

e.1. MATERIALES

e.1.1. Instrumentos

- Tacómetro
- Flexómetro
- Cronómetro
- Escuadra
- Calibrador
- Compas

e.1.2. Herramientas de construcción

Las herramientas y máquinas-herramientas utilizadas en la construcción del sistema de bombeo son:

- Sierra manual
- Guillotina
- Torno
- Dobladora de tool
- Martillo
- Plasma
- Soldadora eléctrica para electrodo revestido
- Taladro pedestal y de mano
- Esmeril
- Amolador
- Compresor
- Rectificador



- Disco de corte
- Disco de desbaste
- Machuelos
- Lima
- Cíncel
- Alicates
- Llaves y hexágonos
- Cortadora de tubo
- Playos de presión
- Lijas

e.1.3. Recursos informáticos

- Paquete informático de Microsoft
- Traductores (Power Translator).
- Acrobat Reader 7.0
- Software AutoCAD

e.2. MÉTODOS

e.2.1. Método analítico

Con ayuda de este método se pudo investigar prototipos y modelos relacionados con el presente proyecto de tesis, analizando sus partes constitutivas y sus respectivas funciones para de esta forma tener conocimiento de cómo debía estar compuesta una rueda hidráulica de alimentación superior.



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

e.2.2. Método sintético

Una vez analizado toda la información recolectada se procede a realizar una síntesis, la misma que sirvió como fuente de consulta para la parte de diseño de la nueva rueda hidráulica.

e.2.3. Método experimental

A través de este método se pudo hacer las pruebas iniciales y recolectar datos técnicos del funcionamiento de la rueda hidráulica, y hacer los correctivos necesarios donde se requería.

e.2.4. Método inductivo

Por este método fue posible analizar el funcionamiento de cada uno de los componentes de la rueda hidráulica, basado en sus principios funcionales básicos.

e.2.5. Método deductivo

Se utilizó para el diseño de los diferentes componentes de la rueda hidráulica, ya que se partió desde nociones generales del posible funcionamiento, hasta llegar a cada una de las partes que conformaran al sistema.



f. RESULTADOS

f.1. CÁLCULO Y DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA

f.1.1. DISEÑO DE EVACUACIÓN:

En este análisis se determinara el diámetro y la pendiente mínima para la evacuación del fluido después de realizar su trabajo.

f.1.1.1. Gasto total

En cumplimiento al objetivo específico 1, a continuación se detalla el gasto de fluido por los equipos a instalar en *CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL*”.

- $Q_{R1} = 7 \text{ l/s}$ (Rueda hidráulica numero 1)
- $Q_{R2} = 7 \text{ l/s}$ (Rueda hidráulica numero 2)
- $Q_{Ariete} = 6 \text{ l/s}$ (Ariete hidráulico)

También sabemos que el caudal máximo que el centro de investigaciones puede suministrar es de 20 l/s . Este es suministrado por una bomba centrifuga.

$$Q_{m\acute{a}x} = 0.02 \text{ m}^3/\text{s}$$

f.1.1.2. Volumen del recipiente del suministro

El volumen del recipiente de suministro (Fig. 3) está determinado según las necesidades del centro de investigación de energías renovables. Este análisis fue previamente elaborado en la construcción del CIEREE. De donde tenemos:

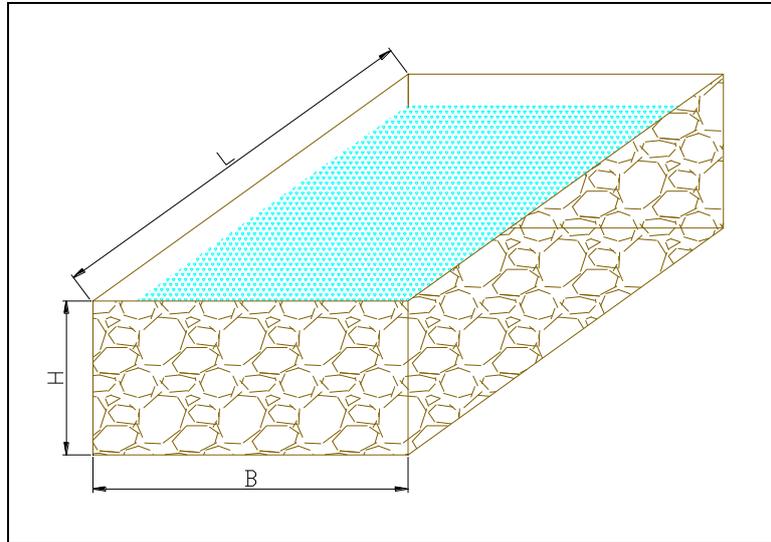


Fig. 3. Volumen del recipiente de suministro de agua

$$V_{rs} = 12 \text{ m}^3$$

Tiempo de evacuación del volumen del recipiente de suministro.

Despejamos el tiempo ha determinar de la *ecuación 1* para el caudal máximo:

$$t = \frac{12 \text{ m}^3}{0.02 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$t = 600 \text{ s}$$

Transformando:

$$t = (600 \text{ s}) * (1\text{min}/60\text{s})$$

∴ El tiempo necesario para evacuar todo el recipiente de suministro es de 10 *min*.



f.1.1.3. Caudal mínimo de ingreso al recipiente de suministro

Es necesario contar con un volumen mínimo dentro del recipiente de suministro el mismo que garantice el funcionamiento normal de las dos ruedas hidráulicas y el ariete. Por tanto utilizamos un coeficiente mínimo (aporte del diseñador) para asegurar que el recipiente no se descargue por completo ($\eta = 0.66$).

Si multiplicamos el caudal máximo por el coeficiente podemos determinar el caudal mínimo:

$$Q_{mi} = 0.02 \text{ m}^3/\text{s} * 0.66$$

$$Q_{mi} = 0.0132 \text{ m}^3/\text{s}$$

Transformando tenemos:

$$Q_{mi} = (0.0132 \text{ m}^3/\text{s}) * 1000 \text{ l}/\text{m}^3$$

$$Q_{mi} = 13.2 \text{ l}/\text{s}$$

f.1.1.4. Análisis de la pendiente necesaria para garantizar la evacuación.

Debemos garantizar la evacuación del fluido una vez que este realice el trabajo en los distintos equipos instalados, esta evacuación se la realizara a través de una tubería hacia el recipiente de suministro, por este aspecto el proceso constituirá en un circuito cerrado, además todo el análisis se lo realizara como un canal abierto (Fig. 4).

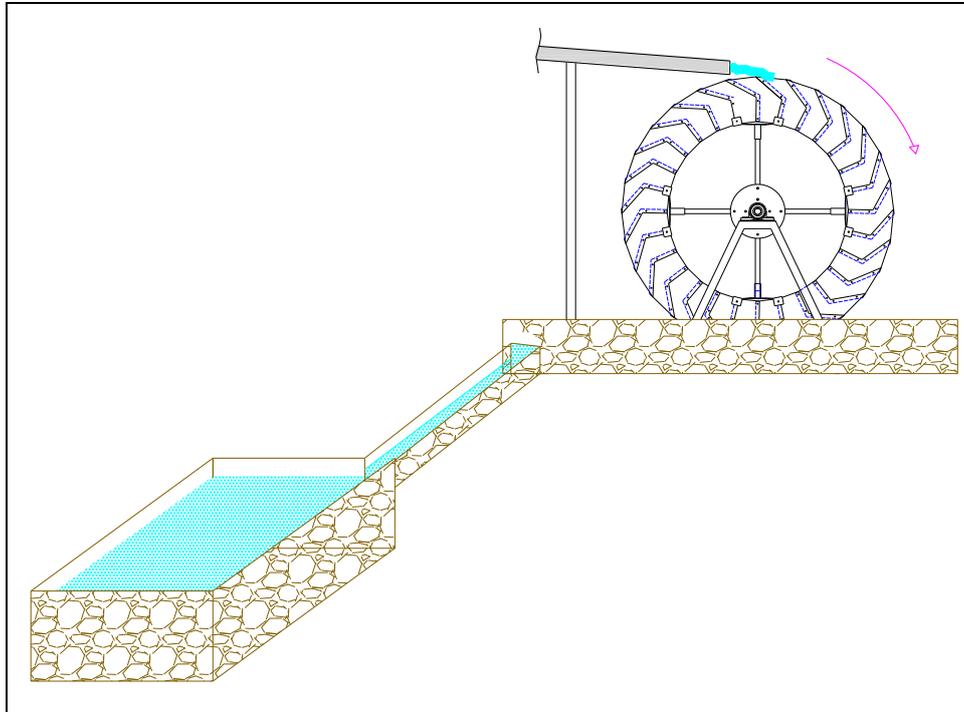


Fig. 4. Caudal mínimo de ingreso al recipiente de suministro en el CIEREE

Para realizar este análisis debemos tomar muy en cuenta los siguientes parámetros:

La velocidad de un fluido en un canal abierto está limitada por el siguiente rango:

$$0.6 \text{ m/s} \leq v_{\text{fluido}} \leq 3 \text{ m/s}$$

f.1.1.5. Caudal promedio de retorno al recipiente de suministro.

El caudal promedio que regresa al recipiente de suministro luego de haber realizado su trabajo es el resultado de la suma algebraica de los caudales máximo y mínimo dividido para dos:

$$Q_{\text{promedio}} = \frac{0.02 \text{ m}^3/\text{s} + 0.0132 \text{ m}^3/\text{s}}{2}$$

∴ Tenemos un caudal promedio de $0.0166 \text{ m}^3/\text{s}$ que correspondería a unos 16.6 l/s .



f.1.1.6. Velocidad promedio del fluido en la tubería de evacuación.

Determinamos la velocidad del agua en la tubería de evacuación tomando en cuenta los siguientes parámetros:

Realizaremos un análisis para una tubería de 4” de diámetro y determinaremos si satisface con los parámetros antes mencionados.

$$D_{tuberia} = 10.16 \text{ cm } \text{ ó } 0.1016 \text{ m}$$

Utilizamos la ecuación del área o sección de *Anexo II*:

$$A = \frac{\pi(0.1016)^2}{4} = 8.10 * 10^{-3} m^2$$

Determinado el área despejando de la *ecuación I* podemos determinar la velocidad promedio:

$$V_{f \text{ promedio}} = \frac{0.0166 \text{ m}^3/s}{8.10 * 10^{-3} m^2}$$

∴ La velocidad promedio de $2.04 \frac{m}{s}$, está dentro de las condiciones iniciales para el análisis de un canal abierto, por ende la tubería asumida satisface con los parámetros previamente señalados.

Determinamos el radio hidráulico:

El radio hidráulico lo determinamos con la *ecuación 6*:

$$R_h = \frac{0.1016 \text{ m}}{4} = 2.54 * 10^{-3} m$$



La ecuación 7 ayuda a determinar la pendiente de la tubería:

Coefficiente de rugosidad para el hormigón alisado es $n = 0.010$, según (Tabla 1).

$$s = \left(\frac{2.04 * 0.010}{(2.54 * 10^{-3})^{\frac{2}{3}}} \right)^2 = 0.05373$$

Luego de haber obtenido la pendiente se realiza el análisis de la altura máxima a la que se debe tener el equipo instalado más alejado.

Si la pendiente (s), es igual la $Tag\theta$ que es igual $\frac{Z_1 - Z_2}{L}$. Donde $Z_1 - Z_2$, son las cotas tanto superior como inferior que correspondería a la altura máxima, y L sería la longitud de separación entre la toma de agua (recipiente de suministro), y el lugar de asentamiento de la rueda hidráulica. El ángulo θ corresponde a la formada por la pendiente y la longitud L .

Por tanto despejamos el ángulo de la ecuación siguiente y calculamos:

$$s = Tag\theta$$

$$\theta = Tag^{-1}s = 3.07^\circ$$

Si la longitud es $L = 14 \text{ m}$, de la ecuación expuesta despejamos y determinamos la altura:

$$Tag\theta = \frac{H}{L}$$

$$H = 14 * Tag 3.07^\circ$$

∴ La altura máxima es de 0.7508 m .



f.1.2. PLATAFORMA DE MONTAJE

Debido a que los equipos serán instalados a una altura determinada. En el caso de la rueda Hidráulica se realizará la construcción de un recipiente que tendrá dos funciones que se procede a mencionar:

- Lugar de montaje del equipo
- Recipiente de evacuación de fluido

De acuerdo con las dimensiones de la rueda hidráulica tenemos:

- *largo* = 1.7 m
- *altura* = 0.6 m
- *ancho* = 0.6 m

Los detalles de la estructura mencionada se muestran a continuación (Fig. 5).

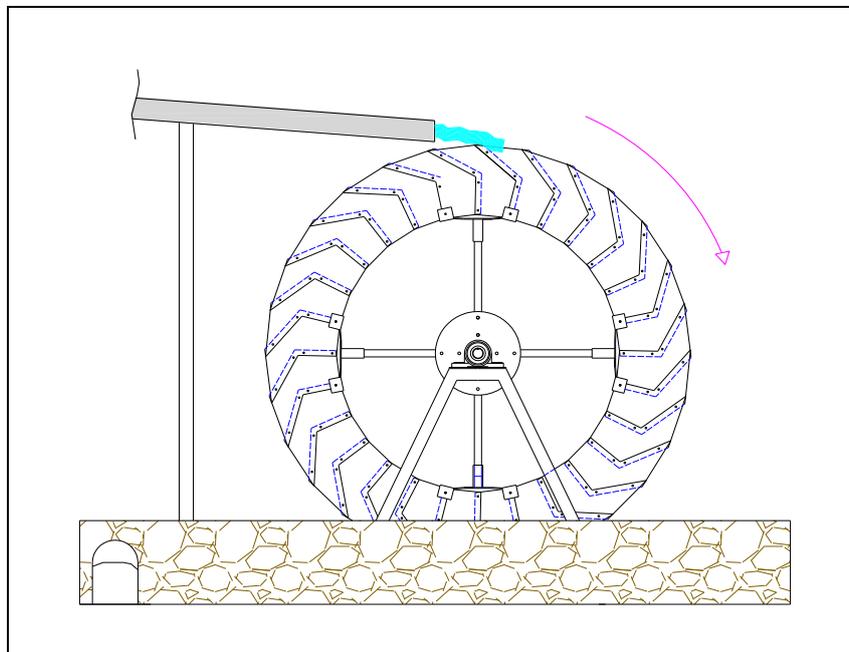


Fig. 5. Detalle de la plataforma de montaje de rueda hidráulica.



f.1.2.1. Volumen del recipiente de montaje (V_{rm}).

Utilizamos la ecuación del volumen del (*Anexo II*).

Dónde:

- $largo = 1,7 m$
- $ancho = 0,6 m$
- $altura = 0,6 m$

$$V_{rm} = 1.7m * 0.6m * 0.6m$$

∴ Resulta un volumen de $0.612 m^3$, que es igual a $612 L$.

f.1.2.2. Tiempo de llenado del recipiente.

Para el cálculo consideramos el caudal que ingresa a la rueda hidráulica Q_{rueda} .

Despejando el tiempo de la *ecuación 1* y sabiendo que el caudal de la rueda (Q_{rueda}), es de $7 l/s$, calculamos:

$$t = \frac{612 l}{7 l/s}$$

∴ Se requieren $87 s$ ó $1.45 min$, para llenar el recipiente.

f.1.3. DETERMINACIÓN DE LA ALTURA MÁXIMA DE LA POSIBLE RUEDA DE AGUA A INSTALARSE.

Para determinar la altura de la rueda hidráulica a montar en un determinado sector, partimos a través de mediciones en el sector, tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- Cercanía al sector en donde se planea realizar el Proyecto.
- Desnivel necesario para la instalación de la rueda.
- Facilidad de instalación (Adecuación para fijar la rueda)
- Accesibilidad.



Debido a que este proyecto será utilizado para la determinación de eficiencia de estos equipos hemos definido una altura de **1.50 m** para la rueda hidráulica, observando además que es una rueda de alimentación superior, las cuales necesitan saltos entre **1 – 2.5 m** y caudales entre **120 – 3600 l/min** que serán simulados por el equipo de suministro de Fluido (Bomba centrífuga).

f.1.3.1. Análisis de velocidad angular de la rueda hidráulica

Este análisis se lo realizará a través del potencial Hídrico en el Centro de Investigaciones, las características y parámetros físicos de la Rueda Hidráulica.

El análisis de la velocidad angular se lo realiza como caída libre de un cuerpo.

Espacio recorrido por un recipiente (Arco formado desde el punto de llenado hasta el punto de descarga) (Fig. 6)

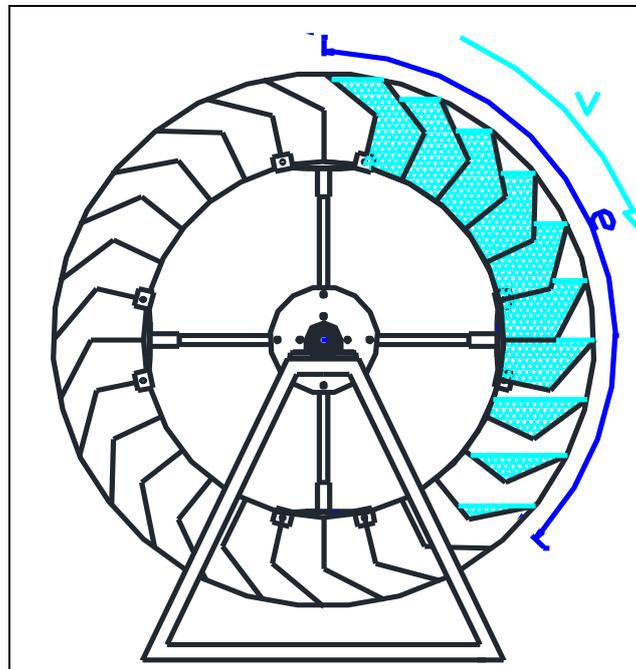


Fig. 6. Llenado y descarga en canchilones



f.1.3.2. Determinación del arco o espacio recorrido por un recipiente.

El perímetro de la rueda hidráulica la determinamos con la ecuación del *Anexo II*.

$$P = \pi * 1.5 \text{ m} = 4.71 \text{ m}$$

El espacio o arco recorrido se determina con la relación de la *ecuación 25*, donde $\alpha = 135^\circ$, es el ángulo que recorre un recipiente desde su carga hasta la descarga (Fig. 6).

$$e = 4.71 \text{ m} * 135^\circ / 360^\circ = 1.7666 \text{ m}$$

La velocidad la calculamos con la *ecuación 2*:

$$v = \sqrt{2 * 9.8 * 1.766} = 5.88 \text{ m/s}$$

Determinación de velocidad angular con la *ecuación 17*.

$$\omega = \frac{5.88 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.75 \text{ m}} = 7.84 \text{ rad/s}$$

Transformando:

$$N = \omega * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} * \frac{1 \text{ rev}}{2\pi}$$

∴ La velocidad de giro de la rueda hidráulica es de 74 rev /min .

Fuerza producida por un recipiente la determinamos con la *ecuación 25*:

$$F_f = (10 \text{ Kg} * 5.88^2) / 2(1.766 \text{ m})$$

$$F_{recp.} = 10 \text{ Kg} \rightarrow 98 \text{ N}$$



Fuerza necesaria para producir el movimiento en la rueda Hidráulica o fuerza de inercia se calcula con la *ecuación 26*.

Sí:

- $cf = 0,05$ Anexo II
- $100\text{ kg} \rightarrow$ peso estimado de rueda hidraulica

Entonces:

$$F_i = 100\text{kg} * 0.05 = 5\text{Kg} \rightarrow 49\text{N}$$

Fuerza real que actúa para iniciar el movimiento de la rueda hidráulica va ser la fuerza que ejerce el recipiente menos la fuerza de inercia.

$$F_R = 10\text{Kg} - 5\text{Kg}$$

$$F_R = 5\text{Kg} \rightarrow 49\text{N}$$

Transformando tenemos 49 N .

Con la fuerza real determinamos cual es la velocidad de giro real de la rueda Hidráulica utilizando la *ecuación 25*.

$$v_r = \sqrt{(49 * 3.54)/10}$$

$$v_r = 4.15\text{ m/s}$$

Transformando:

$$N_R = 52.83\text{ rev /min}$$

Una vez encontrada la velocidad de giro real de la rueda hidráulica determinaremos el torque de accionamiento.



f.1.4. DETERMINACIÓN DEL TORQUE MÁXIMO DE ACCIONAMIENTO DE LA RUEDA HIDRÁULICA A INSTALARSE.

Determinamos el torque máximo de accionamiento de la rueda, considerando una rueda de 150 cm de diámetro con 28 depósitos, cada uno capacidad de 10 litros de agua, los cuales ejercerán la fuerza de giro en la rueda, para esto debemos conocer la cantidad de agua que contiene cada deposito en el instante de rotación y además la fuerza de impacto del agua con cada deposito, esta última producida por la energía cinética del fluido.

Al instante de trabajo de la rueda contiene las siguientes cantidades de agua (Fig. 7):

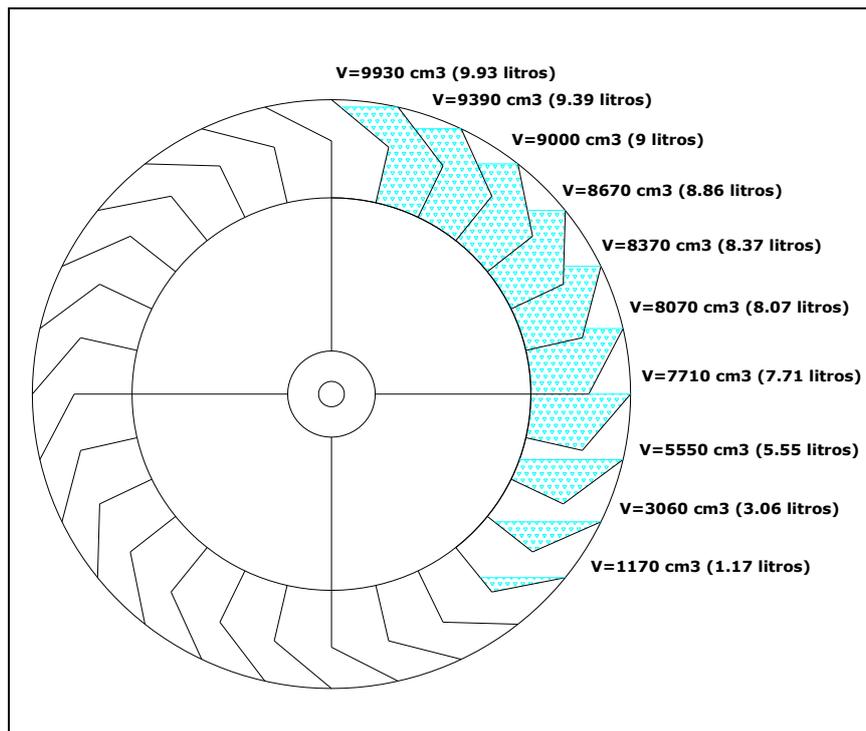


Fig. 7. Sección lateral de la rueda Hidráulica y su respectivo volumen.

Este volumen de agua nos permite determinar el torque instantáneo mediante el peso del líquido por el centro de gravedad respecto al centro de la rueda. Los centros de gravedad



se determinan por sección plana, y el peso del líquido se determina mediante el uso del volumen y la densidad del fluido. Así tenemos:

- $\delta_{agua} = 1000 \frac{kg}{m^3}$

De acuerdo a esto se determina que 1000 cm^3 tiene un peso de 1 Kg (2.202 libras)

Con este dato determinamos el torque, como sigue:

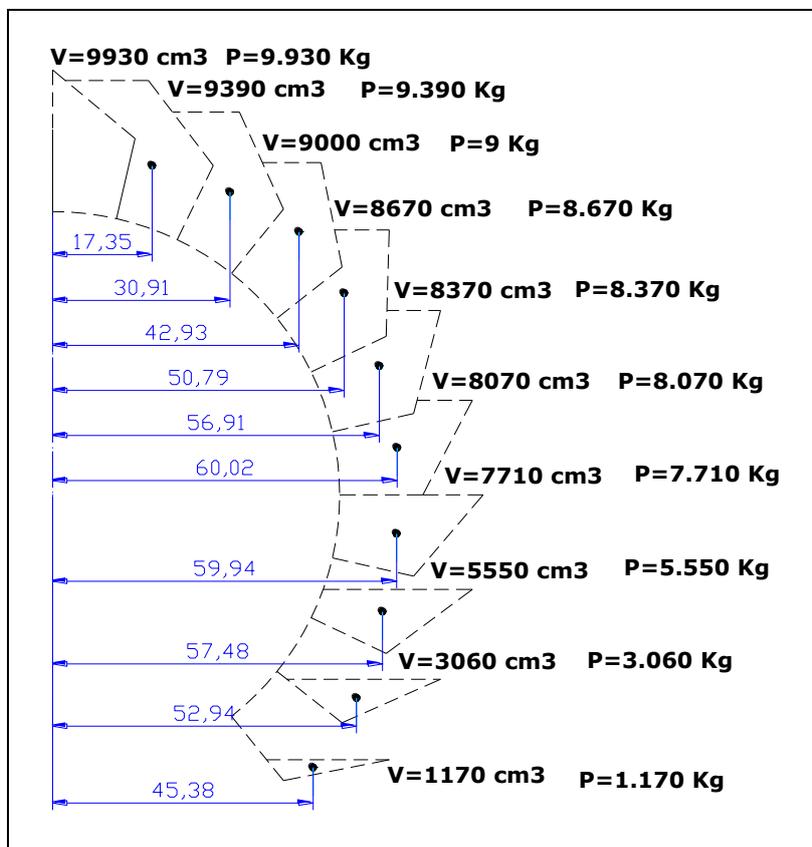


Fig. 8. Fuerzas ejercidas sobre la rueda y con sus respectivos brazos.

El torque lo determinamos con la ecuación 24.

$$\tau_1 = 9,93 * 0,1735 = 1,722 \text{ Kg.m} \rightarrow 16.87 \text{ N.m}$$



Se realiza el mismo procedimiento para cada depósito siguiente (Fig. 8), y con esto tendríamos que:

- $\tau_2 = 2,9 \text{ Kg. m} \rightarrow 28,42 \text{ N. m}$
- $\tau_3 = 3,86 \text{ Kg. m} \rightarrow 37,82 \text{ N. m}$
- $\tau_4 = 4,76 \text{ Kg. m} \rightarrow 46,64 \text{ N. m}$
- $\tau_5 = 4,76 \text{ Kg. m} \rightarrow 46,64 \text{ N. m}$
- $\tau_6 = 4,84 \text{ Kg. m} \rightarrow 47,43 \text{ N. m}$
- $\tau_7 = 4,62 \text{ Kg. m} \rightarrow 45,27 \text{ N. m}$
- $\tau_8 = 3,19 \text{ Kg. m} \rightarrow 31,26 \text{ N. m}$
- $\tau_9 = 1,62 \text{ Kg. m} \rightarrow 15,87 \text{ N. m}$
- $\tau_{10} = 0,56 \text{ Kg. m} \rightarrow 5,48 \text{ N. m}$

El torque máximo se lo determina con la *ecuación 29*:

$$T_t = 32,44 \text{ Kg} * \text{m} \rightarrow 317,91 \text{ N. m}$$



f.1.4.1. Par torsor producido por la energía cinética del fluido.

El caudal de suministro para la rueda hidráulica permite determinar el torque producido por la energía cinética (Fig. 9) Este se manifiesta con una fuerza de impacto hacia cada recipiente con un brazo igual al radio medio de la rueda. Así tenemos:

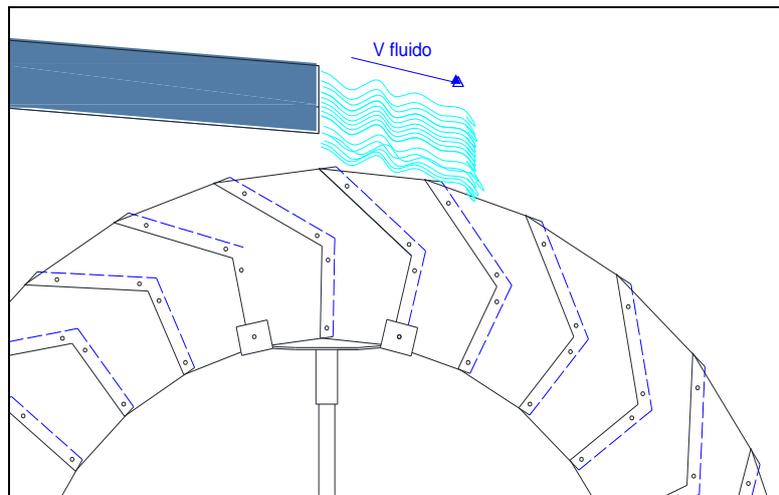


Fig. 9 Fuerzas ejercidas sobre la rueda por la energía cinética del fluido.

De la ecuación 28:

$$\tau_{\text{cinética}} = \frac{1000 * 8,1073 \times 10^{-3} * 0,8641^2 * 0,75}{2}$$

$$\tau_{\text{cinética}} = 2.27 \text{ N. m}$$

Transformando tenemos:

$$2.27 \text{ N} * \text{ m} * \frac{1 \text{ Kg}}{9.8 \text{ N}}$$

$$\tau_{\text{cinética}} = 0.23 \text{ Kg. m}$$



f.1.4.2. Par torsor máximo de accionamiento

Con la ecuación 29 determinamos:

$$\tau_{m\acute{a}x.} = 32.44 \text{ Kg. m} + 0.23 \text{ Kg. m}$$

∴ El máximo par torsor de accionamiento para la rueda hidráulica es $32.67 \text{ Kg. m} \rightarrow 320.16 \text{ N. m}$

Procedemos a determinar la potencia teórica del sistema.

f.1.5. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA TEÓRICA DE LA RUEDA HIDRÁULICA.

Para determinar la potencia de la rueda hidráulica tomaremos en cuenta los siguientes parámetros ya calculados anteriormente:

Donde el momento torsor de accionamiento es:

- $\tau_{m\acute{a}x.} = 32.67 \text{ Kg. m}$
- $N_R = 52.83 \text{ rev /min}$

Utilizamos la ecuación 30

$$N = 320.166 \text{ N. m} \left(5.53 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

$$N = 1770.51 \text{ watts}$$

∴ La potencia de la rueda es 2.37 Hp



f.1.6. DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO MÁXIMO DE TENSIÓN PRODUCIDO EN LOS RECIPIENTES DE LA RUEDA HIDRÁULICA.

A continuación determinaremos el esfuerzo máximo de tensión y el esfuerzo normal debido a la inercia, producido en los recipientes de la rueda hidráulica.

En este proceso analizaremos también el esfuerzo al que están sometidos los rayos.

f.1.6.1. Determinación de la velocidad lineal en el radio medio:

Despejamos la velocidad lineal de la *ecuación 17* y calculamos:

Datos:

- $r = 0.625m$
- $\omega = 5.53 \frac{rad}{s}$

Reemplazando:

$$v = 5.53 \frac{rad}{s} * 0.625m$$
$$v = 3.437 \frac{m}{s}$$

f.1.6.2. Determinación del peso por unidad de longitud:

Se suman cada uno de los pesos de todos los componentes de la rueda como son: los recipientes ($W_{recipientes}$), pernos (W_{pernos}) y soportes ($W_{soportes}$), dividido para el perímetro de la rueda el cual utiliza el radio medio.

$$q = \frac{W_{recipientes} + W_{pernos} + W_{soportes}}{L}$$



Si cada recipiente pesa 2.72 Kg y son en total 28 recipientes el peso total de todos los recipientes es:

$$W_{recipientes} = 76.36 \text{ Kg} \rightarrow 748,32 \text{ N}$$

De igual forma si tenemos 4 soportes y cada uno pesa 0.8636 Kg en total será:

$$W_{soportes} = 3.45 \text{ Kg} \rightarrow 33,81 \text{ N}$$

El peso de todos los pernos por recipiente es de 0.227Kg y son 28 recipientes, el peso total de todos los pernos es de:

$$W_{pernos} = 6.36 \text{ Kg} \rightarrow 62,32 \text{ N}$$

Calculamos el perímetro de la rueda utilizando la ecuación del *Anexo II*. Se toma en cuenta el radio medio que es de 0.625m.

Reemplazando tenemos:

$$L = 2\pi * 0.625m = 3.926 \text{ m}$$

Con todos los pesos y el perímetro calculamos el peso por unidad de longitud:

$$q = \frac{76.36 \text{ Kg} + 6.36 \text{ kg} + 3.45 \text{ Kg}}{3.926 \text{ m}}$$

$$q = 21.94 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$q \cong 22 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \rightarrow 215,6 \text{ N}$$

f.1.6.3. Determinación de número de rayos y dimensiones:

Analizaremos la rueda hidráulica como un disco que gira libremente.



Este análisis lo realizaremos para determinar el esfuerzo de tensión debido solamente a la carga de inercia de la *ecuación 15*.

$$S_{tsimple} = \delta * v^2 * 1.4$$

- $S_{tsimple}$ → Esfuerzo de tensión simple
- δ → Densidad del acero galvanizado

Si:

- $\delta = 7860 \frac{Kg}{m^3}$ Anexo II
- $v = 3.437 \frac{m}{s}$

Remplazando:

$$S_{tsimple} = 7860 \frac{Kg}{m^3} * \left(3.437 \frac{m}{s}\right)^2 * 1.4$$

$$S_{tsimple} = 129989.91 \frac{N}{m^2} \text{ ó } 18.9 \frac{lb}{pul^2}$$

Según lanza (HALL, HOLOWENKO, & LAUGHLIN) de la *ecuación 16*, en la construcción ordinaria de cuerpos o elementos giratorios tales como una rueda hidráulica determinamos el número de rayos (n).

$$n_r = \sqrt{\frac{0.25d}{t \left(\frac{S_{tsimple}}{v^2} - 0.075 \right)}}$$

$$n_r = \sqrt{\frac{0.25(49.21)}{9.84 \left(\frac{19}{(11.253)^2} - 0.075 \right)}}$$



$$n_r = 4.08 \text{ rayos}$$

Una vez determinado el número de rayos procedemos a determinar la sección transversal de los mismos.

f.1.6.4. Cálculo de la sección transversal de un rayo

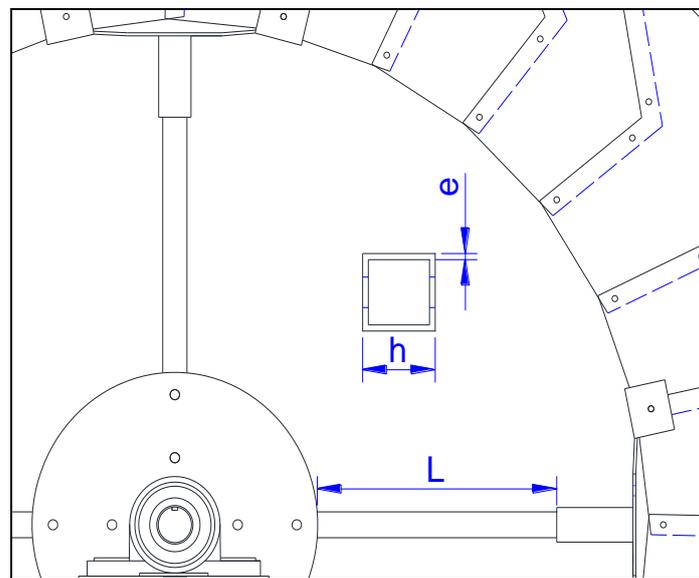


Fig. 10. Configuración y dimensiones de los rayos..

En este análisis realizaremos el cálculo de la sección transversal de un rayo, la configuración o forma de los mismos (Fig. 10).

Utilizaremos un tubo cuadrado de hierro galvanizado ya que el equipo está expuesto a la humedad y por ende a la corrosión, por lo que el galvanizado es una buena opción.

Primeramente si se considera al tubo, como un tubo cuadrado de paredes delgadas, que es en nuestro caso tiene estas condiciones:

El momento flector es igual al par de accionamiento, esta condición se da al simular una para repentina de la rueda:

$$M_f = M_t$$



Esfuerzo de fluencia del material es:

- $S_y = 23 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$ según *BOHLER*

Donde el esfuerzo permisible del material es igual a:

$$S = 0.8S_y$$

Remplazando y calculando:

$$S = 18.4 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 18,03 * 10^7 \frac{N}{m^2}$$

Distancia del eje neutro a la superficie más lejana se da por la relación:

$$r = c = \frac{L_t}{2}$$

Relacionamos la *ecuación 14* con la *20* y determinamos el esfuerzo permisible del material para poder determinar la altura del tubo despejándola:

$$L_t = \sqrt[3]{\frac{45 * Mt}{4 * S}}$$

$$L_t = \sqrt[3]{\frac{45 * 32.44 Kg * m}{4 * (18.4 * 10^6 \frac{Kg}{m^2})}}$$

∴ La altura del tubo es de 0.027m, que transformándola queda en 2.7cm.

Ahora utilizando la relación planteada en la *ecuación 14* determinamos el espesor del tubo.

$$\epsilon \cong \frac{2.7}{15} \cong 0.18cm \rightarrow 0,018 m$$



Transformándola queda en:

$$\epsilon \cong 1.8 \text{ mm}$$

Determinado el espesor y el lado del tubo cuadrado procedemos a escoger el mismo en el catálogo de *DIPAC* donde encontramos el tubo más aproximado que es de las siguientes características:

- $L = 25.4 \text{ mm}$
- $\epsilon = 2 \text{ mm}$
- $A_1 = 1.84 \text{ cm}^2$
- $\text{peso} = 1.47 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$
- $It = 2,18 \times 10^{-8} \text{ cm}^4$

A continuación determinaremos cual es el esfuerzo real al que está sometido cada rayo. Como el número de rayos determinados es cuatro el esfuerzo se distribuiría hacia los cuatro por ende:

Utilizando la *ecuación 20* y tomando en cuenta los parámetros siguientes calculamos:

- $Mt = 32.44 \text{ Kg.m}$
- $r = 0.0127\text{m}$
- $n = 4$

Reemplazando:

$$S_{\text{rayo}} = \frac{(32.44 \text{ Kg} * \text{m}) * 0.0127\text{m}}{2.18 \times 10^{-8} \text{ m}^4 * 4}$$



∴ El esfuerzo real al que esta sometido cada rayo es $4.72 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 4.62 * 10^7 \frac{N}{m^2}$.

Una vez determinado la sección transversal de los rayos y el esfuerzo al que están sometidos procedemos a determinar la fuerza axial de los mismos

f.1.6.5. La fuerza axial en cada rayo es:

Con la ecuación 13 realizamos el cálculo sabiendo que:

- $C = 408.699$
- $q = 21.94 \frac{Kg}{m}$
- $v = 3.437 \frac{m}{s}$

Remplazamos y calculamos:

$$F_r = \frac{2 * 21.94 \frac{Kg}{m} * \left(3.437 \frac{m}{s}\right)^2}{3 * 9.8 \frac{m}{s^2} * 408.699} = 0,04313Kg \rightarrow 0.4226 N$$

f.1.6.6. Esfuerzo máximo en un rayo.

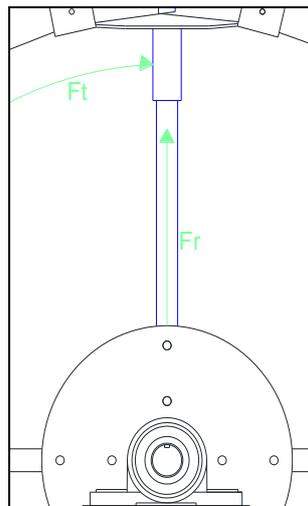


Fig. 11. Esfuerzos a los que estan sometidos los rayos.



Este esfuerzo es producido por una carga axial que se deriva de la tensión del rayo y de una carga flectora producida por el momento torsor (Fig. 11)

Analizamos para dos puntos del rayo que son los siguientes:

En el punto “A”

Sumamos los dos esfuerzos considerando la relación de la ecuación 13 y la ecuación 20 y podemos determinar el esfuerzo de tracción.

De antemano sabemos que:

- $A_1 = 1.84 * 10^{-4} m^2$
- $F_r = 0,04313Kg$
- $S_r = 4.72 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$

Relacionamos y calculamos:

$$S_x = \frac{F_r}{A_1} + S_r$$

$$S_x = \frac{0,04313Kg}{1.84 * 10^{-4} m^2} + 4.72 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$$

$$S_x = 4.720234 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 4.6258293 * 10^7 \frac{N}{m^2}$$

Ahora el esfuerzo máximo cortante es igual a:

$$\tau_{max} = \frac{S_x}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{4.720234 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}}{2} = 2.360117 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 23,12 \frac{N}{m^2}$$



Realizamos el cálculo *En el punto “B”*

En este caso se calcula el esfuerzo de compresión ya que se restan los esfuerzos. Se considera la relación de la *ecuación 13* y *ecuación 20*.

$$S_x = \frac{0,04313Kg}{1.84 * 10^{-4} m^2} - 4.72 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} = -4.719765 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow -4,6253 * 10^7 \frac{N}{m^2}$$

El esfuerzo máximo cortante es:

$$\tau_{max} = \frac{4.719765 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}}{2}$$

$$\tau_{max} = 2.359882 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 2,312684 * 10^7 \frac{N}{m^2}$$

∴ Este es el esfuerzo máximo real cortante $2.3601 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$ al que están sometidos los rayos, gracias a este análisis determinamos que nuestro diseño para los rayos es conservador y fiable.

f.1.6.7. Determinación del ángulo subtendido (\emptyset):

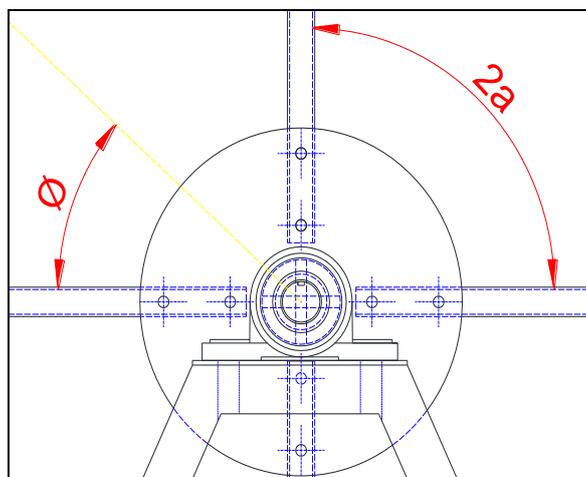


Fig. 12. Angulo entre rayos..



Para el ángulo subtendido analizaremos para dos secciones de la rueda cuando $\varnothing = 0^\circ$ y $\varnothing = 45^\circ$ (Fig. 12)

$\varnothing = 0^\circ \rightarrow$ Cuando el esfuerzo se localiza en la sección ubicada en el punto medio entre dos rayos.

$\varnothing = 45^\circ \rightarrow$ Cuando el esfuerzo se localiza en la sección ubicada exactamente en el rayo.

f.1.6.8. Determinación del ángulo entre rayos (2α):

Sabiendo que el número de rayos efectivos a utilizar es cuatro, procedemos a determinar el ángulo de separación entre rayos tomando en cuenta la *ecuación 9*.

$$2\alpha = \theta = \frac{2\pi}{n}$$

$$2\alpha = \frac{2\pi}{4} = 90^\circ$$

f.1.6.9. Determinación de la constante (C):

Utilizamos la *ecuación 10*:

Datos:

$$t = 0.25 \text{ m}$$

El área de la sección transversal de la llanta es:

$$A = 0.3 \text{ m} * 0.25 \text{ m} = 0.075 \text{ m}^2$$

Área de la sección transversal de un rayo es:

$$A_1 = 1.84 \text{ cm}^2 = 1.84 * 10^{-4} \text{ m}^2$$



$$C = \frac{12(0.625)^2}{(0.25)^2} (0.00608) + 0.643 + \frac{0.075}{1.84 * 10^{-4}} = 408.699$$

El esfuerzo máximo de tensión se la determina con la *ecuación 9*.

$$S_t = \frac{22 * (3.437)^2}{0.3 * 0.25 * 9.8} * \left[1 - \frac{\cos 45^\circ}{3 * 408.699 * \sin 45^\circ} \pm \frac{2 * 0.625}{408.699 * 0.25} \left(\frac{4}{\pi} - \frac{\cos 45^\circ}{\sin 45^\circ} \right) \right]$$

$$S_t = 354.47 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 3473,806 \frac{N}{m^2} \rightarrow \text{Cuando } \phi = 45^\circ$$

$$S_t = 353.76 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 3466.848 \frac{N}{m^2} \rightarrow \text{Cuando } \phi = 0^\circ$$

∴ El esfuerzo máximo de tracción en la rueda ocurre en la sección donde se localiza el rayo y es igual a $354.47 \frac{Kg}{m^2}$.

El esfuerzo de tracción se lo determina con la *ecuación 8*.

$$F_{traccion} = \left(354.47 \frac{Kg}{m^2} \right) * 0.25m * 0.3m$$

$$F_{traccion} = 26.58 Kg \rightarrow 260.484 N$$

f.1.7. CÁLCULO DEL CONJUNTO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

En este análisis realizaremos el cálculo de número de pernos efectivos en los discos, cálculo de espesor de discos, dimensiones de la manzana o cubo y dimensionamiento de eje. Para proceder a realizar lo antes mencionado utilizaremos los siguientes parámetros.

$$Mt_{real} = T_{max} = 32.44 Kg.m \rightarrow 317,912 N.m$$

Este el par máximo de accionamiento producido por el fluido en cada una de los recipientes.



f.1.7.1. Cálculo de eje hueco

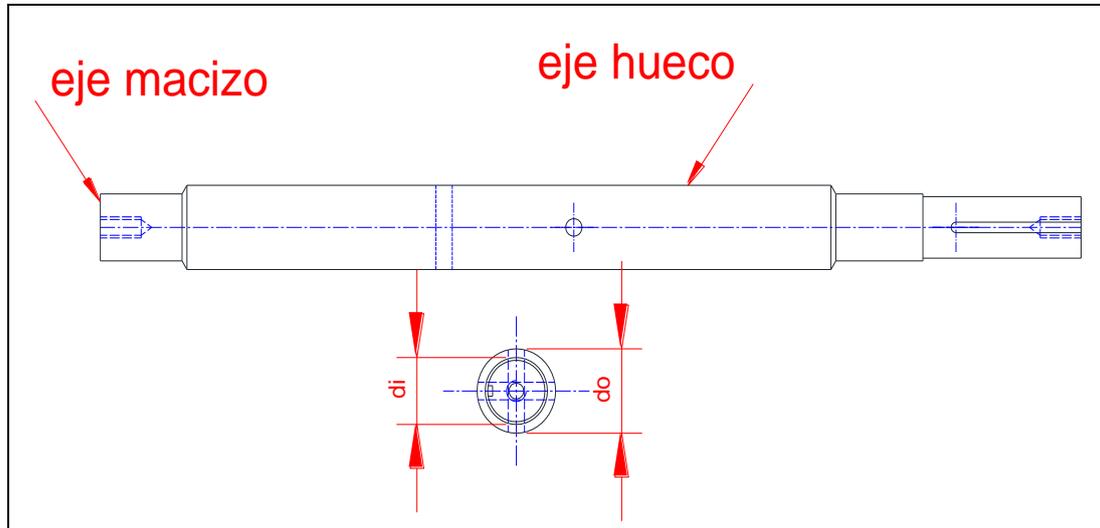


Fig. 13. Esquema de árbol.

El diseño del eje estará compuesto por dos partes (Fig. 13) las cuales serían:

- En el centro del árbol utilizaremos un tubo de vapor sin costura.
- En los extremos del árbol utilizaremos ejes sólidos.

De donde:

Para el tubo sin costura tenemos:

- $S_s = 4.2 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$
- 0.75 → Tolerancia por efecto de pasador
- $K_t = 1$

Este es el esfuerzo permisible de un tubo de vapor cedula 80

El diámetro exterior del eje hueco debe ser alrededor de $1\frac{3}{4}$ a 2 veces el diámetro interno del eje hueco.



De la ecuación 21 establecemos las relaciones y determinamos:

$$K = \frac{d_i}{d_o} \qquad d_o = 1.75d_i$$

$$K = \frac{1}{1.75} \qquad K = 0.57$$

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi * 0.75 * 4.2 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} (1 - 0.57^4)} \sqrt{(1 * 32.44 Kg * m)^2}$$

$$d_o = 0.0391m$$

$$d_o = 3.9 cm$$

De la relación anterior de los diámetros y el factor determinamos:

$$d_i = \frac{d_o}{1.75}$$

$$d_i = \frac{3.9}{1.75}$$

$$d_i = 2.23 cm \rightarrow 0,0223 m$$

Una vez establecidos el diámetro interno como externo del eje hueco procedemos a revisar la tabla de tubos sin costura normalizados, por ende utilizaremos un tubo de vapor cedula 80 de las siguientes características:

- $\varnothing_o = 4.8 cm$
- $\varnothing_i = 3.56 cm$

Realizamos un análisis de sección transversal efectiva para los dos casos que son:

- Diámetros calculados
- Diámetros próximos superiores normalizados



Para ambos casos utilizamos la ecuación de la sección del Anexo II.

Caso 1:

$$A_{cal} = \frac{\pi * d_o^2}{4} - \frac{\pi * d_i^2}{4}$$
$$A_{cal} = \frac{\pi * (3.9 \text{ cm})^2}{4} - \frac{\pi * (2.23 \text{ cm})^2}{4}$$
$$A_{cal} = 8.04 \text{ cm}^2 \rightarrow 8,04 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Caso 2:

$$A_{nor} = \frac{\pi * d_o^2}{4} - \frac{\pi * d_i^2}{4}$$
$$A_{nor} = \frac{\pi * (4.8 \text{ cm})^2}{4} - \frac{\pi * (3.56 \text{ cm})^2}{4}$$
$$A_{nor} = 8.1 \text{ cm}^2 \rightarrow 8,1 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

El análisis de secciones transversales es confiable por ende la selección del tubo, cedula 80 es la correcta.

f.1.7.2. Cálculo de ejes sólidos para los extremos:

Para el eje solido tenemos:

- 0.56 → Tolerancia por efecto de cuñero o chavetero y perno frontal
- $S_s = 23 * 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \rightarrow \text{Acero 1018}$

Si el esfuerzo de fluencia o límite de fluencia del material es S_y y por tanto $S_s = 0.4 S_y$, donde:



$$S_s = 0.4 \left(23 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \right)$$

Tenemos:

$$S_s = 9.2 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 9.016 * 10^7 \frac{N}{m^2}$$

Remplazando en la ecuación 22:

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 0.56 * \left(9.2 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \right)} \sqrt{(1 * 32.44 Kg * m)^2}$$

$$d = 3.2cm \rightarrow 0,032 m$$

Una vez establecido el diámetro de los ejes solidos procedemos a revisar la tabla de ejes normalizados según BOHLER, por ende utilizaremos un eje de transmisión 1018 de las siguientes características:

Datos según: *BÖLER E 920 TRANSMISIÓN.*

- **Tipo de aleación:** C 0.18 Si 0.25 Mn 0.70 %

Color de identificación: Naranja

Estado de suministro: Trefilado h 11

AISI: 1018

- **Propiedades:**

Acero para cementación no aleado para piezas pequeñas exigidas principalmente al desgaste, donde la tenacidad del núcleo no sea importante. Buena soldabilidad.



- **Empleo:**

Para las construcciones de levas uniones, bujes, pines, pivotes, partes prensadas o troqueladas, pernos grado 2, ejes de transmisión con baja exigencia de torque.

- **Tratamiento térmico:**

Forjado: 1050- 850 °C

Recocido: 650-700 °C

Temple: 770-800 °C

Revenido: 150-200 °C

- **Propiedades mecánicas en estado recocido**

Dureza Brinell HB: 143 máx.

Límite de fluencia N/mm²: 235

Resistencia a la tracción N/mm²: 410 – 520

Elongación (L=5d) %: Long. 20 transv.19

Resistencia al Cizallamiento DVM Joule: long. 48 tang. 31 transv. 24

Resistencia a la tracción en estado templado N/mm²: 480 – 620.

- **Soldadura de unión o reparación.**

Electrodo recomendado: UTP 7018

Sin precalentamiento y enfriamiento lento después de soldar.



Tabla 2. Medidas en stock

Acero	Geometría	Dimensiones (mm)	Peso/metro (Kg)
E 920	redondo	38,10	9.01
ASTM A 53	redondo	73.00	8.63

Fuente: Bohler aceros del ecuador s.a

Utilizaremos un eje de 3.81 cm (Tabla 2) de diámetro tomando en cuenta que se necesita realizar un mecanizado para evitar desplazamientos axiales del árbol y además un mecanizado para realizar la unión con el tubo sin costura.

- **Análisis de rodamientos (Chumaceras)**

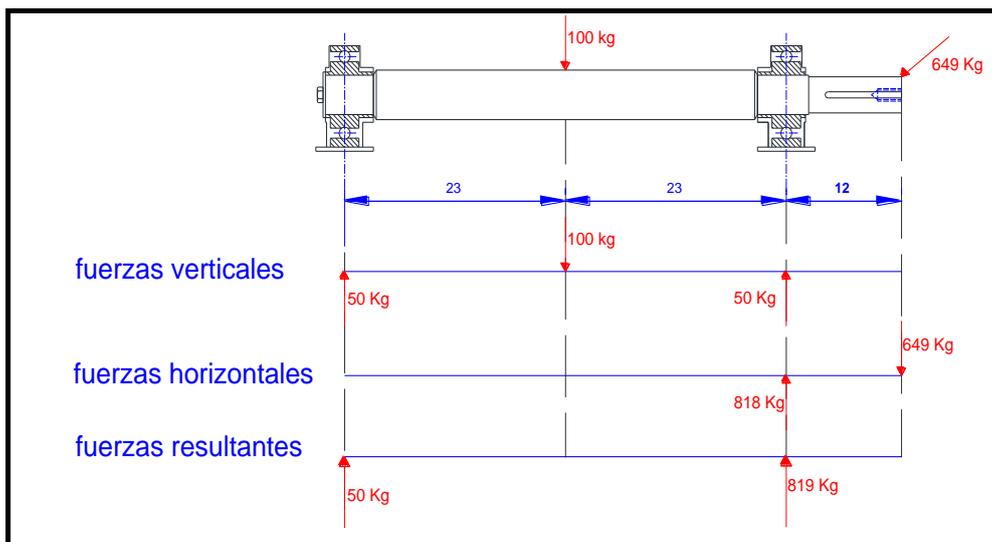


Fig. 14. Fuerzas actuantes para determina soportes de pie tipo Y

La SKF recomienda una duración de 20.000 a 30.000 horas para equipos de bombeo, en general, donde las maquinas son utilizadas continuamente por períodos de análisis de 8 horas, supongamos q nuestra aplicación es un tipo tal, q necesitamos una duración media de la duración máxima y mínima dada por SKF q sería de 25.000 horas.

A continuación determinamos los parámetros para el análisis del rodamiento:



$$D = 25000 \text{ h}$$

$$N_R = 52.83 \text{ rev /min}$$

$$N (90\% - \text{cojinetes}) = (25000)(60)(52.83)$$

$$N (90\% - \text{cojinetes}) = 79.2445 * 10^6 \text{ revoluciones}$$

La capacidad dinámica específica C requerida por cada cojinete (anexo II) es:

$$C = (\sqrt[3]{N_R})(F)$$

$F \rightarrow$ carga por cojinete (Fig. 14)

- $F_I \rightarrow$ carga en cojinete del lado izquierdo
- $F_D \rightarrow$ carga por cojinete lado derecho
- $F_I = 490 \text{ N}$
- $F_D = 8026.2 \text{ N}$

$$C_1 = (3.75)(490 \text{ N})$$

$$C_1 = 1837.5 \text{ N}$$

$$C_2 = (3.75)(8026.2 \text{ N})$$

$$C_2 = 30098.25 \text{ N}$$

Para la selección de los soportes de pie con rodamientos tipo Y, serán seleccionas del catálogo SKF, de acuerdo a la Tabla 16, el cual tendrá las siguientes características:

Unidad de rodamiento SY 1.1/2 RM, soporte SY 508 U y rodamiento YAT 208-108 con una capacidad de carga dinámica de 30.7 KN y un diámetro interno de 38,1 mm.

Las chumaceras mencionadas irán montadas sobre una base, la misma que estará montada en una placa principal, esta placa tendrá a los costados otra placa la cual tendrá agujeros encañalados (ojos chinos)



f.1.7.3. Análisis del esfuerzo máximo torsional al que está sometido el árbol.

De la ecuación 23:

Si:

- $T_{max} = 32.44 \text{ Kg} * m$
- $r_i = 1.8 \text{ cm}$
- $r_o = 2.4 \text{ cm}$

Reemplazamos:

$$J = \frac{\pi * (2.4 \text{ cm}^4 - 1.8 \text{ cm}^4)}{2}$$

$$J = 35.62 \text{ cm}^4$$

El esfuerzo de torsión está dado por la ecuación 20:

$$\tau_{xy} = \frac{3244 \text{ Kg} * \text{cm} * 2.4 \text{ cm}}{35.62 \text{ cm}^4} = 218.57 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Transformando:

$$\tau_{xy} = 2.1857 * 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \rightarrow 2.1419 * 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

A continuación determinaremos el coeficiente real de seguridad que sería una relación entre el esfuerzo máximo al que está sometido el árbol y el esfuerzo permisible del material utilizado.

- $\tau_{xy} = 218.57 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
- $S_s = 420 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$



El coeficiente de seguridad es la relación siguiente:

$$\zeta_s = \frac{S_s}{\tau_{xy}}$$
$$\zeta_s = \frac{420 \frac{Kg}{cm^2}}{218.57 \frac{Kg}{cm^2}}$$
$$\zeta_s = 1.92$$

Este es el coeficiente calculado de seguridad por ende el diseño es conservador y principalmente confiable.

A continuación determinaremos dimensiones de partes que constituyen la manzana.

- D_h → Diámetro de cubo
- t_D → Espesor de los discos
- n_{per} → Numero de pernos efectivos para la sujeción entre los rayos y la manzana
- S_B → Presión de contacto permisible entre los discos y pernos
- D_{bc} → Diámetro medio del círculo de los pernos

f.1.7.4. Diámetro de cubo:

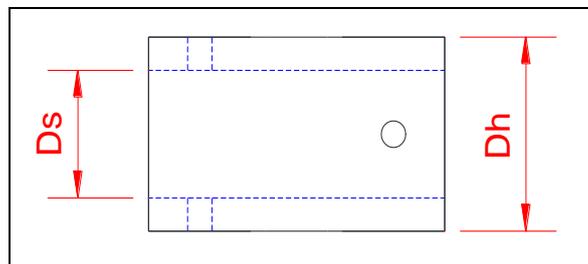


Fig. 15. Esquema del cubo.

Haciendo referencia a la proporcionalidad antes mencionada en el cálculo del tubo de vapor tenemos (Ecuación 31):



$$D_h = 1 \frac{3}{4} D_s \text{ a } 2D$$

Si:

- $D_s = 3.9 \text{ cm}$

Remplazando tenemos:

$$D_h = 1 \frac{3}{4} * 3.9 \text{ cm}$$

$$D_h = 6.825 \text{ cm} \rightarrow 0,06825 \text{ m}$$

Una vez establecido el diámetro del cubo (Fig. 15) debemos tomar en cuenta el diámetro exterior del tubo de vapor utilizado como árbol el cual nos brinda ya el dato del diámetro interior del cubo. Obteniendo de la tabla 2, tenemos las siguientes dimensiones:

- $d_o = 7.3 \text{ cm}$
- $d_i = 4.8 \text{ cm}$

Estos son datos de tabla según BHOLER.

f.1.7.5. Diámetro medio del círculo de los pernos:

Utilizaremos un disco de 30 cm de diámetro. El diámetro medio lo estimaremos como un aporte del diseñador, la dimensión de este sería:

$$D_{bc} = 19.4 \text{ cm}$$

$$D_{bc} = 0.194 \text{ m}$$



f.1.7.6. Número de pernos efectivos para la sujeción entre los rayos y la manzana:

En este análisis determinaremos el número de pernos necesarios, los cuales deben tener la misma capacidad del árbol anteriormente calculado.

Determinaremos el número de pernos utilizando pernos de bajo contenido de carbono con el siguiente esfuerzo a la fluencia.

$$S_y = 23 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$$

Como podemos observar la resistencia de este perno de bajo contenido de carbono es igual a la de un eje transmisión 1018 BOHLER

En la sujeción utilizaremos pernos de:

- $d_{perno} = 1.111cm$
- $S_s = 9.2 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$

Calculamos el área de un perno con la ecuación del *Anexo II*.

$$A = \frac{\pi * (1)^2}{4} = 0.9698cm^2$$

Calculamos también la sección transversal, sabiendo que:

$$A_{total} = A_{eje}$$

$$A_{eje} = 8.04cm^2$$

$$A_{eje} = n_{per} * A$$



Despejando y calculando:

$$n_{per} = \frac{8.04cm^2}{0.9698cm^2}$$

$$n_{per} = 8$$

f.1.7.7. Determinación de los discos de transmisión de potencia

En esta parte del diseño de los elementos finitos de la rueda hidráulica analizaremos los esfuerzos a los que están sometidos los discos de transmisión de potencia, tales como tangenciales como radiales.

El esfuerzo máximo radial se lo determina con la *ecuación 18*:

Datos:

- $r_i = 0.0365m$
- $r_o = 0.15m$
- $\gamma = 7860 \frac{Kg}{m^3}$
- $u = 0.3$

La velocidad lineal para el $r_o = 0.15m$ es:

$$v = 0.83 \frac{m}{s}$$

El radio es igual a:

$$r = \sqrt{0.0365m * 0.15m} = 0.073cm \rightarrow 7.3 * 10^{-4} m$$

Al esfuerzo máximo radial debemos sumarle el esfuerzo producido por los rayos (*ecuación 13*), ya que por su línea de acción es una carga radial. Recordando que son cuatro rayos a utilizar:



$$S_{r_{m real}} = \frac{7860 \frac{Kg}{m^3} * \left(0.83 \frac{m}{s}\right)^2}{9.8 \frac{m}{s^2}} \left(\frac{0.3 + 3}{8}\right) \left(1 - \frac{0.0365m}{0.15m}\right)^2 + 234.40 \frac{Kg}{m^2}$$
$$S_{r_{m real}} = 364.85 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 3575.53 \frac{N}{m^2}$$

Calculamos el esfuerzo tangencial (ecuación 19), producido en el disco debido a que en el radio interior se realiza la unión con la manzana a través de soldadura, por lo consiguiente el punto crítico estaría en la soldadura.

Datos:

- $r = 7.3cm$

Reemplazando tenemos:

$$S_{t_{m \acute{a}x}} = \frac{7860 \frac{Kg}{m^3} * \left(0.83 \frac{m}{s}\right)^2}{9.8 \frac{m}{s^2}} \left(\frac{0.3 + 3}{4}\right) \left[1 + \frac{1 - 0.3}{0.3 + 3} \left(\frac{0.0365m}{0.15m}\right)^2\right]$$
$$S_{t_{max}} = 461.53 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 4522,9994 \frac{N}{m^2}$$

Se procede a sumar el esfuerzo torsional porque este actúa directamente en los discos, ya que son los elementos de transmisión de potencia y sujeción entre la rueda y el eje.

Utilizamos la ecuación 20:

Si:

$$J = 3.562 * 10^{-7} m^4$$

Remplazando:

$$T_{xy} = S_{torsional} = 2.1857 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 21.41986 * 10^7 \frac{N}{m^2}$$



Sumando los esfuerzos:

$$St_{mr} = 461.53 \frac{Kg}{m^2} + 2.1857 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$$
$$St_{mr} = 2.186161 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 2.142437 * 10^7 \frac{N}{m^2}$$

Con la *ecuación 20* determinamos el par torsor real producido por el esfuerzo tangencial y torsional.

$$Mt_{real} = \frac{2.187347 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} * 3.562 * 10^{-7} m^4}{0.024m}$$

∴ El par torsor real producido es $32.463 Kg * m \rightarrow 318.13 N.m$.

f.1.7.8. Análisis de presión de contacto de discos:

Este análisis nos servirá para determinar el espesor de los discos (*Ecuación 32*)

$$S_B = \frac{W}{A_p}$$

De la *ecuación 33* tenemos:

$$W = K * d_{perno}$$

$$d_{perno} = 0.4375 \text{ pul}$$

- S_B : Presión de contacto
- W : Carga inicial o apriete inicial del perno
- A_p : Área de un perno
- $A_p = 0.1503 \text{ pul}^2$
- K : Factor de apretamiento entre 800 y 1500
- $K = 800$



De la ecuación 34 determinamos

$$S_B = \frac{K * \phi_{perno}}{A_p}$$

$$S_B = \frac{800 * 0.4376}{0.1503}$$

$$S_B = 2329.2 \frac{lb}{pul^2}$$

$$S_B = 1.6 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \rightarrow 1.56 * 10^7 \frac{N}{m^2}$$

f.1.7.9. Espesor de los discos:

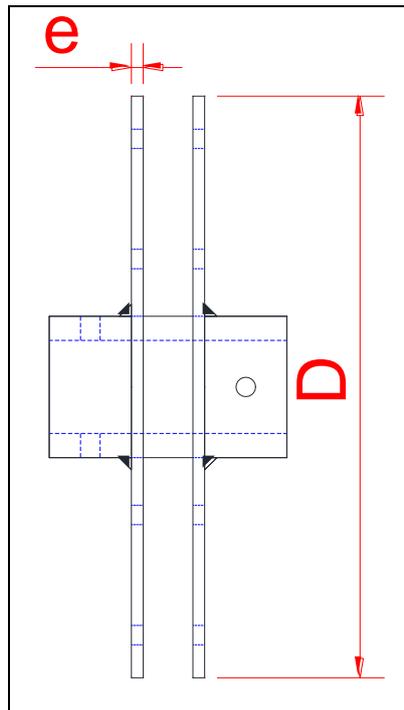


Fig. 16. Esquema de discos de transmisión .



Se realizara el análisis del espesor de los discos (Fig. 16) por dos métodos:

- Por corte en el plato, la capacidad del plato se basa en el corte de la sección transversal en la unión de la manzana y el disco
- Contacto entre el perno y el plato.

Por corte en el plato (Ecuación 35):

$$t_D = \frac{2 * T_{max}}{\pi * S_s * D_h^2}$$
$$D_h = 0.068 \text{ m}$$

- S_{disc} : Esfuerzo permisible del material del disco

$$S_s = 4.2 * 10^6 \frac{Kg}{m^2} \text{ Según BOHLER K 700}$$

$$T_{max} = 32.44 \text{ Kg} * \text{m}$$

$$t_D = \frac{2 * (32.44 \text{ Kg} * \text{m})}{\pi * \left(4.2 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}\right) * (0.068 \text{ m})^2}$$

$$t_D = 1.06 \text{ mm} \rightarrow 1.06 * 10^{-3} \text{ m}$$

Generalmente, el valor determinado de la ecuación anterior es muy pequeño y la dificultad de cortarlo sin producir la deformación del mismo hace necesario usar un espesor mucho mayor que el calculado.

Por contacto del perno y el plato (Ecuación 36):

La capacidad basada en el contacto es:

$$t_D = \frac{2 * T_{max}}{n_{per} * S_B * D_{bc} * \phi_{perno}}$$

$$D_{bc} = 0.194 \text{ m}$$

$$T_{max} = 32.44 \text{ Kg} * \text{m}$$

$$S_B = 1.6 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$$



$n_{per} = 4$ → Tomado como la mitad del número total de pernos si estos están colocados en orificios holgados, pero da un resultado de diseño muy conservador.

$$\phi_{perno} = 0.01m$$

$$t_D = \frac{2 * (32.44 Kg * m)}{4 * \left(1.6 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}\right) * 0.194 m * 0.01m}$$

$$t_D = 5.225mm \rightarrow 5.225 * 10^{-3}m$$

Utilizaremos un disco de 30 cm de diámetro y un espesor de 6 mm ya que es la medida normalizada próxima superior que garantizara un diseño conservador y confiable.

f.1.8. ANÁLISIS DE SOLDADURA

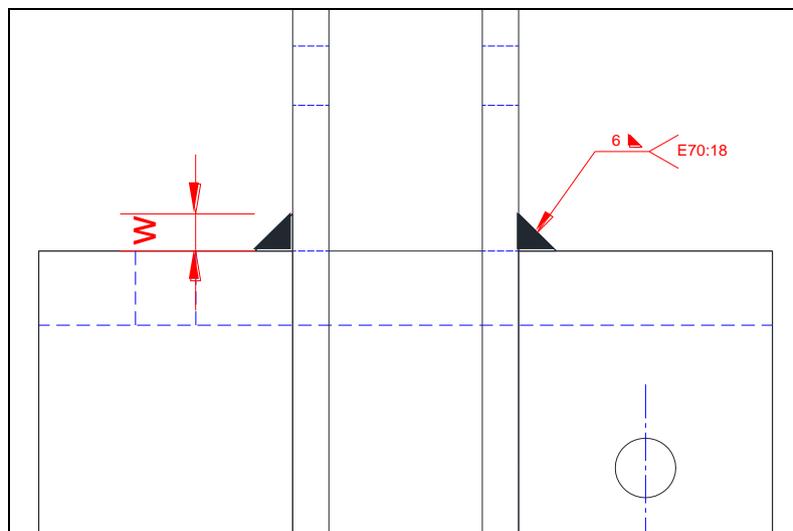


Fig. 17. Soldadura discos-cubo .

Se realizará la unión a través de soldadura de los discos y el cubo (Fig. 17).

La falla en la soldadura ocurrirá por carga paralela, esta carga se manifiesta por el máximo esfuerzo tangencial producido por el torque de accionamiento y por el esfuerzo tangencial producido en el disco, también consideramos a la soldadura como una línea.



Para realizar este análisis trabajaremos con los siguientes parámetros:

- $T_{max} = 32.46 \text{ Kg} * m$
- $r = 0.0325m$
- $d_o = 0.073m$

De la ecuación 39, calculamos el momento polar de inercia de la soldadura:

$$J_w = \frac{\pi * (0.073m)^3}{4} = 3.055 * 10^{-4}m^3$$

Con el momento polar de inercia los datos anteriores y la ecuación 37, calculamos:

$$f = \frac{(32.46 \text{ Kg} * m) * 0.0325m}{3.055 * 10^{-4}m^3}$$

$$f = 3453.19 \frac{\text{Kg}}{m} \rightarrow 33841.26 \frac{N}{m}$$

w → Longitud del lado de la soldadura

$$S_{sold} = \frac{f_{actuante}}{0.707w}$$

De la Ecuación 38 determinamos:

$$w = \frac{f_{actuante}}{0.707 * S_{sold}}$$

- S_{sold} → Esfuerzo cortante permisible de la soldadura para nuestro caso utilizaremos un electrodo 6013 de acabado.

$$S_{y\ sold} = 60000 \frac{lb}{pul^2}$$



- $S_{y\ sold}$ → Esfuerzo a la ruptura de la soldadura

$$S_{sold} = 0.1 * S_{y\ sold}$$

$$S_{sold} = 0.1 * 60000 \frac{lb}{pul^2}$$

$$S_{sold} = 6000 \frac{lb}{pul^2}$$

$$S_{sold} = 4.221 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}$$

$$w = \frac{3453.19 \frac{Kg}{m}}{0.707 * \left(4.221 * 10^6 \frac{Kg}{m^2}\right)}$$

$$w = 1.57mm \rightarrow 1.57 * 10^{-3}m$$

Utilizaremos un electrodo 6013 de 3 mm de diámetro. En este análisis realizamos el cálculo de soldadura uniformemente distribuida y el calibre del electrodo.

A continuación determinaremos la soldadura a intervalos con la *ecuación 40*. Sabiendo que:

- dimensión de la soldadura a intervalos = $\frac{2}{3} * e$

Se recomienda que la dimensión de la soldadura, empleada para cálculos de diseño o para la determinación de longitud, no deba exceder los $\frac{2}{3}$ del espesor del alma.

- $e = 6mm$ → Espesor del disco

Remplazando:

$$\frac{2}{3} * 6mm = 4mm \rightarrow 4 * 10^{-3}m$$



Remplazando en la ecuación 40:

$$R = \frac{1.6mm}{4mm}$$

$$R = 0.40 * 100\%$$

$$R = 40\%$$

Obtenemos (Tabla 3) la dimensión empleada en la soldadura a intervalos 2 – 3 esto significa que la longitud del intervalo de soldadura es de 2 pulgadas y la distancia entre los centros de dos intervalos es 3 pulgadas.

Tabla 3. Soldadura a intervalos

R Dimensión necesaria de la soldadura a intervalos	Dimensión empleada en la soldadura a intervalos		
75%		3-4	
66%			4-6
60%		3-5	
57%			4-7
50%	2-2	3-6	4-8
44%			4-9
43%		3-7	
40%	2-3		4-10
37%		3-8	
33%	2-6	3-9	4-12
30%		3-10	
25%	2-8	3-12	
20%	2-10		
16%	2-12		

Fuente: (SCHAUM, 1995)



f.1.9. DETERMINACIÓN DE LA ENERGÍA CINÉTICA ENTREGADA POR LA RUEDA:

La energía cinética de la rueda hidráulica está en función del momento de inercia de la masa de la misma, del coeficiente de fluctuación y la velocidad promedio de giro (*Ecuación 42*).

$$I_{masa} = \frac{m(d_o^2 - d_i^2)}{8}$$

- 1.3 → Factor empírico por el peso de los rayos, manzana y árbol

$$m = 85.97Kg * 1.3$$

$$m = 111.77Kg$$

- $d_o = 1.5m$ → Diámetro externo de la rueda
- $d_i = 1m$ → Diámetro interno de la rueda

$$I_{masa} = \frac{111.77Kg(1.5m^2 - 1m^2)}{8}$$

$$I_{masa} = 17.46 Kg * m^2$$

$$cf = \frac{0.03 + 0.05}{2}$$

- ✚ $cf = 0.04$ → Según tabla de coeficientes de fluctuación para diversos equipos tenemos que para un sistema de bombeo es el antes mencionado.

De la *Ecuación 43* determinamos:

$$\omega_{promedio} = \frac{\omega_{maxima} + \omega_{minima}}{2}$$



✚ ω_{maxima} → Velocidad angular máxima de la rueda

$$\omega_{maxima} = 5.53 \frac{rad}{s}$$

✚ ω_{minima} → Velocidad angular mínima de la rueda

De la Ecuación 44 tenemos:

$$\omega_{minima} = \frac{\omega_{maxima}(2 - cf)}{cf + 2}$$

$$\omega_{minima} = \frac{5.53 \frac{rad}{s} (2 - 0.04)}{0.04 + 2}$$

$$\omega_{minima} = 5.31 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_{promedio} = \frac{5.53 \frac{rad}{s} + 5.31 \frac{rad}{s}}{2}$$

$$\omega_{promedio} = 5.42 \frac{rad}{s}$$

Esta es la velocidad mínima de la rueda garantizando este coeficiente de fluctuación de velocidades.

De la ecuación 41 tenemos:

$$K_e = I_{masa} * cf * (\omega_{promedio})^2$$

$$K_e = (17.46 Kg * m^2) * 0.04 * \left(5.42 \frac{rad}{s}\right)^2$$

$$K_e = 20.51 N * m$$

$$K_e = 2.09 Kg * m$$

Esta es la energía cinética entregada por la rueda hidráulica.



f.1.9.1. Determinación de la altura máxima de bombeo del sistema

Determinamos el torque promedio debido a la succión y descarga

Usando la carga o variación del torque de la salida para un ciclo del diagrama de variación de par para una bomba de desplazamiento positivo (*Ecuación 46*):

$$T_{promedio} = \frac{T_{succion} + T_{descarga}}{2}$$

Del *Anexo II* obtenemos:

$$T_{succion} = F_s * C$$

Del *Anexo II* obtenemos:

$$T_{descarga} = F_d * C = Tl$$

Estas energías las relacionamos con la energía cinética acumulada por la rueda (*Ecuación 47*).

$$K_e = \int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} (Tl - T_{promedio})$$

$$K_e = (T_{descarga} - T_{promedio}) * \pi$$

$$K_e = \left(T_{descarga} - \frac{T_{succion} + T_{descarga}}{2} \right) * \pi$$

Despejando $T_{descarga}$ tenemos:

$$T_{descarga} = \frac{2K_e}{\pi} + T_{succion}$$



Pero como sabemos que:

$$T_{promedio} = T_{accionamiento}$$

Modificamos la ecuación y tenemos:

$$K_e = (T_{descarga} - T_{accionamiento}) * \pi$$

Despejando $T_{descarga}$ tenemos:

$$T_{descarga} = \frac{K_e}{\pi} + T_{accionamiento}$$

Como queremos determinar la altura máxima a bombear o la presión máxima deducimos que:

$$P_{max} = \frac{F_d}{A_{camisa}} \quad \text{Anexo II}$$

Y también que:

$$P_{max} = \gamma_{fluido} * H \quad \text{Anexo II}$$

Igualamos las ecuaciones y despejamos F_d :

$$F_d = \gamma_{fluido} * H * A_{camisa}$$

Remplazamos en $T_{descarga}$ y tenemos de la ecuación 45:

$$H = \frac{K_e + \pi * T_{accionamiento}}{\pi * \gamma_{fluido} * V_{desplazado}}$$

$$V_{desplazado} = A_{camisa} * C \quad \text{Anexo II}$$

$$V_{desplazado} = 5 * 10^{-4} m^3$$



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

$$H = \frac{2.09 \text{ Kg} * m + \pi(32.46 \text{ Kg} * m)}{\pi * 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * (5 * 10^{-4} \text{m}^3)}$$

$$H_{\text{bombeo}} = 66.75 \text{ mca}$$

Se ha determinado cual es la altura máxima de bombeo analizando todos los parámetros físicos los cuales nos llevaron a realizar un diseño muy confiable de un sistema de bombeo alternativo.

Se ha realizado una investigación muy importante dentro del campo del aprovechamiento de energías renovables, aplicando el ingenio y todo lo aprendido al transcurso del aprendizaje superior.



f.2. ANÁLISIS DE COSTOS

El costo total de la maquina está conformado por los costos directos e indirectos.

f.2.1. Costos directos

Se considera costos de material, mano de obra y transporte.

Tabla 4. Costo del material para la construcción del sistema de bombeo

Denominación	Unidad	Cantidad	Valor U.	Valor total
Chapa galvanizada de 1.5 mm	Unidad	4	38,00	152,00
Recorte de discos de chapa negra de 6 mm	30 cm de Diámetro	2	9,00	18,00
Eje de acero dulce de 38mm	Metro	0.3	30,00	9,00
Tubo sin costura de acero de 48mm	Metro	0.5	20,00	10,00
Tubo sin costura de acero de 73mm	Metro	0.2	25,00	5,00
Tubo cuadrado galvanizado de 25mm * 2mm	Metro	6	3,00	18,00
Pletina estructural de 38 mm * 4.5mm	Metro	3	2,80	8,40
Platina estructural de 50 mm * 4.5mm	Metro	0.5	6,00	3,00
Tubo cuadrado galvanizado de 38mm * 2mm	Metro	6	5,00	30,00
Transmisión por cadena paso 50	Unidad	1	100,00	100,00
Pernos de acero Galvanizado de 1/4" x 1" con tuerca y arandela plana y de presión	Unidad	300	0,05	15,00
Pernos de acero Grado 5 de 3/8" x 3 1/2" con tuerca y arandela plana y de presión	Unidad	2	0,50	1,00
Pernos de anclaje de acero de 3/8" x 1" con tuerca y arandela plana y de presión	Unidad	4	0,30	1,20
Pernos de acero grado 5 de 1/2" x 2 1/2" con tuerca y arandela plana y de presión	Unidad	4	1,00	4,00
Pernos de acero de 3/8" x 1 1/2" con tuerca y arandela plana y de presión	Unidad	16	0,30	4,80
Chumaceras de 11/2"	Unidad	2	15,00	30,00
Seguro exterior para eje de 11/2"	Unidad	2	0,65	1,30
Chaveta de 1/4"	Metro	0.1	2,00	2,00
Electrodo E-6011	Libra	5	1,60	8,00
Electrodo E-7018	Libra	1	2,60	2,60
Electrodo E-6013 azul	Libra	1	2,13	2,13
Sierra sanflex	Unidad	2	1,70	3,40
Disco de corte de 7"x 1/8"x 7/8"	Unidad	1	1,30	1,30
Disco de desbaste de 7"x 9/32"x 7/8"	Unidad	1	3,00	3,00
Disco de corte de 14"x 7/64"x 1"	Unidad	1	4,75	4,75
TOTAL				437.88

Fuente: El Autor



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

Tabla 5. Costo de maquinaria

Denominación	Unidad	Cantidad	Valor U.	Valor total
Bomba de desplazamiento positivo ZM-56	Unidad	1	1100,00	1100,00
TOTAL				1100,00

Fuente: El Autor

Tabla 6. Costo de materiales para instalación en el sitio de montaje

Denominación	Unidad	Cantidad	Valor U.	Valor total
Tubo de pvc de ½”	Unidad	1	7,00	7,00
Teflón	Unidad	3	0,6	1,80
Manómetro	Unidad	1	6,00	6,00
Base de bomba	Unidad	1	30,00	30,00
Tanque de presión	Unidad	1	80,00	80,00
TOTAL				124,80

Fuente: El Autor

Tabla 7. Costo de material para terminado y acabado del sistema

Denominación	Unidad	Cantidad	Valor U.	Valor total
Lija N° 36	Unidad	4	0,40	1,60
Lija N° 120	Unidad	4	0,45	1,80
Diluyente acrílico	Litro	7	1,00	7,00
Fondo gris	Galón	0,5	16,00	8,00
Pintura sintética color negra	Galón	0,5	16,00	8,00
Pintura sintética color rojo	Galón	0,25	16,00	4,00
Masilla automotriz	Litro	1/2	6,00	6,00
Guaípe	Libra	1	2,50	2,50
TOTAL				38,90

Fuente: El Autor



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

Tabla 8. Costo por mano de obra

Denominación	Cantidad	Valor U.	Valor total
Torneada de discos de 6 mm	2	10,00	20,00
Chaveteado de ejes de 38 mm	2	5,00	10,00
Chaveteado de corona	1	5,00	5,00
Chaveteado de piñón	1	5,00	5,00
Doblado de recipientes	28	1,00	28,00
Fabricación de estructura del sistema	1	90,00	90,00
TOTAL			158,00

Fuente: El Autor

Tabla 9. Costo demandado por transporte

Denominación	Cantidad	Valor U.	Valor total
Movilización del sistema de bombeo al sitio de montaje	1	30,00	30,00
TOTAL			30,00

Fuente: El Autor

Tabla 10. Total de costos directos

Denominación	Valor
COSTO DE MATERIALES	1701,58
COSTO DE MANO DE OBRA	158,00
COSTO DE TRANSPORTE	30,00
TOTAL	1889,58

Fuente: El Autor

f.2.2. Costos indirectos

Tabla 11. Costos indirectos

Denominación	Valor
CRITERIO DE INGENIERÍA (10% DEL COSTO DIRECTO)	188,95
IMPREVISTOS (5 % DEL COSTO DIRECTO)	94,47
TOTAL	283,42

Fuente: El Autor



f.2.3. Costo total del sistema de bombeo

Tabla 12. Costo total del sistema

Denominación	Valor
COSTOS DIRECTOS	1889,58
COSTOS INDIRECTOS	283,42
TOTAL	2173,00

Fuente: El Autor

f.3. VALORACIÓN ECONÓMICA

El sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo no generara una ganancia económica dentro del CIERRE; este sistema es exclusivo para realización de análisis de eficiencia en sistemas de bombeo alternativo, para el fortalecimiento intelectual de los estudiantes del AEIRNNR

f.3.1. Costo de Adquisición

Según la (Tabla 12) se tiene que el costo del sistema es \$ 2173,00

El sistema de Bombeo esta accionado por una fuente de recurso hídrico artificial; el consumo energético de esta fuente es aleatorio, ya que depende directamente del número de análisis q se realicen; el uso del equipo será exclusivo por los estudiantes de la carrera de ingeniería electromecánica con el fin de la realización de análisis de eficiencia en sistemas de bombeo alternativos; por lo cual el tiempo de amortización no es relevante en relación a los conocimientos adquiridos a través del buen uso del sistema.



g. DISCUSIÓN

g.1. Análisis de resultados

La rueda hidráulica fue dimensionada acoplándose adecuadamente al recurso hídrico artificial existente en el CIEREE por ende se garantiza un funcionamiento óptimo del sistema.

Los diferentes elementos que nos sirven para poder realizar el trabajo de bombeo fueron dimensionados de tal manera que hacen factible el trabajo para el cual fueron construidos, cumpliendo cada uno de ellos su función de manera eficiente.

Una vez implementado el sistema de bombeo alternativo, logramos suplir una necesidad dentro del AEIRNNR, la cual está destinada a la investigación de sistemas de bombeo a través de recursos renovables que se encuentran dentro de la carrera de ingeniería electromecánica; el sistema instalado servirá para la realización de investigación de eficiencia energética por lo cual brinda facilidad a los estudiantes en asimilar conocimientos adquiridos en el transcurso de su etapa de formación.

g.2. Análisis de rendimiento (fase de campo).

Para determinar el rendimiento de sistema de aprovechamiento y bombeo hidráulico se preparó un experimento, en el cual previamente se estableció las variables controladas y las de análisis.

Dentro de las variables controladas están:

- Caudal de ingreso a la rueda hidráulica. Se preestableció el caudal de 420 l/min (Este es el gasto antes mencionado o caudal de diseño.)
- Altura de alimentación a la rueda hidráulica. Se estableció mediante la infraestructura del CIEREE.



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

Dentro de las variables de análisis están:

- Caudal de descarga.
- Presión en la descarga.

Los resultados de la fase de experimentación se detallan a continuación:

Tabla 13. Resultados de monitoreo del sistema de bombeo

Datos del tanque							
RPM	PRESIÓN	TIEMPO	# de muestras	CAUDAL	PRESIÓN	POTENCIA	POTENCIA
	(psi)	(min)		(m3/s)	(Pa)	(vatios)	MEDIA
72	0	0	0	0,000600	0,00	0,00	78,55
65	5	9	1	0,000542	34464,29	18,67	78,55
60	10	13	2	0,000500	68928,57	34,46	78,55
54	15	17	3	0,000450	103392,86	46,53	78,55
49	20	21	4	0,000408	137857,14	56,29	78,55
44	25	24	5	0,000367	172321,43	63,18	78,55
42	30	25	6	0,000350	206785,71	72,38	78,55
39	35	27	7	0,000325	241250,00	78,41	78,55
36	40	28	8	0,000300	275714,29	82,71	78,55
32	45	30	9	0,000267	310178,57	82,71	78,55
30	50	31	10	0,000250	344642,86	86,16	78,55
28	55	32	11	0,000233	379107,14	88,46	78,55
26	60	33	12	0,000217	413571,43	89,61	78,55
24	65	34	13	0,000200	448035,71	89,61	78,55
22	70	35	14	0,000183	482500,00	88,46	78,55
18	75	36	15	0,000150	516964,29	77,54	78,55
16	80	37	16	0,000133	551428,57	73,52	78,55
13	82	38	17	0,000108	565214,29	61,23	78,55
8	85	39	18	0,000067	585892,86	39,06	78,55
5	87	40	19	0,000042	599678,57	24,99	78,55
0	91	41	20	0,000000	627250,00	0,00	78,55

Fuente: El Autor



Tabla 14. Análisis del valor medio de la curva de potencia.

MÉTODO O REGLA DE SIMPSON			
EXTREMOS	IMPARES	PARES	POTENCIA MEDIA
0	2525,3131	1245,30952	78,5546379

Fuente: El Autor

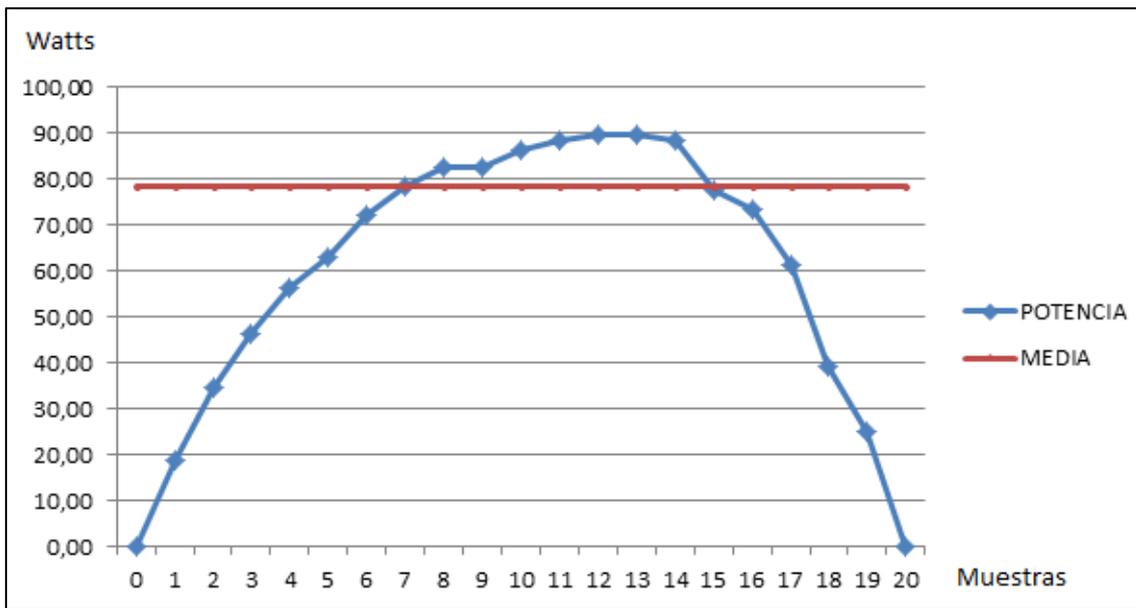


Fig. 18. Curva de potencia del sistema de bombeo

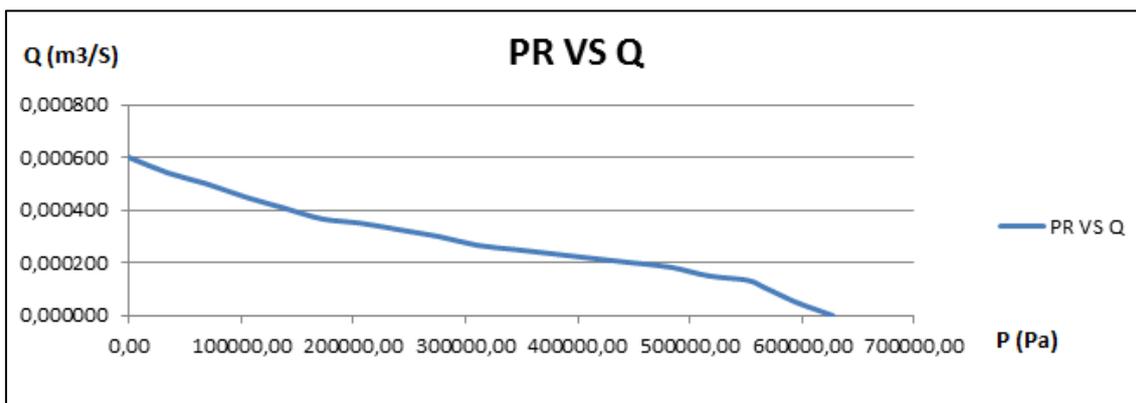


Fig. 19. Curva presión-caudal



g.3. Comprobación de hipótesis

Hipótesis 1.- “El análisis permitirá a los estudiantes del Área de la energía tener una visión real del potencial hidráulico existente en el lugar”.

Esta hipótesis es cien por ciento afirmativa ya que se realizó un estudio detallado de la fuente de recurso hídrico y de su distribución para todos los equipos instalados en el CIEREE, para el sistema de bombeo instalado el gasto es de 7 litros/min.

Hipótesis 2.- “Al establecer un diseño adecuado del sistema de bombeo, la rueda hidráulica tendrá un óptimo funcionamiento”

Se afirma esta hipótesis ya que la selección del grupo de bombeo de desplazamiento positivo ZM y el diseño de todos los elementos de la rueda hidráulica de alimentación superior cumplen con los parámetros y condiciones de trabajo previamente establecidas.

Hipótesis 3.- La implementación del sistema de bombeo nos permitirá aprovechar el recurso hídrico existente en el “CIERRE” de manera eficiente.

Se afirma la hipótesis ya que al realizar la implementación del sistema de bombeo se logró aprovechar el recurso hídrico artificial del CIEREE con la finalidad de simulación y la investigación por parte de los estudiantes de la carrera de ingeniería electromecánica en el análisis de eficiencia y aprovechamiento de energías alternativas. Si analizamos de manera generalizada comprobamos que las hipótesis planteadas fueron afirmativas lo que nos lleva a la conclusión de que tanto el diseño como la construcción del proyecto dieron los resultados satisfactorios, lo que nos conlleva a afirmar la hipótesis general.



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

“CON LA CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO ALTERNATIVO SE LOGRARÁ DETERMINAR APLICACIONES DE RUEDAS HIDRÁULICAS DE ALIMENTACIÓN SUPERIOR Y SU EFICIENCIA.”.

Esta afirmación sin duda es la prueba incuestionable del cumplimiento de todos los objetivos planteados inicialmente.



h. CONCLUSIONES

- Se logró determinar y utilizar eficientemente el recurso hídrico artificial del CIEREE en la aplicación de un sistema de bombeo alternativo
- Con el diseño de la rueda hidráulica de alimentación superior se logró establecer parámetros de funcionamiento que servirán para próximas investigaciones relacionadas con el aprovechamiento de energías alternativas
- Con la construcción de la rueda hidráulica para el sistema de bombeo se logra relacionar a los estudiantes de la carrera de ingeniería electromecánica con posibles problemáticas existentes en diseño de elementos finitos mecánicos y en el aprovechamiento eficiente de potencial hídrico.
- Realizado el montaje de cada una de las partes que componen el sistema de bombeo, se efectuó el montaje, pruebas de funcionamiento y puesta en marcha, comprobando el correcto funcionamiento del mismo.
- Se concluye también que la rueda hidráulica de alimentación superior se considera factible en aplicaciones futuras, como fuente motriz para otros procesos.



i. RECOMENDACIONES

- ✓ Se realice futuras investigaciones para suplir necesidades utilizando la rueda hidráulica como fuente motriz.
- ✓ Se realice constantemente el mantenimiento preventivo de las partes móviles del sistema de bombeo con la finalidad de obtener estados normales de funcionamiento.
- ✓ Se realice el mantenimiento de la red de distribución de recurso hídrico para evitar averías en los canjilones de la rueda hidráulica.
- ✓ Se realice el mantenimiento preventivo de la bomba ZM-56, para evitar futuras averías.
- ✓ Al momento de realizar las practicas por los estudiantes tener los instrumentos de medición necesarios y la protección correspondiente.



j. BIBLIOGRAFÍA

j.1. LIBROS:

- ✚ **MATAIX.1986.** Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Madrid-España, 1986:
- ✚ **SCHAUM, SERIE DE COMPENDIOS. 1995.** Diseño de máquinas. México : McGRAW-HILL, 1995.
- ✚ **HALL, ALLEN S.; HOLOWENKO, ALFRED R.; LAUGHLIN, HERMAN G. 2000.** Diseño de máquinas. 2000.

j.2. LIBROS ELECTRÓNICOS:

- ✚ **HAMROCK, BERNARD; JACOBSON, BO; SCHMID, STEVEN. 2000.** Elementos de máquinas. México, 2000.

j.3. TESIS ELECTRÓNICAS

- ✚ **JARAMILLO, DIÓGENES MANUEL DE JESÚS BUSTÁN.2010.** Diseño y construcción de un prototipo didáctico de una Turbo Bomba para el aprovechamiento hidráulico, Loja-Ecuador. 2010:

VIVANCO, RAMIRO ALEJANDRO CÓRDOVA. 2006. Diseño y construcción de un sistema de rueda hidráulica-bomba, Quito-Ecuador. 2006:

j.4. SITIOS WEB:

- ✚ <http://bombas-ZM-brasil-html>.
- ✚ <http://es.scribd.com/doc/138246285/Densidad-de-los-fluidos-doc>.
- ✚ <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico>.
- ✚ www.pellegrinioscarv.com.ar/documentacion/cadenas.pdf.



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”

k. ANEXOS



ANEXO I

✚ Proceso de construcción.



Imagen. 1. Tapas laterales de canjilones



Imagen. 2. Doblado de Tapas de canjilones



Imagen. 3. Tapas laterales de canjilones terminadas



Imagen. 4. Ensamblaje de canjilones de rueda hidráulica



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”



Imagen. 5. Ensamblaje de mordazas



Imagen. 6. Ensamblaje de mordazas terminadas



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”



Imagen. 7. Ensamblaje de rayos y manzana de transmisión de potencia



Imagen. 8. Ensamblaje de árbol, chumaceras y base de soporte de rueda hidráulica



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”



Imagen. 9. Rueda hidráulica semi-completa

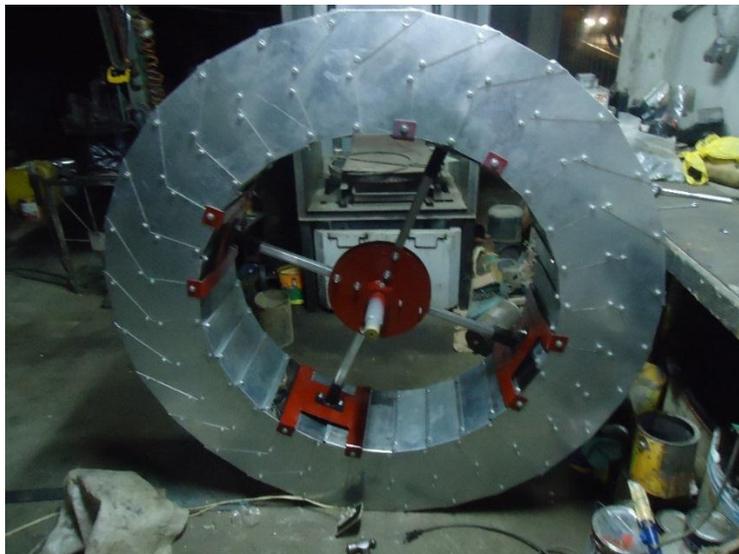


Imagen. 10. Ensamblaje de elementos de transmisión de potencia



“Diseño, construcción e implementación de un sistema de bombeo a través de una rueda hidráulica de alimentación superior y bomba de desplazamiento positivo, para el CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA (CIEREE) del AEIRNNR-UNL.”



Imagen. 11. Rueda hidráulica completa



ANEXO II

❖ PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO Y DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA

Tabla 15. Constantes y ecuaciones fundamentales.

Descripción	Ecuación
Área o Superficie (m^2)	$A = \pi * r^2$
Volumen (m^3)	$V = l * h * e$
Perímetro (m)	$P = \pi * d$
Coefficiente de fricción	$cf = 0,05$
Densidad del acero galvanizado	$\delta = 7860 \frac{Kg}{m^3}$
Sección transversal de un eje hueco	$A_{cal} = \frac{\pi * d_o^2}{4} - \frac{\pi * d_i^2}{4}$
Trabajo en succión	$T_{succion} = F_s * C$
Trabajo en descarga	$T_{descarga} = F_d * C$
Presión máxima	$P_{max} = \frac{F_d}{A_{camisa}} = \gamma_{fluido} * H$
Capacidad de carga dinámica	$C = (\sqrt[3]{N_R})(F)$

Fuente: El Autor



Tabla 16. Soporte de pie con rodamientos Y (SKF)

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero												
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones			
d	A	H	H ₁	L	C	C ₀	límite con eje de tolerancia h6	Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento		
mm					kN		rpm	kg	-			
38,1	47,625	107,95	53,975	187,325	33,2	21,6	4300	2,5	SYM 1.1/2 TF	SYM 509 U	YAR 209-108-2F	
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,65	SY 1.1/2 RM	SY 508 U	YAT 208-108	
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,8	SY 1.1/2 TF	SY 508 U	YAR 208-108-2F	
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	2800	1,85	SY 1.1/2 TR	SY 508 M	YAR 208-108-2RF	
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,82	SYH 1.1/2 RM	SYH 508 U	YAT 208-108	
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,95	SYH 1.1/2 TF	SYH 508 U	YAR 208-108-2F	
38,1	49	99	49,2	184	30,7	19	4800	1,85	SYJ 1.1/2 TF	SYJ 508	YAR 208-108-2F	
39,688	48	99	49,2	175	30,7	19	4300	1,78	SY 1.9/16 TF	SY 508 U	YAR 208-109-2F	
40	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,8	SY 40 TF	SY 508 M	YAR 208-2F	
40	48	99	49,2	175	30,7	19	2800	1,8	SY 40 TR	SY 508 M	YAR 208-2RF	
40	49	99	49,2	184	30,7	19	4800	1,85	SYJ 40 TF	SYJ 508	YAR 208-2F	
41,275	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,05	SY 1.5/8 RM	SY 509 U	YAT 209-110	
41,275	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,3	SY 1.5/8 TF	SY 509 U	YAR 209-110-2F	
41,275	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,35	SYH 1.5/8 RM	SYH 509 U	YAT 209-110	
41,275	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,55	SYH 1.5/8 TF	SYH 509 U	YAR 209-110-2F	
42,862	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,03	SY 1.11/16 RM	SY 509 U	YAT 209-111	
42,862	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,4	SY 1.11/16 TF	SY 509 U	YAR 209-111-2F	
42,862	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,2	SYH 1.11/16 RM	SYH 509 U	YAT 209-111	
42,862	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,4	SYH 1.11/16 TF	SYH 509 U	YAR 209-111-2F	
42,862	53,975	114,3	57,15	203	35,1	23,2	4000	3,0	SYM 1.11/16 TF	SYM 510 U	YAR 210-111-2F	
44,45	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,05	SY 1.3/4 RM	SY 509 U	YAT 209-112	
44,45	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,2	SY 1.3/4 TF	SY 509 U	YAR 209-112-2F	
44,45	48	107,5	54	187	33,2	21,6	2400	2,3	SY 1.3/4 TR	SY 509 M	YAR 209-112-2RF	
44,45	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,15	SYH 1.3/4 RM	SYH 509 U	YAT 209-112	
44,45	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,35	SYH 1.3/4 TF	SYH 509 U	YAR 209-112-2F	