



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

REDISEÑO DE LA TURBINA PELTON DE LA MINICENTRAL
HIDROELÉCTRICA DEL DISTRITO DE PATAZ PARA AUMENTAR SU
PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO

AUTOR:
FRANKLIN JONATAN BERMUDEZ RODRÍGUEZ

ASESOR:
LUIS ALBERTO JULCA VERASTEGUI

LINEA DE INVESTIGACIÓN:
MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS

TRUJILLO – PERU

2014

MG. JORGE SALAS RUIZ
PRESIDENTE

DR.FELIPE DE LA ROSA BOCANEGRA
SECRETARIO

MG. LUIS JULCA VERASTEGUI
VOCAL

Dedicatoria:

Este proyecto de investigación dedico a Dios por darme la vida y todo lo que tengo, a mis padres, por ser quienes me apoyan en el desarrollo de mi carrera; y a mis docentes, por impartirme sus conocimientos.

Agradecimiento:

Agradezco a Dios, por darme la vida, a mis padres por brindarme su apoyo moral y económico a lo largo de mi vida y mi carrera, y a mis docentes por impartirme conocimientos en bien del desarrollo.

Declaratoria de autenticidad:

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo BERMUDEZ RDRIGUEZ FRANKLIN JONATAN con DNI N° 47606269, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de ingeniería mecánica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 22 de diciembre de 2014.

BERMUDEZ RODRIGUEZ, FRANKLIN JONATAN

Presentación:

Señores miembros del Jurado:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la Tesis titulada "REDISEÑO DE LA TURBINA PELTON DE LA MINICENTRAL HIDROELECTRICA DEL DISTRITO DE PATAZ PARA AUMENTAR SU PRODUCCION DE ENERGIA ELECTRICA", la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de **Ingeniero Mecánico.**

El Autor

Índice:

Dedicatoria:	3
Agradecimiento:	4
Presentación:	6
Índice:	7
RESUMEN	10
ABSTRACT	11
I. INTRODUCCIÓN	12
Ecuación de la continuidad:	13
Ecuación de Bernoulli para fluidos incompresibles	14
Perdidas de energía:	15
Pérdidas secundarias	15
Centrales hidroeléctricas:	18
Turbo máquinas hidráulicas:	19
<i>Clasificación de maquina hidráulica:</i>	20
Generadoras:	20
Motoras:	21
<i>Turbinas</i>	21
Turbinas pelton	22
Elementos constructivos básicos de una turbina pelton	22
Rodete	23
Rueda motriz	23
Cazoletas o álabes	23
Distribuidor	24
Cámara de distribución	24
Inyector	24
ESTUDIO TEÓRICO	27
Triangulo de velocidades	27
Velocidad del chorro	28
Número Específico de revoluciones	29
Número de chorros	29
Diámetro del chorro	29

Diámetro del rodete	29
Número de cucharas	30
Potencia eléctrica real	31
Dimensiones de las cazoletas o alabes	31
Dimensiones del inyector	32
Elementos adicionales:.....	33
<i>Volante de inercia:</i>	33
Rodamientos	35
1.1. Problema	40
1.2. Objetivos	40
1.2.1. Objetivo general	40
1.2.2. Objetivos específicos	40
II. MARCO METODOLÓGICO	41
2.1. Hipótesis:.....	41
2.2. Variables.....	41
CAJA NEGRA	41
2.4. Metodología	43
2.5. Tipos de estudio	43
2.6. Diseño de investigación	43
III. RESULTADOS	43
DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA	43
CÁLCULOS DE DISEÑO DE LA TURBINA PELTON:.....	44
Análisis fluido dinámico del inyector:.....	51
SELECCIÓN DE GENERADOR ELÉCTRICO:.....	55
Cálculo de la volante	57
Cálculo del diámetro del eje:.....	59
Calculo de la resistencia real a la fatiga del eje.....	62
Selección de la caja multiplicadora.....	64
Calculo de chavetas o cuñas:.....	65
Selección de rodamientos:	69
IV. DISCUSIÓN	81
V. CONCLUSIONES	82
VI. RECOMENDACIONES	83
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84

ANEXOS.....	85
FICHA DE ENTREVISTA	85
TABLAS	86
TABLA N° 1: saltos, tamaños y potencias de tipos de turbinas	86
INSTALACIONES DE LA MINICENTRAL.....	92
DISEÑO EN SOLIDWORKS	99
DATOS TÉCNICOS DE CATÁLOGOS	100
RODAMIENTOS.....	100
COTIZACIONES:.....	103
PLANOS DE LOS COMPONENTES DE LA CENTRAL	108

RESUMEN

Con este proyecto, titulado: “REDISEÑO DE LA TURBINA PELTON DE LA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA DEL DISTRITO DE PATAZ PARA AUMENTAR SU PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA” se buscó reafirmar el compromiso con el medio ambiente apuntando al desarrollo sostenible a través de la utilización de energías renovables, y la finalidad es proponer el rediseño de la turbina pelton de la mini central hidroeléctrica del distrito de Patáz para aumentar su producción de energía eléctrica; esto debido a que en el diseño del inicio se tomó en cuenta la población actual y una proyección de 10 años, a la actualidad han pasado más de 10 años y el suministro de energía eléctrica está en déficit.

El estudio se inició con un estudio de demanda de energía eléctrica actual, tomando en cuenta una proyección para 10 años y la tasa de crecimiento poblacional. El proyecto consta con la modificación de la instalación y los elementos constructivos de la mini central, siendo estos: Modificación de la altura, caudal; dimensiones de rodete, cucharas, inyector, volante, amplificador de velocidades y selección de nuevo generador.

Se logró rediseñar la turbina pelton para la mini central, con la que se generará 2400 KW de potencia que es la demanda de energía eléctrica con la proyección de 10 años y seleccionar el generador eléctrico; para determinar la demanda de energía se tomó en cuenta el código nacional de electricidad – utilización, lo que no se tuvo en cuenta en el estudio del inicio para la instalación de la mini central.

Palabras clave: Rediseño, Turbina Pelton, Mini central hidroeléctrica, demanda energética.

ABSTRACT

With this project, entitled "REDESIGN Pelton turbine small hydroelectric development DISTRICT Pataz TO INCREASE YOUR ELECTRICITY" we sought to reaffirm the commitment to the environment aiming at sustainable development through the use of renewable energies, and the purpose is to propose a redesign of the turbine pelton mini hydroelectric central district of Pataz to increase production of electricity; this because in the beginning design took into account the current population and a projected 10 years, now has been more than 10 years and the power supply is in deficit.

The study began with a study of current electricity demand, taking into account a projection for 10 years and the rate of population growth. The project includes the modification of the installation and construction elements of the central mini, these being: Changing the height, flow; impeller dimensions, spoons, injector, wheel, speed amplifier and selection of new generator.

It was possible to redesign the turbine pelton for central mini, with which will generate 2,400 KW of power is the power demand with the screening of 10 years and selecting the electric generator; to determine energy demand took into account the national electrical code - use, which was not taken into account in the study initiation for the installation of central mini.

Keywords: Redesign, Pelton turbine, central Mini hydroelectric energy demand.

I. INTRODUCCIÓN

En esta investigación se desarrollará el rediseño de la turbina pelton de la mini central hidroeléctrica del distrito de Pataz para aumentar su producción de energía eléctrica, esto debido al estado en el que se encuentra la mini central. El diseño de inicio tuvo en cuenta la demanda de hace 10 años y a la actualidad presenta un déficit de suministro, como alternativa de solución se plantea, seguir utilizando gran parte de las instalaciones y solamente hacer el rediseño de la turbina pelton para incrementar la producción de energía eléctrica.

Como antecedentes se consideró a GONZALES LOPEZ, Ronal Percy y Pretel pretel, Paulo Cesar (2012). Quienes en su tesis: “Factibilidad Técnico – Económica para la implementación de un sistema de bombeo en el centro poblado Buenavista del distrito de Chao - Virú”

Hacen el estudio económico de la implementación de un sistema de bombeo, para el cual se hace propuestas de diseño de turbinas para la generación de energía eléctrica y el posterior bombeo de agua.

Otro antecedente fue MURRAY GARCIA, HARRY ERNESTO. (2005) Quien en su tesis: “Controles de calidad en la fabricación de un rodete pelton”

Detalla los cálculos para la construcción de un rodete pelton, y luego es sometido a una serie de pruebas para controlar la calidad, entre estas pruebas tenemos: ensayos no destructivos, balance, etc.

También LEON RIBERO, JAVIER HERNAN Y RIVEROS SANTOS, VICTOR ANDRES. (2008) En su tesis: “Diseño, construcción, montaje y operación de una turbina pelton para generar electricidad”

Hacen un detalle completo para el diseño de la turbina pelton a escala, lo que incluye los datos de entrada caudal y altura y también los algoritmos de cálculos del rodete, aguja, cucharas, etc.

Asimismo OROZCO ACEVES, GONZALO. (2011) En su tesis: “Diseño y construcción de un prototipo de una turbina para generación de energía eléctrica en una micro-planta”

Hace dos propuestas para la generación de energía eléctrica, la primera es el diseño de una turbina pelton y la segunda el diseño de una turbina hélice; la mejor propuesta será instalada para funcionar en un arroyo en el que se vierten desechos de tipo industrial y doméstico.

Este trabajo de investigación se justifica, debido a que las condiciones en las que se va a desarrollar presentan lo siguiente:

Los precios elevados de combustibles para generación de energía eléctrica, el impacto ecológico que significa utilizar combustibles (contaminación y calentamiento global); despierta el interés del estudio de nuevas alternativas para la generación de energía eléctrica, utilizando energías renovables; en tal sentido este trabajo de investigación busca reforzar el compromiso con el medio ambiente, utilizando métodos de generación que sean rentables, limpios y amigables con el medio ambiente.

La finalidad de este trabajo es la propuesta del rediseño de la turbina pelton de la mini central hidroeléctrica del Distrito de Pataz para aumentar la producción de energía eléctrica actual y de esta manera satisfacer de manera óptima a los usuarios beneficiarios; y así seguir utilizando los recursos naturales para no causar un impacto negativo al ambiente, lo que se causaría al utilizar generadores que funcionan con combustibles nocivos.

El fundamento teórico para esta investigación se detalla a continuación:

Las centrales hidroeléctricas que se instalan en las zonas rurales por lo general están constituidas por turbinas pelton, por el relieve que se presenta (accidentado), esto permite tener grandes desniveles que son necesarios y oportunos para este tipo de turbinas.

El diseño de una turbina hidráulica requiere del entendimiento de varios conceptos de la mecánica de fluidos así como de diseño mecánico.

Como fundamentos del funcionamiento de esta máquina, se encuentran:

- ✓ Ecuación de continuidad
- ✓ La ecuación de Bernoulli para fluidos incompresibles ✓ La teoría del impulso y cantidad de movimiento.
- ✓ Turbo maquinas hidráulicas

Ecuación de la continuidad:

La masa que entra es igual a la masa que sale, no se pierde masa, solo se transforman algunas propiedades.

$$\rho_1 * c_1 * dA_1 = \rho_2 * c_2 * dA_2 = \rho_3 * c_3 * dA_3 = C \dots \dots \dots (1) \text{ Donde:}$$

A_1, A_2 : Área transversal de la tubería.

c_1, c_2 : Velocidad del fluido.

ρ_1, ρ_2, ρ_3 : Densidad del fluido

En fluidos incompresibles la densidad es constante, por lo tanto:

$$v_1 * A_1 = v_2 * A_2 = Q \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

Q : Caudal m^3/s .

Ecuación de Bernoulli para fluidos incompresibles.

Si una corriente pasa por una o varias máquinas y se le suministra energía, se incrementa su energía y se expresa en altura, es típico de las bombas; ocurre lo contrario con las turbinas, al pasar por una o varias máquinas estas ceden energía, este decremento también se expresa en metros.

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \sum H_{r1-2} + \sum H_b - \sum H_t = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \dots \dots \dots (3)$$

Donde:

$\frac{P_1}{\rho g}, \frac{P_2}{\rho g} \rightarrow$ Alturas de presión

$z_1, z_2 \rightarrow$ Alturas geodésicas.

$\frac{v_1^2}{2g}, \frac{v_2^2}{2g} \rightarrow$ Alturas de velocidad.

$\sum H_{r1-2} \rightarrow$ Suma de las pérdidas hidráulicas entre 1 y 2

$\sum H_b \rightarrow$ Suma de los incrementos de altura proporcionados por las bombas instaladas entre 1 y 2.

$\sum H_t \rightarrow$ Suma de los incrementos de altura absorbida por los motores (turbinas) instalados entre 1 y 2.

Perdidas de energía:

Pérdidas primarias:

Las pérdidas primarias se originan por el rozamiento de la tubería, por accesorios que lleva a lo largo de todo los conductos.

$$H_{rp} = \lambda \frac{L v^2}{D 2g} \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

H_{rp} : Pérdida de carga primaria.

λ : Coeficiente de pérdida de carga primaria.

L : Longitud de la tubería D :

Diámetro de la tubería

v : Velocidad media del fluido.

a) Número de Reynolds.

Con este parámetro adimensional se determina si un fluido tiene régimen laminar o turbulento, para este cálculo se necesita conocer la velocidad, el diámetro y la viscosidad del fluido.

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \dots \dots \dots (5)$$

En donde:

V : Velocidad del fluido.

D : Diámetro de la tubería, que en este caso permanece constante ν :

Viscosidad cinemática del agua, también constante

si $Re < 2000$, el flujo es laminar

si $Re > 2000$, el flujo es turbulento

b) Rugosidad relativa en la tubería:

Toda superficie por mas lisa que se presente siempre tiene a generar un rozamiento que frena el libre flujo del fluido, esto debido a que presenta rugosidad a lo largo de su

dimensión, los manuales nos facilitan datos empíricos para el cálculo, estos son los responsables de las pérdidas que se generan a lo largo de una tubería.

$$e = \frac{k}{D} \dots \dots \dots (6)$$

En donde:

e: Rugosidad relativa (adimensional)

k: Rugosidad absoluta (en unidades de longitud) *D*:

Diámetro de la tubería.

c) Ecuación de Darcy-Weisbach

Darcy-Weisbach establece una fórmula para el cálculo de pérdidas energéticas.

$$H_{rt} = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (7)$$

En donde:

H_{rt}: Pérdidas de energía en unidades de longitud

λ: Coeficiente de fricción

L: Longitud de la tubería

D: Diámetro

v: Velocidad

g: Constante de gravedad

El coeficiente de fricción "*λ*" es función del número de Reynolds.

Para calcular este coeficiente se han propuesto una serie de ecuaciones empíricas, ya que no hay un sustento teórico para su obtención, además de tablas, nomogramas y gráficos que se han implementado en los manuales de los fabricantes de equipo.

d) Ecuación de pouiseuille:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \dots \dots \dots (8)$$

[Para régimen laminar, tuberías lisas y rugosas]

e) **Ecuación de Blasius:**

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{1/4}} \dots \dots \dots (9)$$

[Flujo turbulento, tuberías lisas, $Re < 100000$]

f) **Primera ecuación de Kármán – Prandtl:**

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = [2 \log_{10}(Re * \sqrt{\lambda})] - 0.8 \dots \dots \dots (10)$$

[Flujo turbulento, tuberías lisas, $Re > 100000$]

g) **Ecuación de Colebrook-White:**

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \dots \dots \dots (11)$$

h) **Segunda ecuación de Kármán – Prandtl:**

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{D}{2k} + 1.74 \dots \dots \dots (12)$$

[Flujo declaradamente turbulento, tuberías rugosas, rugosas, para Re creciente al aumentar $\frac{k}{D}$]

Dentro de los nomogramas para la obtención del valor numérico del coeficiente de fricción, se tiene el “diagrama de Moody”. Es una representación gráfica en papel doblemente logarítmico de la ecuación de Pouiseuille y la ecuación de Colebrook-White que permite calcular cualquier valor de este coeficiente. En el lado de las abscisas se encuentran los valores del número de Reynolds, en el lado de las ordenadas se encuentran los valores del coeficiente y las curvas dan los valores de rugosidad, colocados en el lado derecho de las ordenadas de este diagrama. CENGEL Yunus A. y CIMBALA John M. Mecánica de Fluidos Fundamentos y aplicaciones.

Pérdidas secundarias

Las pérdidas secundarias son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones (estrechamientos o expansiones de la corriente), codos, válvulas, y toda clase de accesorios de tubería.

$$H_{rs} = \zeta \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (13)$$

En donde:

H_{rs} : Pérdidas de carga secundaria

ζ : Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria.

v : Velocidad media en la tubería. g :

Constante gravitacional

El coeficiente ζ de la ecuación depende del tipo de accesorio, el número de Reynolds, de la rugosidad y hasta de la configuración de la corriente antes del accesorio. Claudio Mataix – Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas.

Centrales hidroeléctricas:

Funcionamiento:

Por el desnivel el agua con energía potencial cae y golpea las turbinas, estas al ser impactadas giran y conectadas a generadores generan electricidad que luego se conduce a transformadores donde se eleva y se transporta a los diferentes puntos de consumo final que se tiene.

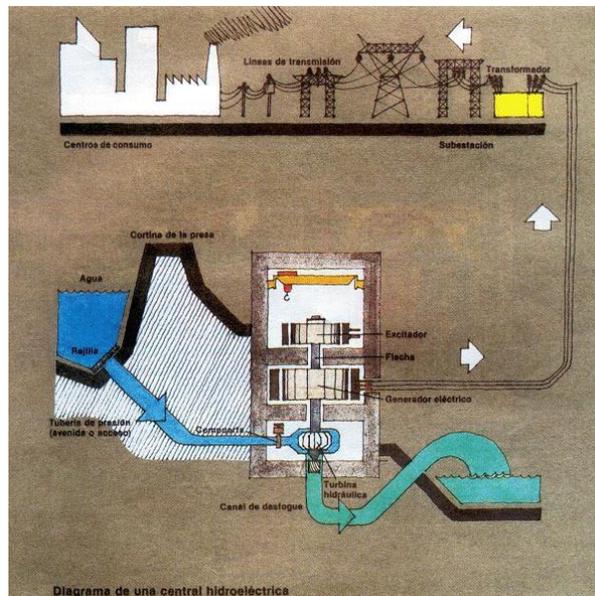


FIGURA 1. Esquema de una central hidroeléctrica.

FUENTE: http://www.jenijos.com/CENTRALESHIDROELECTRICAS/centrales_hidroelectricas.htm

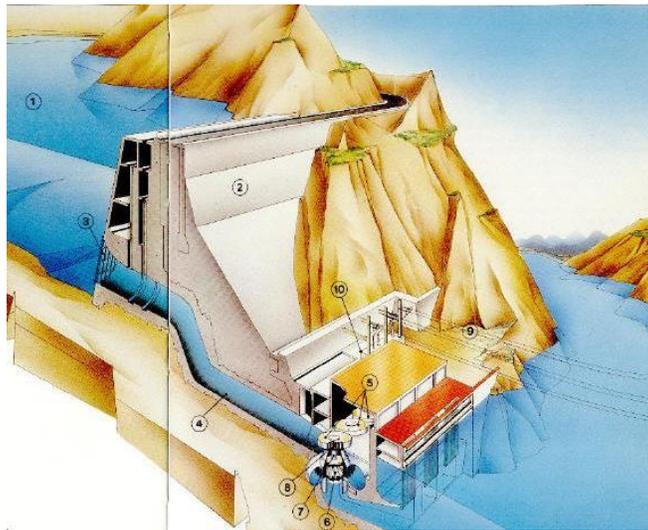
Partes:

Presa: Almacena el agua a una cierta altura de tal modo que pueda garantizar un golpe de suficiente fuerza para mover las turbinas.

Turbinas: Es el elemento rotatorio que hace girar al generador.

Generador: Como su mismo nombre lo dice, genera electricidad.

Otra parte importante es la tubería que lleva el agua.



1. Agua.
2. Presa.
3. Rejas filtradoras.
4. Tubería forzada.
5. Conjunto turbina-alternador.
6. Turbina.
7. Eje.
8. Generador.
9. Líneas eléctricas.
10. Generador.

FIGURA 2. Partes de una central hidroeléctrica.

FUENTE: http://www.jenijos.com/CENTRALESHIDROELECTRICAS/centrales_hidroelectricas.htm

Turbo máquinas hidráulicas:

Máquina hidráulica:

Puede entenderse a una maquina como un transformador de energía.

Esta transforma la energía de tal modo que recibe de un modo y la entrega de otro modo, un motor eléctrico, un taladro, una fresadora, un torno por ejemplo, absorben y restituyen energía mecánica).

Las maquinas se pueden clasificar de muchas maneras, tenemos así: Máquinas de fluido, máquinas- herramientas, máquinas eléctricas. Etc.

Dentro de las máquinas de fluido tenemos a las maquinas hidráulicas, máquinas de fluido son aquellas máquinas en que el fluido, proporciona la energía que necesita la máquina para funcionar o cede energía sobre el fluido. Por ejemplo, el agua que se suministra a una turbina posee energía potencial debido al desnivel, esta energía se suministrara a la turbina para que funcione; o de otro modo, una bomba le suministrará energía a un fluido para removerlo de un lado a otro.

Clasificación de maquina hidráulica:

Se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

Máquinas de desplazamiento positivo, también llamadas máquinas volumétricas, el órgano intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido a él en forma de energía de presión creada por la variación de volumen. Los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido no juegan papel esencial alguno.

Turbomáquinas, denominadas también máquinas de corriente, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un papel esencial.

Las turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo se subdividen en motoras y generadoras. Las primeras absorben energía del fluido y restituyen energía mecánica; mientras que las segundas absorben energía mecánica y restituyen energía al fluido.

Generadoras:

Bombas.

Una bomba absorbe energía mecánica para transformarlo en energía de fluido.

Con las bombas se impulsa todo tipo de fluido (agua, aceites, combustibles, ácidos; mezclas líquidas, cerveza, leche, etc.). Así como también se emplean las para bombear líquidos espesos con sólidos en suspensión, como pastas de papel, melazas, fangos, desperdicios, etc.

Clasificación de bombas:

Bombas rotodinámicas. Todas y solo las bombas que son turbomáquinas pertenecen a este grupo.

Su elemento transmisor se llama rodete, la base de su funcionamiento es la ecuación de Euler.

Es rotodinámica porque su movimiento es rotativo.

Bombas de desplazamiento positivo: A este grupo pertenecen no solo las bombas alternativas, sino las rotativas llamadas rotoestáticas porque son rotativas, pero en ellas la dinámica de la corriente no juega un papel esencial en la transmisión de la energía.

Ventiladores.

Tiene casi el mismo funcionamiento, la diferencia es que para el funcionamiento en vez de líquidos se necesita gas.

Debido a que la compresibilidad de los líquidos y gases es totalmente diferente, las fórmulas de diseño son muy diferentes tanto para bombas como para ventiladores, de otro modo si se considera los gases incompresibles las formulas vendrían a ser similares o iguales.

Motoras:

Turbinas.

Se podría decir que las turbinas son bombas que trabajan a la inversa, ya que reciben energía del fluido para transformarlo en energía mecánica.

Elementos constitutivos:

Canal de llegada o tubería forzada: tubería.

Caja espiral. Es la parte donde la presión se transforma en velocidad.

Distribuidor: Es la parte donde se regula el flujo de agua, funciona como una tobera.

Rodete. Parte giratoria donde choca el flujo de líquido.

Tubo de aspiración. Es la tubería por donde se expulsa el agua, en las bombas es la tubería por donde se aspira el agua.

Clasificación de las turbinas hidráulicas:

Clasificación según el grado de reacción: Las turbinas según el grado de reacción, se clasifican en dos grupos: Turbinas de acción y turbinas de reacción.

Esta clasificación se funda en el concepto de grado de reacción; si el grado de reacción es 0, la turbina se llama de acción. Si el grado de reacción es distinto de 0, la turbina se llama de reacción.

El grado de reacción de una turbina se mide así:

$$\varepsilon_T = \frac{\text{Altura de presión absorbida por el rodete}}{\text{Altura total absorbida por el rodete}} \dots \dots \dots (14)$$

Las turbinas de acción son de admisión parcial. En una turbina de acción el rodete trabaja a presión constante, luego $p_1 = P_2$. Además esta turbina no tiene tubo de aspiración: a la salida del rodete coincide con la salida de la turbina.

Las turbinas de reacción son de admisión total. La presión a la entrada del rodete es superior a la atmosférica y a la salida inferior.

TABLA N° 1: saltos, tamaños y potencias de tipos de turbinas. (VER ANEXOS)

Turbinas pelton

Son turbinas que utilizan grandes desniveles, las alturas son desde 60 y 1500 metros; y sus caudales son pequeños, su rendimiento puede llegar hasta un 90%.

Elementos constructivos básicos de una turbina pelton

Rodete

Es la parte donde se realiza la transformación de energía, esta recibe el golpe del chorro de agua y es transformado en energía cinética, mecánica o simplemente movimiento rotacional.

El rodete está compuesto por rueda motriz y alabes o cazoletas.



FIGURA 3: Detalle de un rodete pelton

FUENTE: OROZCO ACEVES, Gonzalo. Tesis: “Diseño y construcción de un prototipo de turbina para generación de energía eléctrica en una micro planta”.

Rueda motriz

Es una pieza metálica rígida, va unida al eje acoplada con chaveta, asimismo en esta pieza van ensamblados los alabes o cazoletas.

Cazoletas o álaves

Se les conoce también como cucharas, esto debido a la forma que tienen, estas piezas son las encargadas de recibir el impacto del chorro de agua, el golpe es tangencial, esto permite que el rodete gire.



FIGURA 4: Detalle de un álabe.

FUENTE: OROZCO ACEVES, Gonzalo. Tesis: “Diseño y construcción de un prototipo de turbina para generación de energía eléctrica en una micro planta”.

Distribuidor

Este elemento funciona como regulador del agua, dirige el chorro de forma constante uniforme y cilíndrica; en ocasiones deberá cortar el paso de agua por completo; el distribuidor consta de:

Cámara de distribución

También conocida como cámara de inyectores, es la continuación de la tubería, va unida por una brida, debe ser de un material muy resistente ya que soportara toda la fuerza del agua.

Inyector

Es el regulador del caudal de agua, de la ubicación depende el chorro que va a impactar a la chuchara.

Diagrama de una turbina pelton

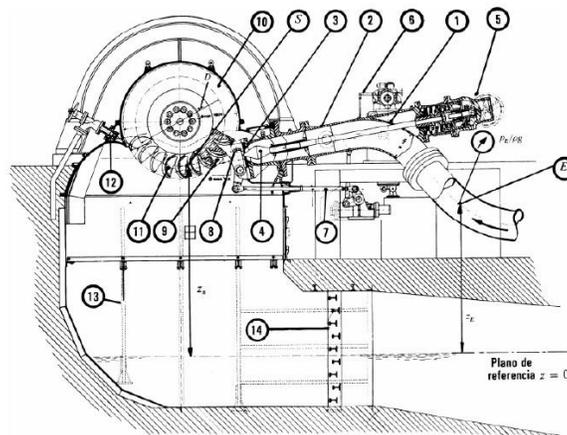


FIGURA 5: Turbina pelton doble (2 rodetes) con un chorro por rodete

FUENTE: Claudio Mataix – Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas.

1. Codo de entrada
2. Inyector
3. Tobera
4. Válvula de agua

5. Servomotor
6. Regulador
7. Mando del deflector
8. Deflector o pantalla deflectora
9. Chorro
10. Rodete
11. Alabes o cucharas
12. Freno de la turbina por chorro o agua
13. Blindaje
14. Destructor de energía

Claudio Mataix – Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas.

Ángulos de los alabes

En la figura 5 se observan los ángulos α y β . El ángulo α es el formado entre las dos caras interiores del alabe y mide alrededor de 20° , lo ideal era que fuera 0° pero de ser así debilitaría la arista o nervio central donde pega el chorro. Mientras que el ángulo β esta entre 8° y 12° . MURRAY GARCIA, Harry Ernesto. Tesis: "Controles de calidad en la fabricación de un rodete pelton".

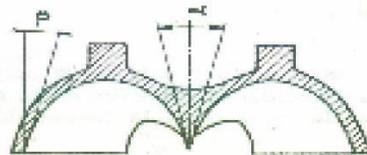


FIGURA 6: Detalle de los ángulos del alabe pelton.

FUENTE: MURRAY GARCIA, Harry Ernesto. Tesis: "Controles de calidad en la fabricación de un rodete pelton"

Clasificación de las turbinas pelton

Las turbinas pelton por lo general se clasifican de acuerdo a la posición del eje que mueven, podemos encontrar de tipo vertical y horizontal.

Posición horizontal

Es la más usual, la cantidad de inyectores es máximo dos, son de fácil mantenimiento y se usa para cualquier condición de fluido.

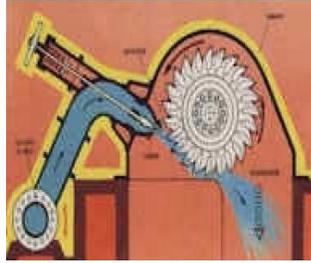


FIGURA 7: Turbina pelton de un chorro eje horizontal.

FUENTE: MURRAY GARCIA, Harry Ernesto. Tesis: “Controles de calidad en la fabricación de un rodete pelton”

Posición vertical

Se opta por colocar en esta posición cuando las aguas son limpias y no afectan a las estructuras, en este tipo se puede colocar más inyectores comparado a las de eje horizontal.

MURRAY GARCIA, Harry Ernesto. Tesis: “Controles de calidad en la fabricación de un rodete pelton”.



FIGURA 8: posición del eje en vertical.

FUENTE: MURRAY GARCIA, Harry Ernesto. Tesis: “Controles de calidad en la fabricación de un rodete pelton”

Factores que pueden afectar la eficiencia en las turbinas

- a) Fricción en la carcasa.
- b) Fricción y turbulencia en las superficies guías.
- c) Turbulencia según el agua que ingresa al rodete.
- d) Fricción en la estructura del rodete.
- e) Porosidad en los alabes y mal acabado de estos.

ESTUDIO TEÓRICO

Triangulo de velocidades

Para hacer los cálculos se asumió que el chorro pegara por completo y constantemente en la cazoleta o alabe, y que este siempre ataca en dirección perpendicular a la arista o nervio central de esta.

En la práctica no es así, ya que la cazoleta solo recibe el chorro completo en una parte de su arco de actividad y el ángulo de ataque no es constante.

En la figura 8 se observa una vista en corte de la cazoleta o cuchara en el plano que siempre es atacado por el fluido. La velocidad absoluta del agua a la entrada (\vec{c}_1) tiene igual dirección que la velocidad tangencial del rodete (\vec{u}), por lo cual se obtiene un triángulo de velocidades que obliga a tener un ángulo β_1 de entrada nulo, situación que en la práctica no es posible debido a que la arista o nervio central no se puede tener un espesor nulo. Esto se traduce en la existencia de un choque entre el chorro y el alabe de su arista o nervio central, pero será despreciado para fines de cálculo. LEON RIBERO, Javier Hernán y RIBERO SANTOS, Víctor Andrés. “Diseño, construcción, montaje y operación de una turbina pelton para generar electricidad”.

A la entrada se tiene $\vec{c}_1, \vec{u}_1, \vec{w}_1$ con la misma dirección y sentido. Así,

$$\vec{c}_1 = u_1 + w_1 \dots \dots \dots (15)$$

Donde \vec{c}_1 es igual a la velocidad de salida del chorro desde el inyector (C_1). Por otro lado, a la salida la velocidad relativa \vec{w}_2 tiene dirección del ángulo β_2 . Luego, la magnitud de la proyección de \vec{c}_2 en la dirección de \vec{u}_2 (c_{u2}) es:

$$c_{u2} = u_2 - w_2 \cos(\beta_2) \dots \dots \dots (16)$$

Como los puntos de entrada (1) y salida (2) del agua pertenecen a la cazoleta, se tiene que las velocidades tangenciales deben ser iguales. Así.

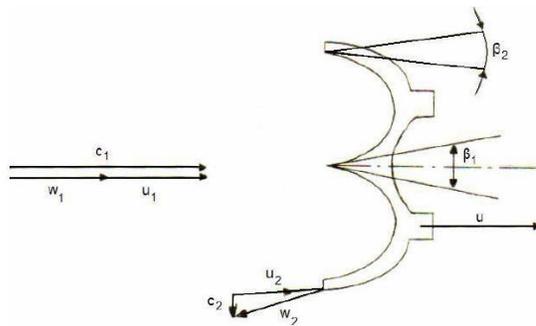


FIGURA 9: corte de la cazoleta o alabe atacado por el chorro de agua y triángulos de velocidades de entrada y salida.

$$\vec{u} = \vec{u}_1 = \vec{u}_2$$

Velocidad del chorro

La velocidad teórica del chorro se determina así:

$$c_1 = k_c \sqrt{2gH_D} \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

K_c : coeficiente de

tobera H_n : Altura neta

g : Gravedad

Por la forma del inyector K_c varía entre 0.96 y 0.98%.

Potencia ideal

La máxima potencia que se puede obtener con un salto de agua H_D y un caudal Q es:

$$N_i = \frac{\rho g Q H_D}{75} \dots \dots \dots (18)$$

Donde:

Q : Caudal.

ρ : Densidad.

g : Gravedad.

H_D : Altura neta.

Número Específico de revoluciones

La velocidad específica (n_s), es el numero de revoluciones por minuto (rpm) que da una turbina con otras dimensiones pero de similar forma (a escala) a una altura de 1m, que generaría 1CV de potencia.

$$(n_s)_i = \frac{n\sqrt{N_i}}{H_D^{\frac{5}{4}}} \dots \dots \dots (19)$$

Donde:

n : Rpm

N_i : Potencia en el eje (CV)

H_D : Altura neta.

Número de chorros

Cantidad de inyectores que se deberá instalar al contorno del rodete.

$$(n_s)_i = 576 * \varphi^{\frac{1}{2}} * Z^{\frac{1}{2}} * K_p * \left(\frac{d}{D}\right) \dots \dots \dots (20)$$

Se asume $\left(\frac{d}{D}\right) = 1/10$ que indicaría una relación perfecta, y se despeja Z .

Donde:

Z : Chorros o inyectores.

Diámetro del chorro

De este diámetro dependen las dimensiones de la cazoleta.

$$d = \left[\left(\frac{4Q}{\pi * Z} \right) \left(\frac{1}{\varphi(\sqrt{2gH_D})} \right) \right]^{0.5} \dots \dots \dots (21)$$

Donde:

Q : caudal.

Z : Numero de chorros.

φ : Coeficiente

Diámetro del rodete

Se define diámetro del rodete al diámetro de la rueda en la que se fijaran las cucharas.

$$D = \frac{576 * \varphi^{\frac{1}{2}} * Z^{\frac{1}{2}} * K_p * d}{(n_s)_i} \dots \dots \dots (22)$$

Donde:

d: Diámetro del chorro.

Número de cucharas

Cantidad de alabes que se fijaran en la rueda motriz.

$$N_{CU} = 12 + (0.74) \left(\frac{D}{d} \right) \dots \dots \dots (23)$$

Donde:

D: Diámetro del rodete.

d: Diámetro del chorro.

Diámetro externo

$$D_{ex} = D + 2d \dots \dots \dots (24)$$

Diámetro interno

$$D_{in} = D - 2d \dots \dots \dots (25)$$

Determinación de velocidades

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$V_i = \sqrt{2gH_D} \dots \dots \dots (26)$$

Donde:

g: Gravedad.

H_D: Altura neta.

$$V_1 = \varphi * V_i \dots \dots \dots (27)$$

$$U = K_p * V_i \dots \dots \dots (28)$$

Altura de Euler

$$H_e = \frac{1}{g} * (1 + \psi \cos \beta_2) (V_1 - U)(U) \dots \dots \dots (29)$$

Rendimiento hidráulico

$$\eta_H = \frac{H_e}{H_D} \dots \dots \dots (30)$$

Rendimiento real

$$\eta_{TOTAL} = \eta_H * \eta_V * \eta_m \dots \dots \dots (31)$$

Potencia en el eje

$$N_{eje} = \eta_{TOTAL} * N_i \dots \dots \dots (32)$$

Potencia eléctrica real

$$P_{electrica} = N_{eje} * \eta_{GE} \dots \dots \dots (33)$$

Dimensiones de las cazoletas o alabes

Están establecidas empíricamente en proporción al diámetro del chorro.

d: Diámetro del chorro.

Ancho del álabe

$$b = 2.85d \dots \dots \dots (34)$$

Profundidad del alabe

$$t = 0.9d \dots \dots \dots (35)$$

Largo del álabe

$$h = 2.4d \dots \dots \dots (36)$$

Ancho en el destalonamiento

$$a = 1.2d \dots \dots \dots (37)$$

Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos alabes contiguas

$$K = 0.135 * D_p \dots \dots \dots (38)$$

Donde:

D_p : Diámetro pelton.

Espesor del álabe o cazoleta

$$X = K - t \dots \dots \dots (39)$$

Donde:

K: Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos alabes contiguos

t: Profundidad de la cuchara.

Medidas en el plano del álabe

$$h_1 = 0.175d \dots \dots \dots (40)$$

$$h_2 = 1.175d \dots \dots \dots (41)$$

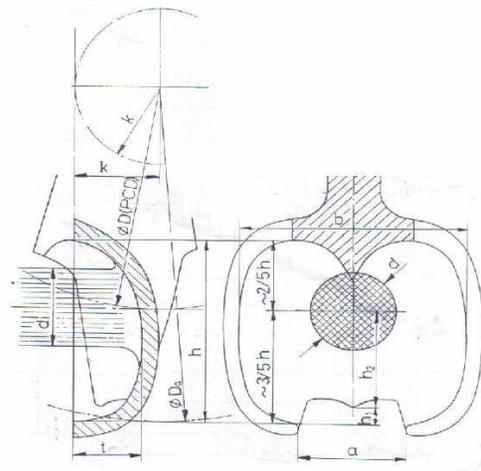


FIGURA 10: Plano del álabe pelton con sus parámetros de diseño.

FUENTE: LEON RIBERO, Javier Hernán y RIBERO SANTOS, Víctor Andrés. "Diseño, construcción, montaje y operación de una turbina pelton para generar electricidad".

Dimensiones del inyector

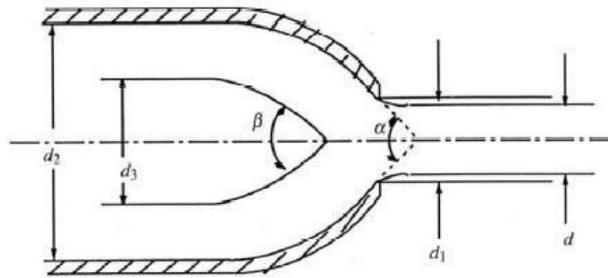


FIGURA 11: Inyector pelton.

FUENTE: OROZCO ACEVES, Gonzalo. "Diseño y construcción de un prototipo de turbina para generación de energía eléctrica en una micro planta"

TABLA N° 2: Dimensiones del inyector. (VER ANEXOS)

Elementos adicionales:

Volante de inercia:

Debido a los cambios de aceleración de los mecanismos, estos pueden generar vibraciones en el par de torsión.

Para estabilizar estas vibraciones se opta por colocar una volante sobre el eje, esto permitirá suavizar los cambios de velocidad del sistema.

Lo que permitirá el uso de una volante será:

1. Reducir amplitud de la fluctuación de la velocidad.
2. Reducir el par de torsión máximo requerido.
3. Un almacenamiento y liberación de energía para cuando se necesite durante el ciclo.

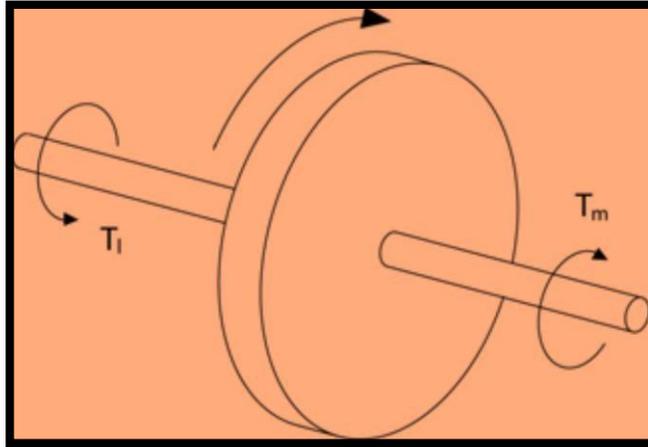


FIGURA 12: Volante de inercia.

Dinámica:

La energía cinética de un sistema es:

$$K = I_m \frac{\omega^2}{2} \dots \dots \dots (43)$$

I_m : Momento de inercia.

ω : Velocidad angular.

En la ley de Newton tendríamos.

$$T_l - T_m = I_m \frac{d\omega}{dt}$$

Igualando el par de torsión motor de diseño al par de torsión promedio.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \frac{d\phi}{d\phi} = \frac{d\phi}{dt} \frac{d\omega}{d\phi} = \omega \frac{d\omega}{d\phi}$$

$$T_l - T_{prom} = I_m \omega \frac{d\omega}{d\phi}$$

$$(T_l - T_{prom})d\phi = I_m \omega d\omega$$

Asimismo se puede expresar en integrales:

$$\int_{\phi_{\omega min}}^{\phi_{\omega max}} (T_l - T_{prom})d\phi = \int_{\omega min}^{\omega max} I_m \omega d\omega = \frac{I_m}{2} (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)$$

La parte izquierda de la ecuación representa un cambio de energía cinética entre la velocidad máxima y mínima del eje, y la parte derecha representa un cambio de energía almacenada en la volante.

Tamaño de la volante:

Determinaremos la *velocidad de fluctuación* ω_f y se expresa como:

$$\omega_f = \omega_{max} - \omega_{min}$$

Coefficiente de fluctuación:

$$C_f = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{prom}} = \frac{2(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega_{max} + \omega_{min}} \dots \dots \dots (44)$$

El tamaño de la volante será inversamente proporcional al coeficiente de fluctuación.

$$K = \frac{I_m}{2} (\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min})$$
$$K = I_m \omega_{prom}^2 C_f$$
$$I_m = \frac{K}{C_f \omega_{prom}^2} \dots \dots \dots (45)$$

Pasos para dimensionar una volante:

1. Representar el par de torsión de carga Tl contra θ para un ciclo.
2. Determinar $Tl, prom$ a lo largo de un ciclo.
3. Encontrar localizaciones $\theta\omega_{max}$ y $\theta\omega_{min}$.
4. Determinar energía cinética por integración de la curva del par de torsión.
5. Establecer ω_{prom} .
6. Determinar I_m por medio de la ecuación anterior.
7. Encontrar dimensiones del volante.

Rodamientos

Tipos de rodamientos:

De bolas.

De rodillos.

Vida útil de los rodamientos:

Es la cantidad de revoluciones que un rodamiento ofrecerá antes de fallar o también la cantidad de horas que funcionara sin fallar.

La vida útil de un rodamiento depende mucho de la lubricación constante que se le pueda brindar a dicho elemento, pero para temas de predicción se considera los ensayos que se realiza a una cantidad de elementos similares.

Selección de rodamientos.

Selección del tamaño del rodamiento en función del índice básico de carga.

Para rodamientos de bolas:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (46)$$

Para rodamientos de rodillos:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots (47)$$

Donde:

L: Índice básico de vida (10^6 rev)

P: Carga del rodamiento (carga equivalente) (N). (Kgf)

C: índice básico de carga (N). (Kgf)

Para los rodamientos radiales, C se escribe C_r

Para los rodamientos de apoyo, C se escribe C_a

En el caso de los rodamientos que operan a una velocidad constante, es conveniente expresar la vida frente a la fatiga en horas. En general, la vida frente a la fatiga de los rodamientos utilizados en automóviles y en otros vehículos se expresa en kilómetros.

Si designamos el índice de vida como L_h , la velocidad del rodamiento como n (rpm), el factor de vida frente a la fatiga como f_h , y el factor de velocidad como f_n , obtenemos lo siguiente.

Para rodamiento de bolas

Índice básico de vida

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500 f_h^3 \dots\dots\dots (48)$$

Factor de fatiga

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \dots\dots\dots (49)$$

Factor de velocidad

$$f_n = \left(\frac{10^6}{500 * 60n}\right)^{\frac{1}{3}} = (0.03n)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (50)$$

Para rodamientos de rodillos.

Índice básico de vida

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = 500 f_h^{\frac{10}{3}} \dots \dots \dots (51)$$

Factor de fatiga

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \dots \dots \dots (51)$$

Factor de velocidad

$$f_n = \left(\frac{10^6}{500 * 60n}\right)^{\frac{3}{10}} = (0.03n)^{\frac{3}{10}} \dots \dots \dots (52)$$

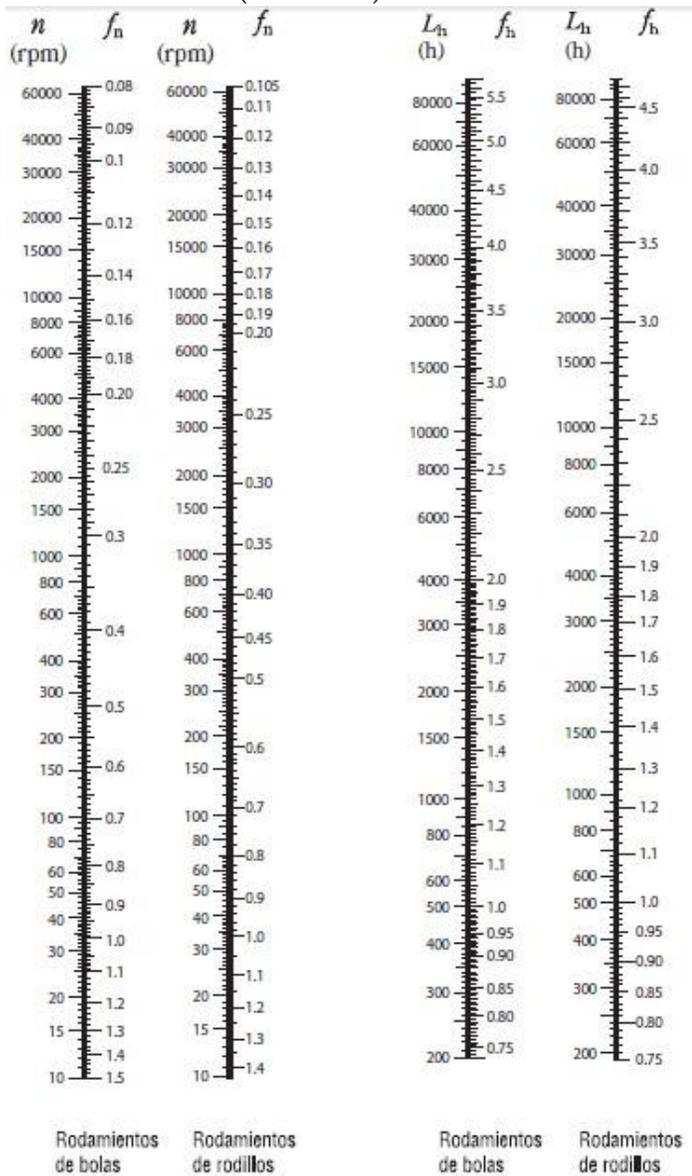


FIGURA 13: Factor de velocidad y factor de fatiga en función de las rpm y el índice básico de vida:

FUENTE: http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/mx_es/Rodamientos.LR.pdf

Si se conoce la carga P y la velocidad n , determine un factor de vida de fatiga f_h adecuado para la proyección de vida de la máquina y a continuación calcule el índice básico de carga C mediante la siguiente ecuación.

$$C = \frac{f_h * P}{f_n} \dots \dots \dots (53)$$

Se debe seleccionar un rodamiento que satisfaga este valor de C en las tablas de rodamientos.

Ajuste de temperatura para índice básico de carga.

Debido a las temperaturas a las que trabajan los rodamientos es necesario hacer ajustes y limitaciones de los mismos, ya que las altas temperaturas reducen la resistencia del acero.

$$C_t = f_t * C \dots \dots \dots (54)$$

Donde:

C_t : Índice básico de carga después de la corrección de temperatura (N), (Kgf)

f_t : Factor de temperatura.

C : Índice básico de carga antes del ajuste de temperatura. (N), (Kgf)

TABLA N° 3. Factor de temperatura (VER ANEXOS)

Calculo de las cargas equivalentes

$$P = XF_r + YF_a \dots \dots \dots (55)$$

Donde:

P : Carga equivalente (N), (Kgf)

F_r : Carga radial (N), (Kgf)

F_a : Carga axial (N), (Kgf)

X : Factor de carga radial

Y: Factor de carga axial

Los valores de X e Y se muestran en las tablas de rodamientos. La carga radial equivalente para rodamientos de rodillos radiales con $\alpha = 0^\circ$ es

$$P = F_r$$

Demanda de energía eléctrica según el CODIGO NACIONAL DE ELECTRICIDAD.

La demanda de energía eléctrica del distrito de Pataz se estimará tomando en cuenta el CODIGO NACIONAL DE ELECTRICIDAD – UTILIZACION, que está establecido por el MINISTERIO DE ENERGIA Y MINAS que establece:

TABLA N° 4: Especificación sobre consumo de energía eléctrica. (VER ANEXOS)

Las viviendas del distrito de Pataz son de $80 m^2$ aproximadamente para el cual se harán los cálculos de diseño. Fuente: entrevista al ex alcalde del distrito de Pataz, Sr: Juan Carlos LA Rosa Toro Gómez.

Otro aspecto a tener en cuenta es la tasa de crecimiento anual de la población, según el INEI la tasa de crecimiento del distrito de Pataz es de 0.016 %

La realidad problemática que presenta Pataz se puede tomar de diferentes puntos; en el tiempo que vivimos, el desarrollo de la tecnología, y todo a nuestro alrededor necesita de la energía eléctrica para poder interactuar con el hombre, el uso de energías no renovables se hace más complicado por el impacto que estas generan al medio ambiente, es por eso que se hace hincapié cada vez con más interés en utilizar energías renovables.

En el distrito de Pataz viene funcionando una mini central hidroeléctrica desde el 29 de junio de 2004, su capacidad en ese entonces era de 320 KW para satisfacer a 500 usuarios de algunos caseríos del distrito, entre estos tenemos: Zarumilla, Pueblo Nuevo, Santa María, Ciénega, Pataz, Campamento, La Sullana, etc. El proyecto de construcción de la mini central empezó en el año 1998 y se proyectó para unos 10 años; la mini central cuenta con una turbina pelton que opera con un caudal de 0.02 metros cúbicos por segundo y una altura de 230 metros; a inicios del año 2012

empezaron a presentarse problemas en la producción de energía eléctrica, esto debido al crecimiento poblacional lo que provocaba forzar algunos cortes que incomodaba a los usuarios, para solucionar estos inconvenientes se optó por adquirir un generador de 550 KW para abastecer a un aproximado de 990 usuarios, pero los problemas aún existen; según el código nacional de electricidad – utilización, la demanda de energía es 25 Watts por metro cuadrado; sin considerar la proyección de 10 años para la cual se hará el cálculo.

Conociendo la problemática y la situación en la que opera esta mini central, se está proponiendo el rediseño de la turbina pelton de la mini central hidroeléctrica de Pataz, para aumentar la producción de energía eléctrica y así poder satisfacer con el suministro de energía; lo que también incluye la selección del generador requerido de acuerdo a los usuarios existentes, es decir tomando en cuenta la demanda de energía eléctrica.

1.1. Problema

¿De qué manera se puede aumentar la producción de energía eléctrica de la mini central hidroeléctrica del distrito de Pataz; para lograr un abastecimiento de energía eficiente durante los próximos 10 años?

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Realizar el rediseño de la turbina pelton de la mini central hidroeléctrica de Pataz, para producir más energía eléctrica y así abastecer satisfactoriamente a la cantidad de usuarios existentes.

1.2.2. Objetivos específicos

➤ Realizar el estudio de requerimiento de energía eléctrica para los usuarios.

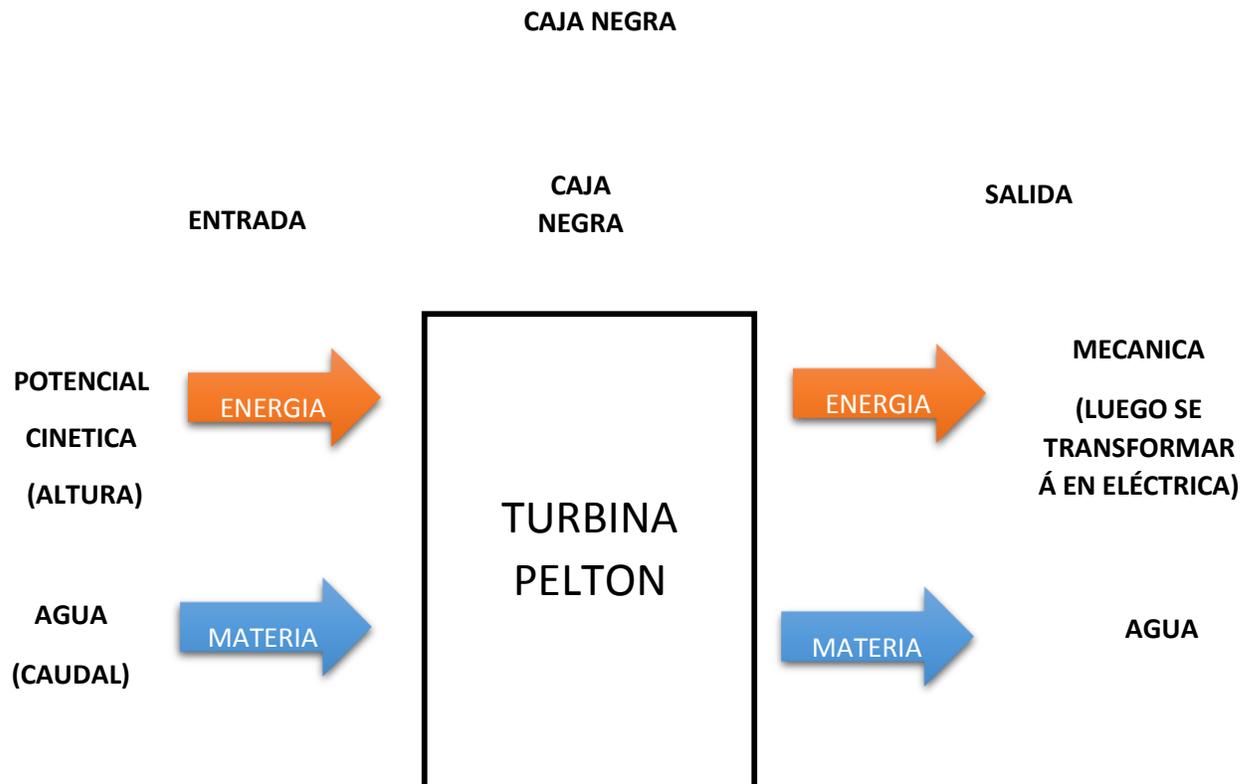
- Realizar los cálculos correspondientes al rediseño de una turbina pelton y elegir el nuevo generador eléctrico.
- Utilizar el programa de diseño CAD/CAE para el análisis estructural y fluido dinámico del rodete e inyectores.
- Realizar los planos de las partes más importantes de la turbina pelton.
- Realizar el análisis de costos de los principales componentes de la mini central, para determinar si es rentable.

II. MARCO METODOLÓGICO

2.1. Hipótesis:

El aumento de producción de energía eléctrica en la mini central hidroeléctrica de Pataz se logrará con el rediseño de la turbina pelton de la mini central, ya que el diseño de inicio no tuvo en cuenta el índice de crecimiento poblacional para más de 10 años.

2.2. Variables



- Parámetros de la turbina (Caudal y altura) ○ Producción de energía eléctrica.

2.3. Operacionalización de variables:

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Parámetros de la turbina	Parámetros fundamentales en el diseño de una turbina, indican la cantidad de agua que fluye en un determinado tiempo y el desnivel que hay para la caída del agua.	Cantidad de agua que se medirá con flujo-metros.	caudal (m ³)	Razón
		Diferencia de altura que hay desde la captación de agua hasta la turbina, se mide en metros.	Altura (m)	Razón
Producción de energía eléctrica	La producción de energía eléctrica se da luego transformar alguna clase de energía (química, cinética, térmica o lumínica, entre otras), en energía eléctrica, esta transformación se da en centrales eléctricas, en este caso en centrales hidroeléctricas.	Rotación de la turbina hidráulica producida por la caída del agua. (Torque y velocidad angular)	Torque (N*m) Velocidad angular (Rpm)	Rango
		Transformación de la energía cinética de la turbina en energía eléctrica en el generador eléctrico.	Potencia (kW)	Rango

2.4. Metodología

Se usa el método observacional.

2.5. Tipos de estudio

Aplicado

Descriptivo

2.6. Diseño de investigación

Pre experimental.

III. RESULTADOS

DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA.

Con una proyección de 10 años calcularemos la demanda total para la cual se rediseñara la turbina pelton.

Potencia segun vivienda (P_v) (Según el código nacional de electricidad – utilización, para viviendas se establece 25 Watts por metro cuadrado; según la encuesta al ex alcalde del Distrito de Pataz Sr: Juan Carlos La Rosa Toro Gómez, las viviendas en el distrito de Pataz son de 80 metros cuadrados aproximadamente.)

Entonces:

$$P_v = 2000 W$$

$$Usuarios (U) = 990$$

$$Tasa de crecimiento (TC) = 0.016$$

$$Proyeccion (P_r) = 10 años$$

$$Demanda = (U + (TC * U * P_r)) P_v$$

$$Demanda = (990 + (0.016 * 990 * 10)) * 2000$$

$$Demanda = 2296800 W$$

$$Demanda = 2300 KW$$

∴ se hara un calculo para:2400 KW

CÁLCULOS DE DISEÑO DE LA TURBINA PELTON:

ALTURA:

$$H_D = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 + v_2^2}{2g} + (z_1 + z_2)$$

$$H_D = 0 + 0 + 600$$

$$H_D = 600 \text{ m}$$

POTENCIA IDEAL

$$N_i = \frac{\rho g Q H_D}{75}$$

$$N_i = \frac{1000 * 9.81 * 0.05 * 600}{75}$$

$$N_i = 3924 \text{ CV}$$

NUMERO ESPECÍFICO

$$(n_s)_i = \frac{n * (N_i)^{\frac{1}{2}}}{H_D^{\frac{5}{4}}}$$

$$(n_s)_i = \frac{750 * 3924^{\frac{1}{2}}}{600^{\frac{5}{4}}}$$

$$(n_s)_i = 15.82$$

NUMERO DE CHORROS

$$(n_s)_i = 576 * \varphi^{\frac{1}{2}} * Z^{\frac{1}{2}} * K_p * \left(\frac{d}{D}\right)$$

$$Z = \left(\frac{(n_s)_i}{576 * \varphi^{\frac{1}{2}} * K_p * \left(\frac{d}{D}\right)} \right)^2$$

$$Z = \left(\frac{15.82}{576 * 0.98^{\frac{1}{2}} * 0.45 * \left(\frac{1}{10}\right)} \right)^2$$

$$Z = 0.38 \cong 1$$

DIAMETRO DEL CHORRO

$$d = \left[\left(\frac{4Q}{\pi * Z} \right) \left(\frac{1}{\varphi(\sqrt{2gH_D})} \right) \right]^{0.5}$$
$$d = \left[\left(\frac{4 * 0.05}{\pi * 1} \right) \left(\frac{1}{0.98 * (\sqrt{2 * 9.81 * 600})} \right) \right]^{0.5}$$
$$d = 0.0245 \text{ m}$$

DIAMETRO DEL RODETE

$$D = \frac{576 * \varphi^{\frac{1}{2}} * Z^{\frac{1}{2}} * K_p * d}{(n_s)_i}$$
$$D = \frac{576 * 0.98^{\frac{1}{2}} * 1^{\frac{1}{2}} * 0.45 * 0.0245}{15.82}$$

$$D = 0.397 \text{ m}$$

NUMERO DE CUCHARAS

$$N_{CU} = 12 + (0.74) \left(\frac{D}{d} \right)$$
$$N_{CU} = 12 + (0.74) \left(\frac{0.397}{0.0245} \right)$$
$$N_{CU} = 24$$

DIAMETRO EXTERNO

$$D_{ex} = D + 2d$$
$$D_{ex} = 0.397 + 2 * 0.0245$$
$$D_{ex} = 0.446 \text{ m}$$

DIAMETRO INTERNO

$$D_{in} = D - 2d$$
$$D_{in} = 0.397 - 2 * 0.0245$$
$$D_{in} = 0.348 \text{ m}$$

DETERMINACION DE VELOCIDADES

$$V_i = \sqrt{2gH_D}$$

$$V_i = \sqrt{2 * 9.81 * 600}$$

$$V_i = 108.4988$$

$$V_1 = \varphi * V_i$$

$$V_1 = 0.98 * 108.4988$$

$$V_1 = 106.32$$

$$U = K_p * V_i$$

$$U = 0.45 * 108.4988$$

$$U = 48.82$$

ALTURA DE EULER:

Angulo de salida:

$$\text{Promedio: } \beta_2 = 9^\circ$$

Coefficiente de velocidad relativa:

$$\text{Promedio: } \psi = 0.88$$

$$H_e = \frac{1}{g} * (1 + \psi \cos \beta_2)(V_1 - U)(U)$$

$$H_e = \frac{1}{9.81} * (1 + 0.88 \cos(9))(106.32 - 48.82)(48.82)$$

$$H_e = 534.865 \text{ m}$$

RENDIMIENTO HIDRAULICO:

$$\eta_H = \frac{H_e}{H_D}$$

$$\eta_H = \frac{534.865}{600}$$

$$\eta_H = 0.89$$

RENDIMIENTO TOTAL REAL:

$$\eta_{TOTAL} = \eta_H * \eta_V * \eta_m$$

$$\eta_{TOTAL} = 0.89 * 1 * 0.98$$

$$\eta_{TOTAL} = 0.8722 \text{ POTENCIA}$$

REAL EN EL EJE:

$$N_{eje} = \eta_{TOTAL} * N_i$$

$$N_{eje} = 0.8722 * 3924$$

$$N_{eje} = 3422.51 \text{ CV}$$

$$N_{eje} = 2520 \text{ KW}$$

POTENCIA ELECTRICA REAL

$$P_{electrica} = N_{eje} * \eta_{GE}$$

$$P_{electrica} = 2520 * 0.98$$

$$P_{electrica} = 2469.6 \text{ KW}$$

Dimensiones del inyector:

$$d_2 = 3.5 * d$$

$$d_2 = 3.5 * 0.0245$$

$$d_2 = 0.08575 \text{ m}$$

$$d_3 = 1.375 * d$$

$$d_3 = 1.375 * 0.0245$$

$$d_3 = 0.03368 \text{ m}$$

$$d_1 = 1.3 * d$$

$$d_1 = 1.3 * 0.0268$$

$$d_1 = 0.03185 \text{ m}$$

$$\beta = 50^\circ$$

$$\alpha = 75^\circ$$

Dimensiones de la cuchara o alabe.

Ancho del alabe

$$b = 2.85d$$

$$b = 2.85 * 0.0245$$

$$b = 0.07 \text{ m}$$

Profundidad del alabe

$$t = 0.9d$$

$$t = 0.9 * 0.0245$$

$$t = 0.022 \text{ m}$$

Largo del alabe

$$h = 2.4d \text{ h =}$$

$$2.4 * 0.0245 \text{ h =}$$

$$0.0588 \text{ m}$$

Ancho en el destalona miento

$$a = 1.2d$$

$$a = 1.2 * 0.0245$$

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

Diámetro pelton:

$$D_p = 9 * d$$

$$D_p = 9 * 0.0245$$

$$D_p = 2205$$

Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos alabes contiguas

$$K = 0.135 * D_p$$

$$K = 0.135 * 0.2205$$

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

Espesor del alabe o cazoleta

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$X = K - t$$

$$X = 0.03 - 0.022$$

$$X = 0.008 \text{ m}$$

Medidas en el plano del alabe

$$h_1 = 0.175d$$

$$h_2 = 1.175d$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 0.175d \quad h_1 \\ &= 0.175 * 0.0245 \text{ m} \\ &= 4.29 * 10^{-3} \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_2 &= 1.175d \quad h_2 = \\ &1.175 * 0.0245 \text{ m} \\ &0.03 \text{ m} \end{aligned}$$

FUERZA DE CHORRO:

$$F_{CH} = (V_1 - U)(1 + \psi \cos(\beta_2)) * \rho * Q$$

$$F_{CH} = (106.328871 - 48.82448156)(1 + 0.88 * \cos(9)) * 1000 * 0.05$$

$$F_{CH} = 5374.26 \text{ N}$$

Resumen de cálculos para la turbina:

DATOS DE ENTRADA

PARAMETROS	VALOR	UNIDAD
CAUDAL	0.05	m ³ /s
DENSIDAD (ρ)	1000	KG/m ³
GRAVEDAD (g)	9.81	m/s ²
DIFERENCIA DE ALTURAS	600	m
RPM DEL GENERADOR	600	rpm
β_2 Angulo de salida de cuchara	9	grados
Ψ : coeficiente de velocidad relativa	0.88	...
φ : coeficiente de velocidad tangencial	0.98	...
K_p : coeficiente de velocidad absoluta (tobera)	0.45	...
Π	3.14159265	...
RENDIMIENTO VOLUMETRICO	1	...
RENDIMIENTO MECANICO	0.98	...
1CV	0.736	KW
RENDIMIENTO DEL GENERADOR	0.98	...

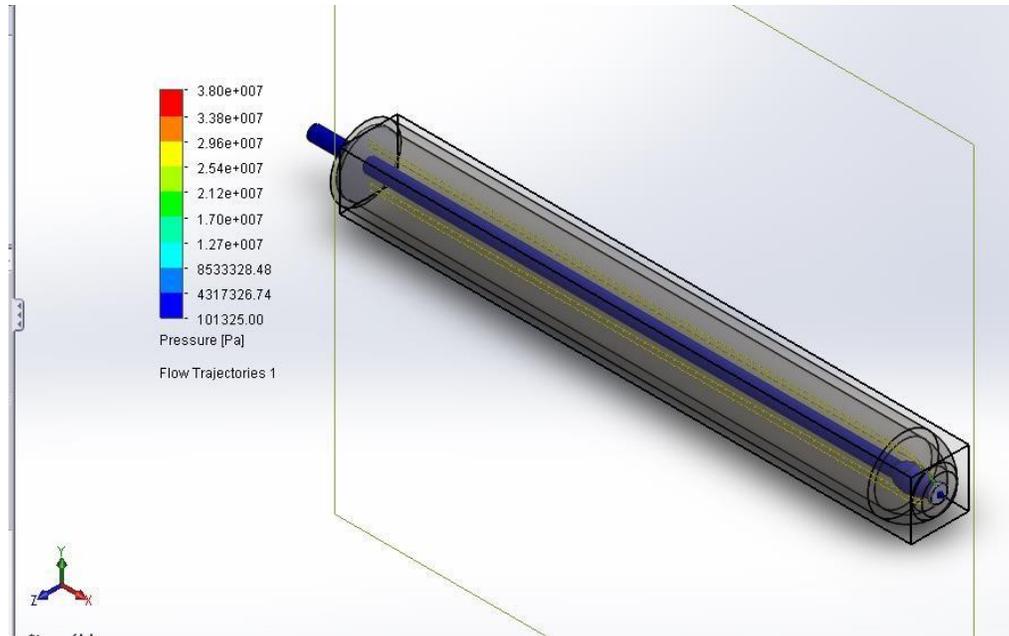
DATOS DE SALIDA

PARAMETROS	VALOR	UNIDADES
VELOCIDAD INICIAL	0.314380135	m/s
ALTURA NETA	600	M
POTENCIA IDEAL	3924	CV
NUMERO ESPECIFICO	15.82110088	...
NUMERO DE CHORROS	1	Inyectores
DIAMETRO DEL CHORRO	0.024468901	M
DIAMETRO DEL RODETE	0.496849462	M
NUMERO DE CUCHARAS	27.00170797	cucharas
DIAMETRO EXTERNO	0.445787263	M
DIAMETRO INTERNO	0.34791166	M
VELOCIDAD "i" V_i	108.4988479	m/s
VELOCIDAD "1" V_1	106.328871	m/s
VELOCIDAD "u" U	48.82448156	m/s
ALTURA DE EULER	534.9552347	M

RENDIMIENTO HIDRAULICO	0.891592058	...
RENDIMIENTO TOTAL REAL	0.873760217	...
POTENCIA REAL DEL EJE	2523.475426	KW
POTENCIA REAL ELECTRICA	2473.005918	KW

Análisis fluido dinámico del inyector:

La simulación se hace para diferentes posiciones de la aguja, la misma que regulara la velocidad del agua que impactara en la cuchara.



FUENTE: Autor

FIGURA 14: Detalle de simulación del inyector

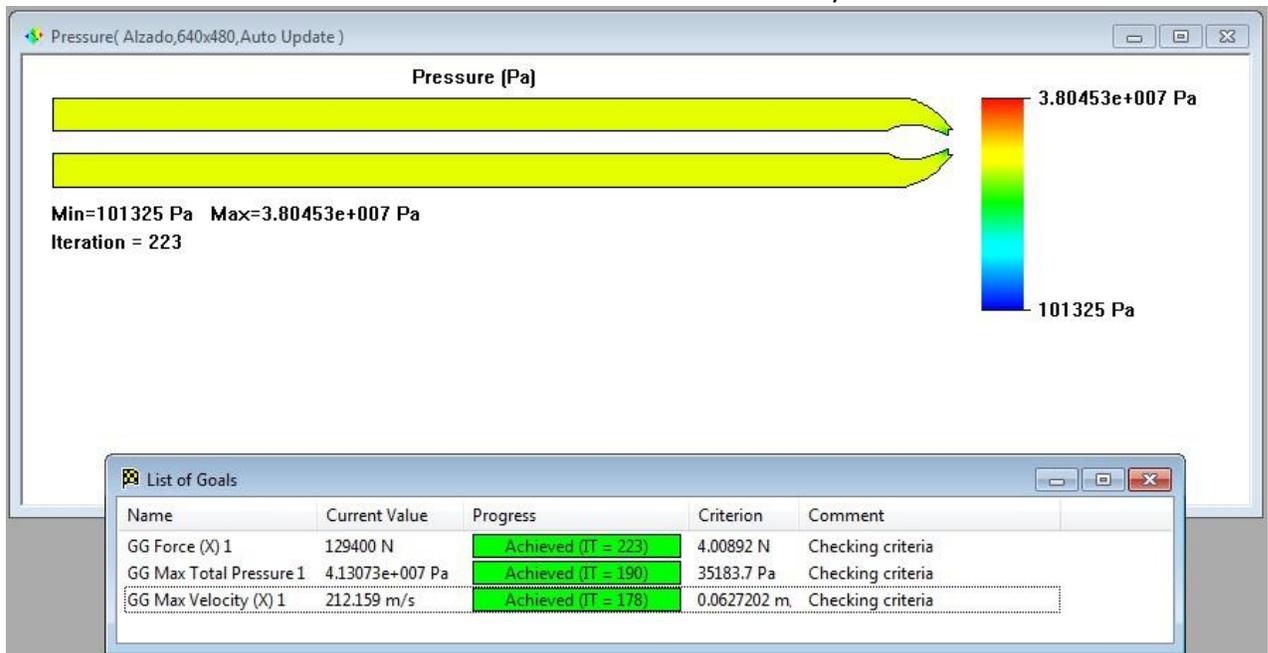


FIGURA 15: Detalle de simulación del inyector

Resultados de análisis fluido dinámico del inyector, para 20 posiciones de la aguja.

TABLA N° 5: Resultados del análisis fluido dinámico del inyector.

ANALISIS FLUIDODINAMICO DEL INYECTOR PARA Q=0.05 LTRS/S

N° Análisis	DISTANCIA DE AGUJA (mm)	FUERZA (N)	VELOCIDAD (m/s)	POTENCIA (W)	PRESION EN CUCHARA (Pa)
1	-25	59905.1	162.945	1129184.532	26551073.03
2	-20	59922	163.02	1129503.09	26575520.4
3	-15	60039.9	163.375	1131725.453	26691390.63
4	-10	60402	164.396	1138550.877	27026044.82
5	-5	61887.6	177.701	1166553.777	31577645.4
6	0	69411.3	171.764	1308372.181	29502871.7
9	5	95977.3	198.044	1809129.484	39221425.94
8	10	171578	259.195	3234169.106	67182048.03
9	15	0	0	0	0
10	20	0	0	0	0

Según el resultado del analisis, la posicion de la aguja que producira la potencia requerida esta entre 5 y 10 mm del inyector, para acercarnos mas exactamente se hara el analisis para las posiciones que estan en este rango.

TABLA N° 6: Resultados del análisis fluido dinámico del inyector para la posición entre (9 y 6 mm)

ANALISIS FLUIDODINAMICO DEL INYECTOR PARA Q=0.05 LTRS/S					
N° Análisis	DISTANCIA DE AGUJA (mm)	FUERZA (N)	VELOCIDAD (m/s)	POTENCIA (W)	PRESION EN CUCHARA (Pa)
1	9	146792	221.347	2766964.013	153920.7437
2	8	129400	213.751	2439132.536	143537.7661
3	7	113345	204.633	2136502.916	131553.139
4	6	101517	194.736	1913550.368	119135.8212

La posicion ideal de la aguja esta entre 7 y 8 mm del inyector.

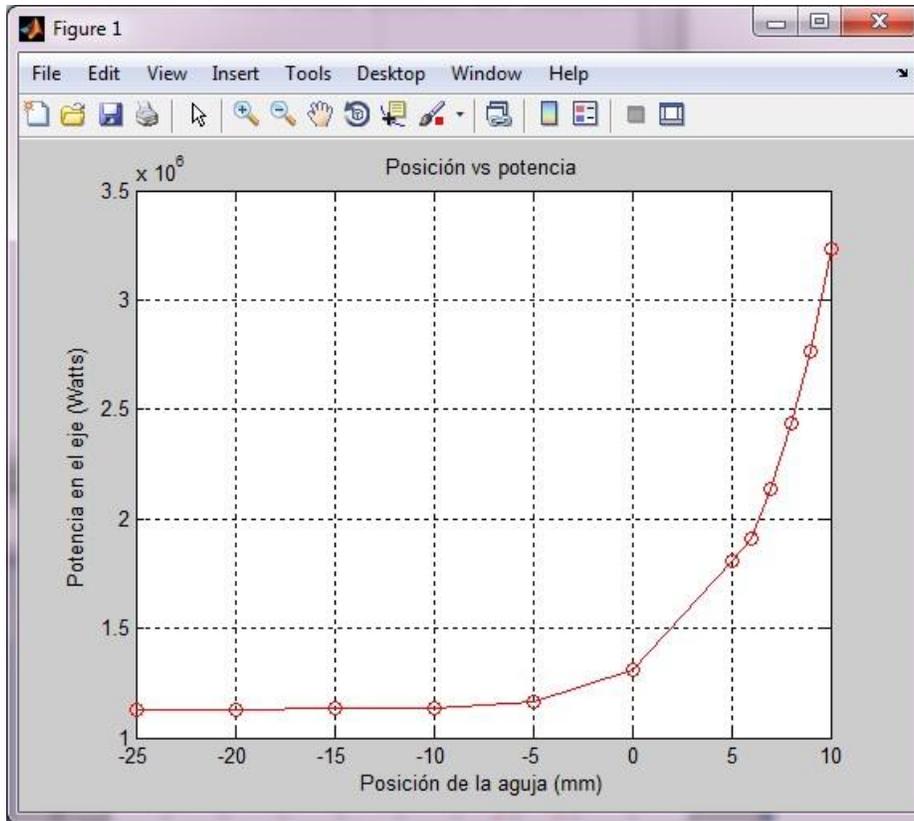


FIGURA 16: Curva Posición vs Potencia.

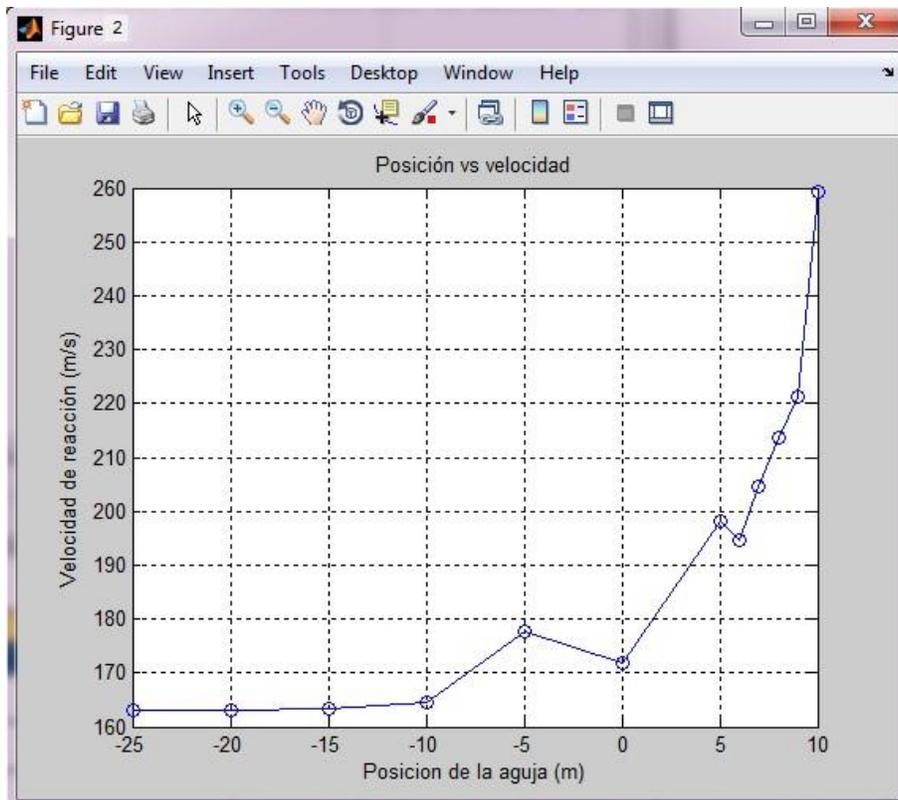


FIGURA 17: Curva Posición vs Velocidad.

En la figura 16 podemos notar que la potencia aumenta la acercar la aguja, pero a partir de la posición 20 pasado el inyector baja a cero, esto debido a que se obstruye el flujo de agua, es decir ya no pasara agua a la cuchara.

SELECCIÓN DE GENERADOR ELÉCTRICO:

Para elegir el generador eléctrico se tiene en cuenta la potencia real del eje, que generara la turbina; y la demanda de energía por la población, en este caso es de 2400 KW de potencia.

TABLA N° 7. Especificaciones técnicas del generador. (VER ANEXOS)

TABLA N°: 8. Catálogo de generadores eléctricos.(VER ANEXOS)

SLG Serie Generador

Características:

- 1) Cualquier alternador de imán permanente, proporciona excitación en todas ocasiones.
- 2) Fácil conexión a la red y sincronización. La medida estándar de bobinado 2/3 inhibe Corrientes neutras excesivas.
- 3) Rotor balanceado en estructura de sólo o doble rodamiento de bola sellado.
- 4) Instalación y mantenimiento conveniente, acceso fácil a los terminales, diodos giratorios y los pernos de acoplamiento.
- 5) Amplia gama de adaptador y disco de acoplamiento de rodamientos simples.
- 6) Cumple con todas las normas para uso terrestre y marino

Características mecánicas:

MARCO:

El estándar de todos los alternadores industriales son IP21(NEMA1),también es opcional IP23, pero la potencia nominal disminuye un 5%

El estándar de los alternadores marinos son IP23. Opcional el filtro de aire pero la potencia nominal disminuye un 5%

EJE Y LLAVE

Todos los rotores del alternador tienen que pasar por la prueba de balanceo, la vibración no debe sobrepasar el mínimo de BS6861 G2.5. Alternador de doble rodamiento lleva un sistema de balanceo half-key.

TERMINAL Y CAJA DE CONEXIONES

El estándar de los alternadores es trifásico, los 12 terminales pueden ser restablecidos, los terminales están instalados sobre la parte contraria del accionamiento. Las cajas contienen AVR y suficiente espacio para establecer el cableado. El diseño es desmontable.

ADAPTADOR Y ACOPLAMIENTOS

Alternadores serie NEW ERA SLG tienen dos tipos de estructuras, rodamientos simple o doble.

Adaptador para rodamiento simple pueden ser: SAE0, 1, 2, 3, 4 ; disco de acoplamientoSAE8, 10, 11.5, 14, 18.

Adaptador para rodamiento doble pueden ser: SAE1, 2, 3, 4, 5.

REGULACION DE VOLTAGE

Regulación de voltaje se refiere al cambio de voltaje desde sin carga hasta plena carga, con factor de potencia entre 0.8 hasta 1.0 y una fluctuación de 3% de la revolución del motor. Ajustable con una sintonización fina con la AVR.



FIGURA 18: Generador eléctrico.

FUENTE: <http://pdf.directindustry.com/pdf/fujian-yanan-power-group/yanan-slg-564-series-alternator/103705528905.html>

Elegimos el generador de serie: SLG564D de 2410 KW de potencia.

Cálculo de la volante.

Para el cálculo de la volante se tomará en cuenta la potencia generada por el rodete, la potencia del generador y la energía de almacenamiento para la volante. *Siendo estas:*
 $P_{eje} = 2520 \text{ KW}$

$$P_{requerida} = \frac{2400}{\eta_G} = \frac{2400}{0.98} = 2449 \text{ KW}$$

Entonces calcularemos el diámetro que debe tener la volante.

Con un material AISI 1020. ($\rho = 7900 \text{ Kg/m}^3$)

$$\omega_{max} = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 600}{30} = 62.83 \text{ Hz}$$

$$\omega_{min} = \frac{\pi * 0}{30} = \frac{\pi * 0}{30} = 0 \text{ Hz}$$

$$\omega_{prom} = (\omega_{max} + \omega_{min})/2$$

$$\omega_{prom} = \frac{62.83 + 0}{2} = 31.41 \text{ Hz}$$

$$C_f = \frac{2(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega_{max} + \omega_{min}}$$

$$C_f = \frac{2(62.83 - 0)}{62.83 + 0}$$

$$C_f = 2$$

$$K = \frac{P_{eje}}{\omega}$$

$$K = \frac{2520000}{31.41}$$

$$K = 80229.23 \text{ N} * \text{m}$$

$$I_m = \frac{K}{C_f \omega_{prom}^2}$$

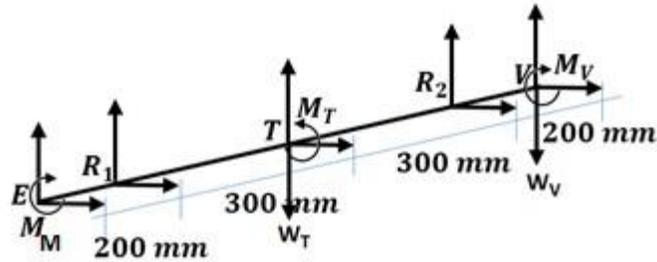
$$\frac{1}{2} m * r^2 = \frac{K}{C_f \omega_{prom}^2}$$

$$\frac{1}{2} \pi r^4 * \rho_{masa} * l = \frac{K}{C_f \omega_{prom}^2}$$

Asumimos l: $l = 0.1 \text{ m}$

$$\frac{1}{2} \pi r^4 * 7900 * 0.1 = \frac{80229.23}{2 * (31.41)^2}$$
$$r = 0.425 \text{ m}$$

Cálculo del diámetro del eje:



De la potencia de la turbina calcularemos el momento torsor.

$$P_{eje} = 2520 \text{ KW} \quad \Rightarrow$$

$$P_{eje} = M_T * \omega$$

$$M_T = \frac{2520000 * 30}{\pi * n} = \frac{2520000 * 30}{\pi * 600} = 40107.05 \text{ N * m} \quad \boxed{}$$

Calcularemos el momento torsor en el multiplicador.

$$P_{requerida} = \frac{2400}{\eta_G} = \frac{2400}{0.98} = 2449 \text{ KW} \quad \text{Momento torsor en la volante.}$$

$$P_{requerida} = 2449000 \text{ W} \quad P_{eje} = P_{requerida} + P_{volante}$$

$$P_{requerida} = M_E * \omega$$

$$M_M = \frac{2449000 * 30}{\pi * n} = \frac{2449000 * 30}{\pi * 600} = 38977.05 \text{ N * m} \quad \boxed{}$$

$$P_{volante} = 2520 - 2449$$

$$M_V = \frac{P_{volante}}{\omega} = \frac{71000 * 30}{\pi * 600} = 1130 \text{ N * m} \quad \boxed{}$$

$$P_{volante} = 71 \text{ KW}$$

$$P_{volante} = M_V * \omega$$

Resumen:

$$M_T = 40107.05 \text{ N * m} = T_{max}$$

$$M_M = 38977.05 \text{ N * m}$$

$$M_V = 1130 \text{ N * m}$$

Peso de la volante y el rodete pelton:

$$W_V = m_V * g = \pi * r^2 * h * \rho * g$$

$$W_V = \pi * 0.425^2 * 0.1 * 7900 * 9.81$$

$$W_V = 4397.7 \text{ N}$$

$$W_{rodete} = W_T = m_r * g$$

$$W_T = (m_{cuchara} * 27 + m_{rueda}) * g$$

Del Software de diseño tenemos:

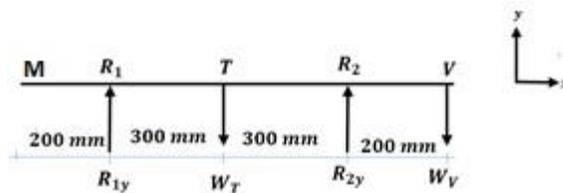
Cuchara: con un material de acero al carbono fundido, $m_{cuchara} = 0.73171 \text{ kg}$

Rueda: con un material de acero al carbono fundido, $m_{rueda} = 68.78 \text{ kg}$

⇒

$$W_T = (0.73171 * 27 + 68.78) * 9.81$$

$$W_T = 868.54 \text{ N}$$



$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} - W_T + R_{2y} - W_V = 0$$

$$R_{1y} - 868.54 + R_{2y} - 4397.7 = 0$$

$$R_{1y} = 5266.24 - R_{2y}$$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-W_T * 0.3 + R_{2y} * 0.6 - W_V * 0.8 = 0$$

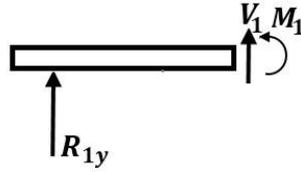
$$-868.54 * 0.3 + R_{2y} * 0.6 - 4397.7 * 0.8 = 0$$

$$R_{2y} = 6297.87 \text{ N}$$

$$R_{1y} = -1031.63 \text{ N}$$

Momento flector:

Tramo 1: $0 \text{ m} \leq x \leq 0.3 \text{ m}$



$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} + V_1 = 0$$

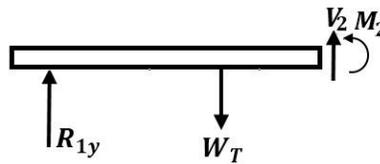
$$V_1 = 1031.63 \text{ N}$$

$$\sum M_x = 0$$

$$M_1 + V_1 * x = 0$$

$$M_1 = -1031.63 * x$$

Tramo 2: $0m \leq x \leq 0.6m$



$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} - W_T + V_2 = 0$$

$$-1031.63 - 868.54 + V_2 = 0$$

$$V_2 = 1900.17 \text{ N}$$

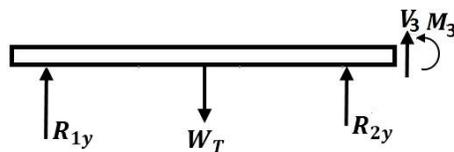
$$\sum M_x = 0$$

$$M_2 - R_{1y} * x - W_T * (x - 0.3) = 0$$

$$M_2 + 1031.63 * x - 868.54 * (x - 0.3) = 0$$

$$M_2 = -260.562 - 163.09x$$

Tramo 3: $0m \leq x \leq 0.8m$



$$\sum F_y = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_{1y} - W_T + V_3 + R_{2y} &= 0 \\
 -1031.63 - 868.54 + V_3 + 6297.87 &= 0 \\
 V_3 &= -4397.7 \text{ N} \\
 \sum M_x &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_3 - R_{1y} * x - W_T * (x - 0.3) + R_{2y} * (x - 0.6) &= 0 \\
 M_3 + 1031.63 * x - 868.54 * (x - 0.3) + 6297.87 * (x - 0.6) &= 0 \\
 M_3 = 3518.16 - 6460.96 * x
 \end{aligned}$$

$$M_{max} = M_3 = 3518.16 - 6460.96 * 0.8$$

$$M_{max} = -1650.608 \text{ N} * m$$

Diámetro del eje.

Calculo de la resistencia real a la fatiga del eje.

La resistencia real a la fatiga está dada por:

$$S_e = K_a K_s K_r K_t K_e K_f S_e'$$

Donde:

K_a : Factor de acabado de la superficie.

K_s : Factor de tamaño.

K_r : Factor de confiabilidad.

K_t : Factor de temperatura.

K_e : Factor de concentración de esfuerzos.

K_f : Factor de carga.

S_e' : Resistencia nominal a la fatiga.

K_a : Factor de acabado de la superficie.

$$K_a = e S_{ut}^f$$

Donde:

e y f : Coeficientes definidos. (4.71 y -0.265) S_{ut} :

Resistencia a la rotura a la tensión del material.

$$K_a = 4.71 * 625^{-0.265}$$

$$K_a = 0.855 \text{ } K_s:$$

Factor de tamaño.

$$K_s = 1.189 d^{-0.112}; \text{ Para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$$

Asumimos un diámetro de 95 mm

$$K_s = 1.189 * 95^{-0.112};$$

$$K_s = 0.72 K_r:$$

Factor de confiabilidad.

Para una confiabilidad de 95% se tiene que.

$$K_r = 0.87 K_t:$$

Factor de temperatura.

Como la temperatura de operación del eje es menor que 20 °C. Se puede considerar.

$$K_t = 1 K_e:$$

Factor de concentración de esfuerzos.

Este factor se puede considerar igual a 1, ya que el eje no posee agujeros transversales, ni ranuras de tamaño considerable.

$$K_e = 1 K_f:$$

Factor de carga.

$$K_f = 0.258 * S_{ut}^{0.125}$$

$$K_f = 0.258 * 625^{0.125}$$

$$K_f = 0.576$$

S_e' : Resistencia nominal a la fatiga.

$$s_e' = 0.29 * s_{ut}$$

$$s_e' = 0.29 * 625 MPa$$

$$s_e' = 181.25 MPa$$

⇒

$$S_e = K_a K_s K_r K_t K_e K_f S_e'$$

$$S_e = 0.855 * 0.72 * 0.87 * 1 * 1 * 0.576 * 181.25$$

$$S_e = 56 MPa \text{ Criterio}$$

de falla de soderberg.

El criterio de falla de Soderberg entrega la siguiente expresión para calcular el diámetro mínimo.

$$d_{min} = \left[\frac{27.733 * n}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{T_{max}}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M_{max}}{S_e}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Donde:

n : Factor de seguridad. (Asumimos 1.5)

T_{max} : Torque máximo aplicado.

S_y : Resistencia a la fluencia. (Para AISI 1045 Acero estirado en frio; $S_y = 530 MPa$)

⇒

$$d_{min} = \left[\frac{27.733 * 1.3}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{354977.3}{76870.001}\right)^2 + \left(\frac{14609.11}{8122.11}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{min} = 3.8 \text{ in} = 9.65 \text{ cm}$$

Selección de la caja multiplicadora

La transmisión se realizará por medio de una caja multiplicadora con una relación 1:3 para alcanzar 1800 rpm del generador seleccionado.

TABLA N°: 9. Especificaciones del multiplicador. (VER ANEXOS)

PRODUCTOS N°: SERIES ZDY

Categoría: cara de engranajes Z duro multiplicador de velocidad de engranajes cilíndricos

Características: Se aplica extensamente a los campos de la metalurgia, minas, elevación, transporte, cemento, arquitectura, química, textil, impresión y teñido, farmacéutica...

INTRODUCCIÓN

Este producto es una malla de evolvente helicoidal cilíndrica diente multiplicador de velocidad engranaje exterior.

Se aplica extensamente a los campos de la metalurgia, minas, elevación, transporte, cemento, arquitectura, química, textil, impresión y teñido, farmacéutica, etc.

El alcance adecuado de multiplicador de velocidad es la siguiente:

1. La rotación del eje de alta velocidad no debe ser superior a 1800 rpm;
2. La velocidad circunferencial de la transmisión de engranajes no debe ser más de 20, / seg.
3. La temperatura del ambiente de trabajo debe ser -40 a 45 ° C. Si debajo de 0 ° C, antes del inicio, el aceite lubricante debe ser precalentado a por encima de 0 ° C. Este reductor de velocidad se puede ejecutar en sentido horario y anti horario.

Características:

Engranajes 1. El es de alta resistencia del acero de baja aleación de carbono a través de la carburación y temple. La dureza de la superficie de los dientes puede llegar a HRC58-62. Todo el equipo se adapta proceso de molienda de dientes NC, alta en la precisión y el buen desempeño de contacto;

2. Alta eficiencia de transmisión: de una sola etapa, más de 96,5%; de doble etapa, más de 93%; de tres etapas, más del 90%;
3. Suave y estable en funcionamiento, de poco ruido;
4. Compacto, luz, larga vida, alta capacidad de carga;
5. Fácil de desmontar, inspeccionar y ensamblar.

Tipo, la especificación de multiplicador de velocidad y su método expresado

1. El tipo tiene ZDY sola etapa cilíndrica multiplicador de velocidad, ZLY de doble etapa multiplicador de velocidad del engranaje cilíndrico, ZSY de tres etapas multiplicador de velocidad de engranajes cilíndricos
2. Especificación tiene: De un paso: 80.100.125.160.200.250.280.315.355.400.450.500.560; Dos etapas: 112.125.140.160.180.200.224.250.280.315.355.400.450, 500560630710; tres niveles: 160.180.200.224.250.280.315.355.400.450.500.560.630, 710.

TABLA N°:10. Tipos de multiplicadores. (VER ANEXOS)



FIGURA 19: Multiplicador de velocidades.

FUENTE: http://www.alibaba.com/product-detail/high-quality-ZDY80-100-125-160_60094819500/showimage.html

Calculo de chavetas o cuñas:

Elegimos las chavetas o cuñas de la siguiente tabla.

TABLA N° 11. Dimensiones para aplicación de cuñas estándar cuadradas y rectangulares, milímetros. (VER ANEXOS)

Seleccionamos la cuña para la volante, rodete y engranaje:

Seleccionamos con el diámetro calculado del eje: $D_{eje} = 9.65 \text{ cm}$

Entonces elegimos la cuña de 28 x 16, para ejes de 95 mm hasta 110 mm y con profundidad de cuñero de 10 mm.

Chaveta para rodete:

$$M_T = F * r$$

$$F = \frac{M_T}{r}$$

$$F = 40107.05 / 0.04825$$

$$F = 831234.1969 \text{ N}$$

Por cortante:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{831234.1969}{0.08 * l} = \frac{10390427.46}{l}$$

La resistencia al corte es: $R_{cc} = 0.5 * \sigma_y$, $\sigma_{yc} = 310 \text{ MPa}$ sustituyendo en la ecuación de equilibrio:
 Asumiendo un factor de seguridad: 1.5, tenemos:

$$\frac{R_{cc}}{F.S} = \frac{F}{A}$$

$$\frac{310 * 10^6}{2 * 1.5} = \frac{10390427.46}{l}$$

$$l = 100 \text{ mm}$$

Por normal:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{W_E}{A}$$

$$\sigma = \frac{831234.1969}{0.028 * l} = \frac{29686935.6}{l}$$

$$\frac{530 * 10^6}{2 * 1.5} = \frac{29686935.6}{l}$$

$$l = 168 \text{ mm}$$

Entonces la cuña para el rodete será:

$$\text{Cuña de rodete} = w * h * l_{\text{cubo}}$$

$$\text{Cuña de rodete} = 28 * 16 * 168$$

Chaveta para la volante:

$$M_V = F * r$$

$$F = \frac{M_T}{r}$$

$$F = 1130 / 0.0475$$

$$F = 23789.47 \text{ N}$$

Por cortante:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{23789.47}{0.08 * l} = \frac{297368.42}{l}$$

La resistencia al corte es: $R_{cc} = 0.5 * \sigma_y$, $\sigma_{yc} = 310 \text{ MPa}$ sustituyendo en la ecuación de equilibrio:
 Asumiendo un factor de seguridad: 1.5, tenemos:

$$\frac{R_{cc}}{F.S} = \frac{F}{A}$$

$$\frac{310 * 10^6}{2 * 1.5} = \frac{297368.42}{l}$$

$$l = 3 \text{ mm}$$

Por normal:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{W_E}{A}$$

$$\sigma = \frac{23789.47}{0.028 * l} = \frac{849623.9}{l}$$

$$\frac{530 * 10^6}{2 * 1.5} = \frac{849623.9}{l}$$

$$l = 5 \text{ mm}$$

Entonces la cuña para la volante

será:

$$\text{Cuña de volante} = w * h * l$$

$$\text{Cuña de volante} = 28 * 16 * 5$$

Análisis estructural de la Cuchara:

Con la fuerza del chorro calculada se simulara en solidworks para seleccionar el material de la cuchara.

La simulación se hará para un acero al carbono fundido.

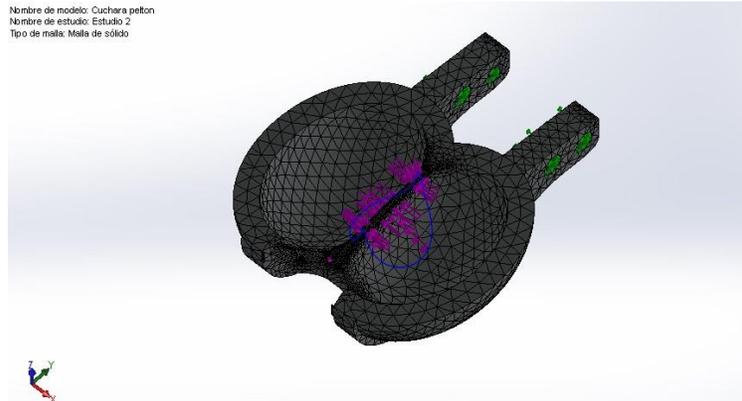


FIGURA 19. Análisis estructural de la cuchara (mallado).

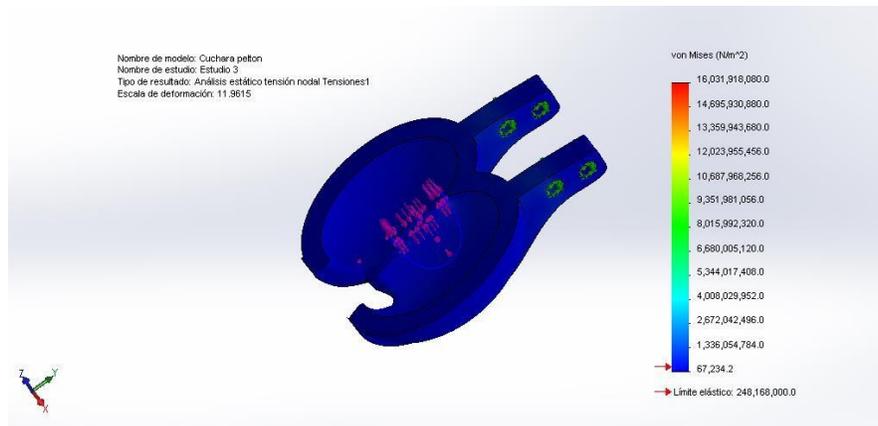


FIGURA 21. Análisis estructural de la cuchara

El material elegido si soporta la fuerza del chorro que impactara en la cuchara.

Análisis estático del rodete.

EL análisis se realizará con la máxima fuerza que se obtiene del análisis fluidodinamico del inyector, y asumiendo un material acero al carbono fundido.

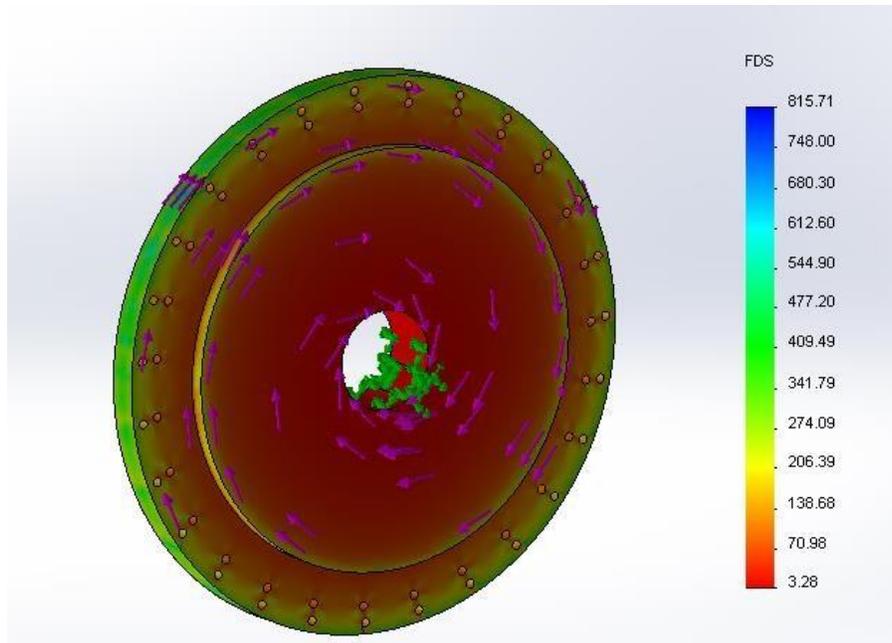


FIGURA 22. Análisis estático del rodete.

Luego del análisis podemos definir que el material elegido si resistirá las cargas.

Análisis estático del inyector:

Del análisis fluido dinámico se obtiene los valores de la presión en el inyector, con la que se hace el análisis estático.

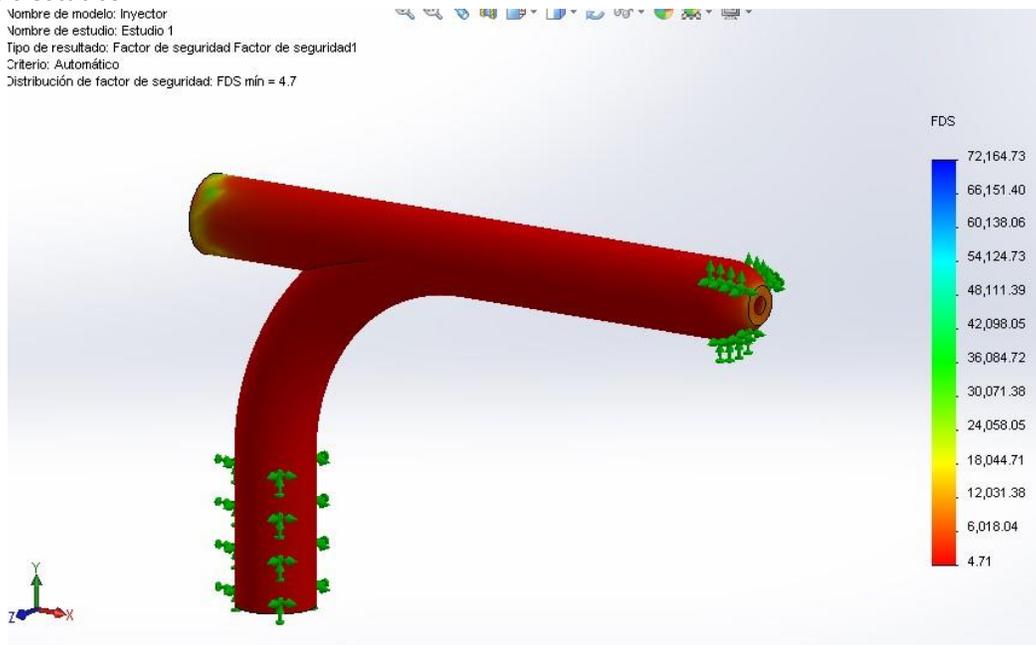
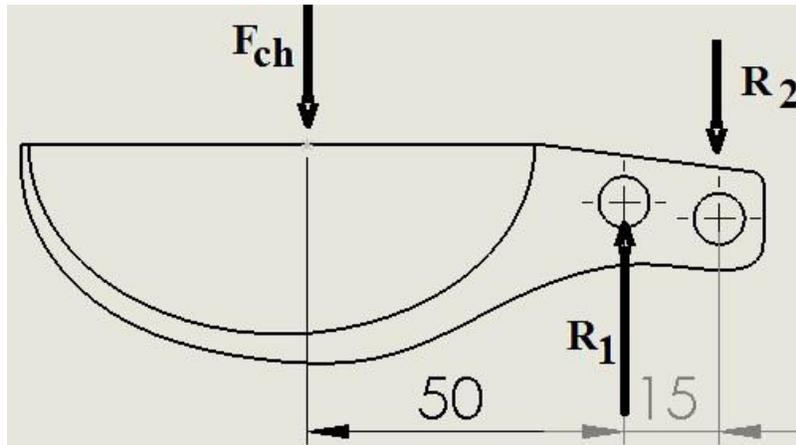


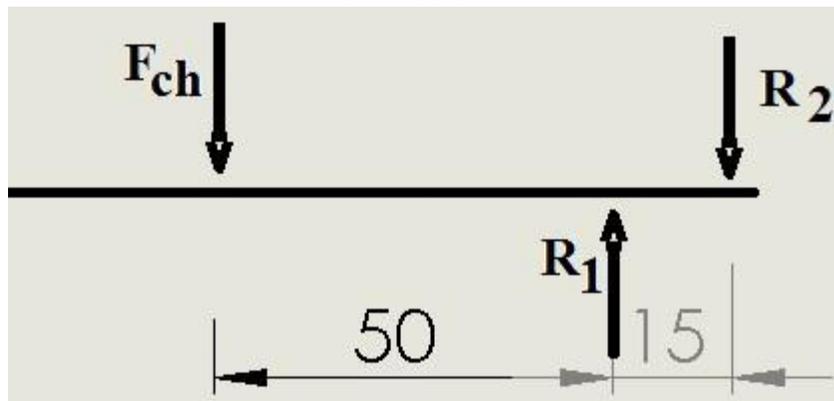
FIGURA 23. Análisis estructural del inyector.

Para soportar la presión, el inyector debe ser construido de un A11045 acero estirado en frío.

Selección de pernos:



DCL DE CUCHARA



$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{ch} + R_1 - R_2 = 0$$

$$R_1 = 5374.26 + R_2$$

$$\sum M_{R_1} = 0$$

$$F_{CH} * 0.05 - R_2 * 0.015 = 0$$

$$R_2 = \frac{5374.26 * 0.05}{0.015}$$

$$R_2 = 17914.2 \text{ N}$$

$$R_1 = 23288.46 \text{ N}$$

Asumimos un perno de acero al carbono de diámetro 3/8" y de grado 8, el cual tiene: $\sigma_y = 827 * 10^6 \text{ Pa}$

Calcularemos con R_1 , por ser la mayor reacción.

Por cortante:

$$\tau < \sigma_y = 827 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau = \frac{VQ}{I * t}$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante.

V : Fuerza cortante.

I : Momento de inercia.

t : Ancho de la sección.

$Q = \bar{y}'A'$

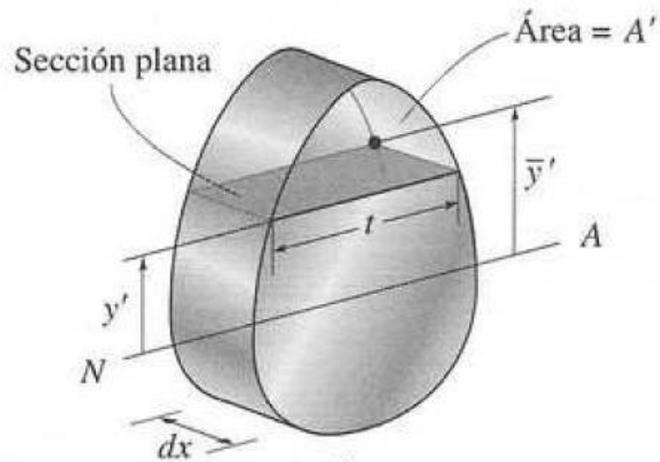


FIGURA 24. Esfuerzo cortante:

FUENTE: Mecánica de materiales R. C. Hibbeler.

$$I = \frac{1}{4} \pi * r^4$$

$$I = \frac{1}{4} \pi * 0.0047625^4 = 4.04 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$t = d = 0.009525 \text{ m}$$

$$\bar{y}' = \frac{1}{2} r$$

$$\bar{y}' = \frac{1}{2} * 0.0047625$$

$$\bar{y}' = 2.38 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$A' = \frac{\pi * r^2}{2}$$

$$A' = \frac{\pi * 0.0047625^2}{2}$$

$$A' = 3.563 * 10^{-5} m^2$$

$$Q = \bar{y}' A'$$

$$Q = 2.38 * 10^{-3} * 3.563 * 10^{-5}$$

$$Q = 8.48 * 10^{-8} m^3 \text{ Como}$$

$V = R_1 = 23288.46 N$ reemplazamos.

$$\tau = \frac{VQ}{I * t}$$

$$\tau = \frac{23288.46 * 8.48 * 10^{-8}}{4.04 * 10^{-6} * 0.009525}$$

$$\tau = 51320.43 Pa$$

Por aplastamiento:

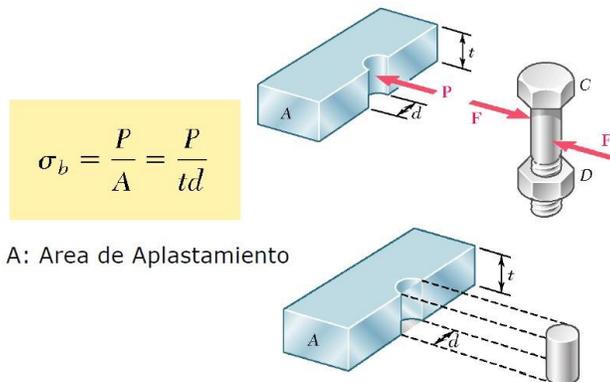


FIGURA 25: Pernos en aplastamiento.

$$\sigma_b < \sigma_y = 827 * 10^6 Pa \text{ Como } P$$

$= R_1 = 23288.46 N$ reemplazamos.

$$\sigma_b = \frac{P}{t * d} = \frac{23288.46}{0.01 * 9.525 * 10^{-3}}$$

$$\sigma_b = 244498267.7 Pa$$

Por lo tanto el material del perno si resistirá.

Cálculo de cartelas:

Las cartelas deberán soportar el peso del eje principal y todos los accesorios ensamblados en el.

$$W_{total} = (m_{engrane} + m_{rodete} + m_{volante} + 2 * m_{chumaseras}) * g$$

Del diseño de solidworks sacamos las masas:

$$W_{total} = (m_{engrane} + m_{rodete} + m_{volante} + 2 * m_{chumaseras} + m_{eje}) * g$$

$$W_{total} = (30 + 88.5 + 442.5 + 2 * 40.7 + 56) * 9.81$$

$$W_{total} = 6851.3 \text{ N}$$

Como la carga actuará perpendicular al área transversal de las cartelas, se calculara estas por compresión. Se asume un materia AISI 1020. $\sigma_Y = 351.57 \text{ MPa}$

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{W_{total}}{A}$$

$$\sigma_c = \frac{6851.3}{6 * (0.1485 * 0.0127)}$$

$$\sigma_c = 605468.5 \text{ Pa}$$

El $\sigma_c \ll \sigma_y$, por lo tanto el material asumido si soportará el peso total.

Selección de rodamientos:

La selección de rodamientos se hará para 10000 horas de trabajo como mínimo.

$$L_h \geq 10000 \cong 1.14 \text{ años}$$

$$n = 750 \text{ rpm}$$

$$P = F_r = F_{ch} = 6449.11 \text{ N}$$

Del catálogo SKF obtenemos para más de 10000 horas y 750 rpm.

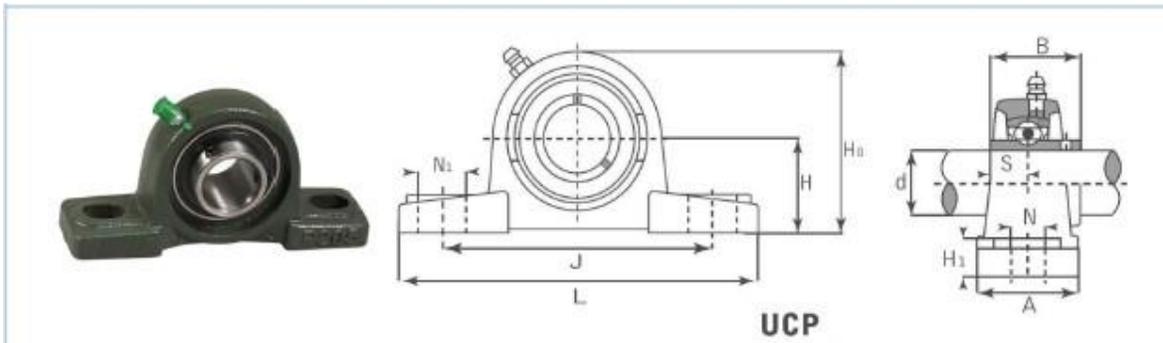
$$f_n = 0.45$$

$$f_h \geq 2.7$$

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.45 * \frac{C_r}{6449.11} \geq 2.7$$

$$C_r \geq 2.7 * \frac{6449.11}{0.45} = 38694.66 \text{ N}$$

Del catálogo de FYH elegimos el cojinete **UCP319** teniendo en cuenta el diámetro del eje (9.5 cm) y comprobaremos si cumple con $C_r \geq 38694.66 \text{ N}$.

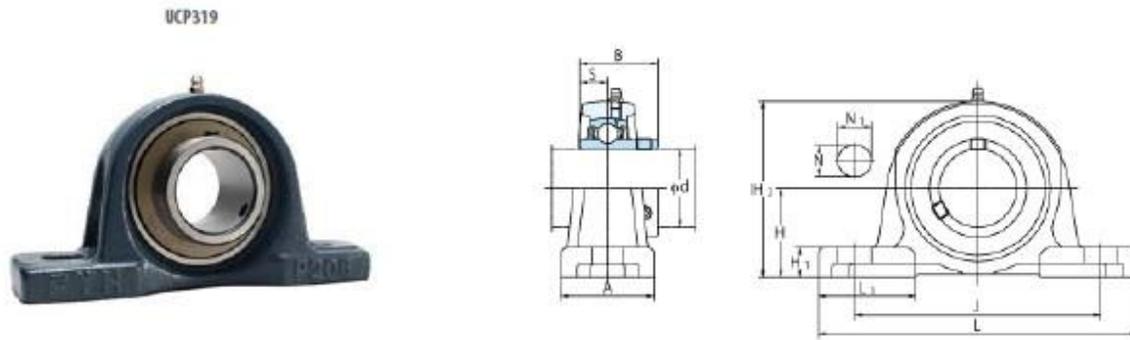


Part No.	Dimension(mm)													Bearing	Housing	Mass
CMB	d	h	a	e	b	S1	S2	g	w	b	n	Bolt	No.	No.	(kg)	
UCP311-32	2	3-5/32	12-7/32	9-9/32	3-5/32	25/32	1-1/2	1-3/16	6-1/16	2.5984	0.948	5/8	UC311-32	P311		
UCP311-33	2-1/16												UC311-33	P311		
UCP311-34	2-1/8												UC311-34	P311		
UCP311-35	2-3/16												UC311-35	P311		
UCP312	60	85	330	250	85	25	38	32	165	71	26	M20	UC312	P312	9.4	
UCP312-36	2-1/4	3-11/32	13	9-17/32	3-11/32	31/32	1-1/2	1-1/4	6-1/2	2.7953	1.024	3/4	UC312-36	P312		
UCP312-37	2-5/16												UC312-37	P312		
UCP312-38	2-3/8												UC312-38	P312		
UCP312-39	2-7/16												UC312-39	P312		
UCP313	65	90	340	280	90	25	38	33	176	75	30	M20	UC313	P313	10	
UCP313-40	2-1/2	3-35/64	13-3/8	10-1/4	3-17/32	31/32	1-1/2	1-5/16	6-15/16	2.9528	1.818	3/4	UC313-40	P313		
UCP313-41	2-9/16												UC313-41	P313		
UCP314	70	95	360	280	90	27	40	35	187	78	33	M22	UC314	P314	12	
UCP314-42	2-5/8	3-47/64	14-3/16	11-1/32	3-17/32	1-1/16	1-9/16	1-3/8	7-3/8	3.0708	1.299	7/8	UC314-42	P314		
UCP314-43	2-11/16												UC314-43	P314		
UCP314-44	2-3/4												UC314-44	P314		
UCP315	75	100	380	290	100	27	40	35	198	82	32	M22	UC315	P315	14	
UCP315-45	2-13/16	3-15/16	14-31/32	11-13/32	3-15/16	1-1/16	1-9/16	1-3/8	7-25/32	3.2283	1.26	7/8	UC315-45	P315		
UCP315-46	2-7/8												UC315-46	P315		
UCP315-47	2-15/16												UC315-47	P315		
UCP315-48	3												UC315-48	P315		
UCP316	80	105	400	300	110	27	40	40	210	86	34	M22	UC316	P316	18	
UCP316-49	3-1/16	4-11/64	15-3/4	11-13/16	4-11/32	1-1/16	37/150	1-9/16	8-9/32	3.3858	1.339	7/8	UC316-49	P316		
UCP316-50	3-1/8												UC316-50	P316		
UCP316-51	3-3/16												UC316-51	P316		
UCP317	85	112	420	320	110	33	45	40	220	96	40	M27	UC317	P317	20	
UCP317-52	3-1/4	4-13/32	16-17/32	12-19/32	4-11/32	1-5/16	1-25/32	1-9/16	8-21/32	3.7795	1.575	1	UC317-52	P317		
UCP317-53	3-5/16												UC317-53	P317		
UCP317-55	3-7/16												UC317-55	P317		
UCP318	90	118	430	330	110	33	45	45	235	96	40	M27	UC318	P318	24	
UCP318-55	3-7/16	4-41/64	16-15/16	13	4-11/32	1-5/16	1-25/32	1-25/32	9-1/4	3.7795	1.575	1	UC318-55	P318		
UCP318-56	3-1/2												UC318-56	P318		
UCP319	95	125	470	380	120	36	50	45	250	103	41	M30	UC319	P319	26	
UCP319-58	3-5/8	4-59/64	18-1/2	14-3/16	4-23/32	1-13/32	1-31/32	1-25/32	9-27/32	4.0551	1.614	1-1/8	UC319-58	P319		
UCP319-59	3-11/16												UC319-59	P319		
UCP319-60	3-3/4	/											UC319-60	P319		
UCP320	100	140	490	380	120	36	50	50	275	108	42	M30	UC320	P320	38	
UCP320-64	4	5-33/64	19-9/32	14-31/32	1-23/32	1-31/32	1-31/31	10-53/64	4.252	1.6536	1-1/8	1-1/8	UC320-64	P320		

FIGURA 26. Especificaciones técnicas de rodamientos.

FUENTE: file:///C:/Users/USER/Downloads/AGRICOLA+ESPA%C3%91OL+COMPLETO.pdf

Características del rodamiento.



Specifications	
Housing Number	P319
Bearing Number	UC319
Shaft Size	95 mm
Bolt Size	M30 1-1/8 in
Weight	29.0 kg 63.93 lb
Locking Style	Set Screw Locking
Grease Fitting	A-R1/8

Dimensions	
H	125 mm 4-59/64 in
L	470 mm 18-1/2 in
A	120 mm 4-23/32 in
J	360 mm 14-3/16 in
N	36 mm 1-13/32 in
H1	50 mm 1-31/32 in
H1	46 mm 13/16 in
H2	248 mm 9-3/4 in
L1	125 mm 4-29/32 in
B	103 mm 4.055 in
S	41 mm 1.614 in

Basic Load Rating	
Cr	153.0 kN 34396 lbf
Cor	119.0 kN 26752 lbf
Factor fo	13.3

FIGURA 27. Especificaciones técnicas de rodamiento UCP319.

FUENTE: file:///C:/Users/USER/Downloads/AGRICOLA+ESPA%C3%91OL+COMPLETO.pdf

La carga crítica del rodamiento es 153000 N, por lo tanto si cumple con el requerimiento.

Análisis económico para la instalación de la mini central hidroeléctrica.

A continuación se hará una lista con los principales componentes para la instalación de la mini central hidroeléctrica, los costos de los componentes se obtuvieron de cotizaciones, y de catálogos, que se muestran en los anexos. (Debido a que algunos componentes no se encuentran en el mercado peruano se considera un incremento del 15 % para el transporte desde su origen.)

Las obras civiles que se cotizan incluyen: Canal, cámara de carga apoyos de tubería y plataforma para el generador y la turbina.

TABLA N°: 12. COSTO DE LA MINICENTRAL (Comprando los componentes)

COMPONENTE		UNIDAD	PRECIO UNITARIO	COSTO TOTAL
NOMBRE	CANTIDAD			
Obras civiles		1364740.88	s/. 1103805.88	s/. 1103805.88
Tubería	705	metros	s/.207.00	s/.145935.00
Turbina pelton	1	unidades	s/.56 000.00	s/. 56000.00
Generador eléctrico	1	unidades	s/.42000.00	s/.42000.00
Rodamientos	2	unidades	s/. 1500.00	s/.3000.00
Multiplicador	1	unidades	s/.14000.00	s/.14000.00
Transporte de turbina	1	---	s/. 8400.00	s/. 8400.00
Transporte de generador	1	---	s/. 6300.00	s/. 6300.00
Transporte de multiplicador	1	---	s/. 2100.00	s/. 2100.00
Costo total de la mini central				s/.1381540.88

TABLA N°: 13. COSTO DE LA MINICENTRAL (Fabricando los componentes)

COMPONENTE		UNIDAD	PRECIO UNITARIO	COSTO TOTAL
NOMBRE	CANTIDAD			
Obras civiles			s/. 1103805.88	s/. 1103805.88
Tubería	705	metros	s/.207	s/.145935.00
volante	1	Unidades	S/.3500.00	S/.3500.00
Rodete pelton	1	Unidades	S/.2500.00	S/.2500.00
Eje principal	1	Unidades	S/.900.00	S/.900.00
Inyector	1	Unidades	S/.700.00	S/.700.00
Aguja	1	Unidades	S/.100.00	S/.100.00
Engranaje motriz	1	Unidades	S/.2100.00	S/.2100.00
Engranaje conducido	1	Unidades	S/.700.00	S/.700.00
Carcaza	1	Unidades	S/.5000.00	S/.5000.00
Pernos para cuchara	108	Unidades	S/.3.7.00	S/.400.00

Cuchara	27	Unidades	S/.150.00	S/.4050.00
Generador eléctrico	1	Unidades	S/.42000.00	s/.42000.00
Rodamientos	2	unidades	s/. 1500.00	s/.3000.00
Multiplicador	1	unidades	s/.14000.00	s/.14000.00
Transporte de generador			s/. 6300.00	s/. 6300.00
Transporte de multiplicador			s/. 2100.00	s/. 2100.00
Costo total de la mini central				s/.1337090.88

Según la entrevista al ex alcalde del distrito de Patatz, el costo de KW-h que se cobra en Patatz es de 0.3 nuevos soles, pero para ajustarnos a las normas establecida por OSINERGMIN se estimara con 0.22.

Calculo de costo beneficio:

Primer año:

Demanda:

$$P = U * P_v \text{ Donde:}$$

P: Potencia requerida. (Demanda) *U:*

Usuarios.

P_v: Potencia según vivienda. (2000 Watts)

$$P = 1980 \text{ KW} \quad 990 \quad 2000$$

Demanda Diaria:

$$\begin{aligned} P_{diaria} &= P * 24 \\ P_{diaria} &= 1980 * 24 \\ P_{diaria} &= 47520 \frac{\text{KW} - h}{\text{dia}} \end{aligned}$$

Demanda anual:

$$\begin{aligned} P_{anual} &= P_{diaria} * 365 \\ P_{anual} &= 47520 * 365 \\ P_{anual} &= 17344800 \frac{\text{KW} - h}{\text{año}} \end{aligned}$$

Segundo año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población, por lo tanto.

$$\begin{aligned} P &= (U + (TC * U * P_r)) P_v \\ P &= (990 + (0.016 * 990 * 2)) * 2000 \\ P &= 2043.4 \text{ KW Demanda} \end{aligned}$$

Diaria:

$$\begin{aligned} P_{diaria} &= P * 24 \\ P_{diaria} &= 2043.4 * 24 \\ P_{diaria} &= 49041.6 \frac{\text{KW} - h}{\text{dia}} \end{aligned}$$

Demanda anual:

$$\begin{aligned} P_{anual} &= P_{diaria} * 365 \\ P_{anual} &= 48280.8 * 365 \\ P_{anual} &= 17900184 \frac{\text{KW} - h}{\text{año}} \end{aligned}$$

Tercer año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población y la proyección (Pr) por lo tanto.

$$P = (U + (TC * U * P_r)) P_v$$

$$P = (990 + (0.016 * 990 * 3)) * 2000$$

$$P = 20475 \text{ KW Demanda}$$

Diaria:

$$P_{diaria} = P * 24$$

$$P_{diaria} = 2075 * 24$$

$$P_{diaria} = 49800 \frac{KW - h}{dia} \quad 24$$

Demanda anual:

$$P_{anual} = P_{diaria} * 365$$

$$P_{anual} = 49800 * 365$$

$$P_{anual} = 18177000 \frac{KW - h}{año}$$

Cuarto año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población, por lo tanto.

$$P = (U + (TC * U * P_r)) P_v$$

$$P = (990 + (0.016 * 990 * 4)) * 2000$$

$$P = 2106.7 \text{ KW Demanda}$$

Diaria:

$$P_{diaria} = P * 24$$

$$P_{diaria} = 2106.7 * 24$$

$$P_{diaria} = 50560.8 \frac{KW - h}{dia}$$

Demanda anual:

$$P_{anual} = P_{diaria} * 365$$

$$P_{anual} = 50560.8 * 365$$

$$P_{anual} = 18454692 \frac{KW - h}{año}$$

Quinto año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población, por lo tanto.

$$P = (U + (TC * U * P_r)) P_v$$

$$P = (990 + (0.016 * 990 * 5)) * 2000$$

$$P = 2138.4 \text{ KW Demanda}$$

Diaria:

$$P_{diaria} = P * 24$$

$$P_{diaria} = 2138.4 * 24$$

$$P_{diaria} = 51321.6 \frac{KW - h}{dia}$$

Demanda anual:

$$\begin{aligned}
 P_{anual} &= P_{diaria} * 365 \\
 P_{anual} &= 51321.6 * 365 \\
 P_{anual} &= 18732384 \frac{KW - h}{año}
 \end{aligned}$$

Sexto año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población, por lo tanto.

$$\begin{aligned}
 P &= (U + (TC * U * P_r)) P_v \\
 P &= (990 + (0.016 * 990 * 6)) * 2000 \\
 P &= 2170 KW Demanda
 \end{aligned}$$

Diaria:

$$\begin{aligned}
 P_{diaria} &= P * 24 \\
 P_{diaria} &= 2170 * 24 \\
 P_{diaria} &= 52080 \frac{KW - h}{dia}
 \end{aligned}$$

Demanda anual:

$$\begin{aligned}
 P_{anual} &= P_{diaria} * 365 \\
 P_{anual} &= 52080 * 365 \\
 P_{anual} &= 19009200 \frac{KW - h}{año}
 \end{aligned}$$

Séptimo año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población, por lo tanto.

$$\begin{aligned}
 P &= (U + (TC * U * P_r)) P_v \\
 P &= (990 + (0.016 * 990 * 7)) * 2000 \\
 P &= 2201.8 KW Demanda
 \end{aligned}$$

Diaria:

$$\begin{aligned}
 P_{diaria} &= P * 24 \\
 P_{diaria} &= 2201.8 * 24 \\
 P_{diaria} &= 52843.2 \frac{KW - h}{dia}
 \end{aligned}$$

Demanda anual:

$$\begin{aligned}
 P_{anual} &= P_{diaria} * 365 \\
 P_{anual} &= 52843.2 * 365 \\
 P_{anual} &= 19287768 \frac{KW - h}{año}
 \end{aligned}$$

Octavo año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población, por lo tanto.

$$\begin{aligned}
 P &= (U + (TC * U * P_r)) P_v \\
 P &= (990 + (0.016 * 990 * 8)) * 2000 \\
 P &= 2233.4 KW Demanda
 \end{aligned}$$

Diaria:

Demanda anual:

$$P_{diaria} = P * 24$$

$$P_{diaria} = 2233.4 * 24$$

$$P_{diaria} = 53601.6 \frac{KW - h}{dia}$$

Noveno año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población, por lo tanto.

$$P_{anual} = P_{diaria} * 365$$

$$P_{anual} = 53601.6 * 365$$

$$P_{anual} = 19564584 \frac{KW - h}{año}$$

$$P = (U + (TC * U * P_r)) P_v$$

$$P = (990 + (0.016 * 990 * 9)) * 2000$$

$$P = 2265.1 \text{ KW Demanda}$$

Diaria:

$$P_{diaria} = P * 24$$

$$P_{diaria} = 2265.1 * 24$$

$$P_{diaria} = 54362.4 \frac{KW - h}{dia}$$

Demanda anual:

$$P_{anual} = P_{diaria} * 365$$

$$P_{anual} = 54362.4 * 365$$

$$P_{anual} = 19842276 \frac{KW - h}{año}$$

Décimo año:

Para el segundo año se toma en cuenta la tasa de crecimiento (TC) de la población, por lo tanto.

$$P = (U + (TC * U * P_r)) P_v$$

$$P = (990 + (0.016 * 990 * 10)) * 2000$$

$$P = 2296.8 \text{ KW Demanda}$$

Diaria:

$$P_{diaria} = P * 24$$

$$P_{diaria} = 2296.8 * 24$$

$$P_{diaria} = 55123.2 \frac{KW - h}{dia}$$

Demanda anual:

$$P_{anual} = P_{diaria} * 365$$

$$P_{anual} = 55123.2 * 365$$

$$P_{anual} = 20119968 \frac{KW - h}{año}$$

Comprando los componentes:

INVERSION	-1381540.88		
años	Demanda	Costo KW-h	Recaudación
1	17344800	0.22	3815856
2	17900184	0.22	3938040.48
3	18177000	0.22	3998940
4	18454692	0.22	4060032.24

5	18732384	0.22	4121124.48
6	19009200	0.22	4182024
7	19287768	0.22	4243308.96
8	19564584	0.22	4304208.48
9	19842276	0.22	4365300.72
10	20119968	0.22	4426392.96
Recaudación total en 5 años.			41455228.32
VAN	S/. 23,782,368.28		
TIR	1259%		

Fabricando los componentes:

INVERSION	-1337090.88		
años	Demanda	Costo KW-h	Recaudación
1	17344800	0.22	3815856
2	17900184	0.22	3938040.48
3	18177000	0.22	3998940
4	18454692	0.22	4060032.24
5	18732384	0.22	4121124.48
6	19009200	0.22	4182024
7	19287768	0.22	4243308.96
8	19564584	0.22	4304208.48
9	19842276	0.22	4365300.72
10	20119968	0.22	4426392.96
Recaudación total en 5 años.			41455228.32
VAN	S/. 23,826,818.28		

TIR	1300%
-----	-------

IV. DISCUSIÓN

El rediseño de la turbina pelton, tiene dos variables fundamentales, altura y caudal; la situación actual de la mini central hidroeléctrica de Pataz funciona con una altura de 230 m y un caudal de $0.02 \text{ m}^3/\text{s}$, lo que produce una potencia mucho menor a la requerida por los usuarios. Modificando el caudal y la altura se puede diseñar una turbina capaz de producir la potencia requerida por los usuarios; la demanda de energía eléctrica se ha tomado en cuenta según el CODIGO NACIONAL DE ELECTRICIDAD – UTILIZACION, la tasa de crecimiento y una proyección de 10 años.

Para llevar a cabo el rediseño es necesario tener en cuenta los siguientes factores, construcción de un nuevo canal para alcanzar los 600 metros de altura, longitud de la tubería, compra del nuevo generador y turbina. Según la entrevista realizada al ex alcalde del distrito de Pataz, Sr: Juan Carlos La Rosa Toro Gómez, el costo del canal es 230 nuevos soles por metro de canal, y la longitud del canal es de 4200 metros y el caudal disponible es de hasta $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$.

Otra alternativa que se podría tener es instalar varias turbinas de menor potencia, utilizando el mismo canal, para el cual se tendría que elegir un generador para cada turbina, tubería, espacio en la casa de máquinas, etc.

Para el rediseño que se trabajó las variables fundamentales fueron la demanda de energía eléctrica, la altura disponible y el caudal disponible, para acercarnos a la potencia requerida ha sido necesario hacer cálculos iterativos con el caudal y la altura; también para el cálculo se asumió varios parámetros, como los rendimientos, velocidades, etc.

A diferencia de la turbina que opera actualmente que tiene 2 inyectores, ahora la turbina contara con solo un inyector.

Realizando los cambios propuestos se lograra producir 2400 KW de potencia, que se suministrará satisfactoriamente por los próximos 10 años.

V. CONCLUSIONES

Se rediseñó la turbina pelton, logrando así generar la potencia requerida por los usuarios por los próximos 10 años, lo que incluye nuevas dimensiones para los componentes de la turbina: Cuchara, rueda, inyector, eje, aguja; así como también la modificación del caudal y altura. Los cálculos fueron comprobados a través del análisis fluido dinámico del inyector y análisis estructural de la cuchara en el programa de diseño Solidworks.

Se realizó el estudio de requerimiento de energía eléctrica tomando en cuenta el CODIGO NACIONAL DE ELECTRICIDAD – UTILIZACION, siendo esta 2400 KW.

Se seleccionó el generador eléctrico para la central hidroeléctrica, siendo este un generador de 2400 KW, el modelo SLG564D.

Se realizó el diseño del inyector y rodete en Solidworks, además se realizó el análisis estructural y fluido dinámico del inyector, para conocer los parámetros reales que podrá alcanzar la turbina pelton.

Se realizó los planos de las principales partes de la turbina pelton, utilizando un programa CAD/ CAE.

Se realizó el análisis económico aproximado, teniendo solo en cuenta los componentes que se tomó en cuenta en el rediseño, el retorno de la inversión se da en el primer año; cabe mencionar que no se consideró los gastos corrientes que tiene la mini central.

VI. RECOMENDACIONES

Se recomienda para futuras investigaciones realizar mediciones del caudal para asegurar el abastecimiento de agua, hacer un análisis del control del equipo para implementar dispositivos que contribuyan a elevar el rendimiento, controles que manipulen el caudal y el ángulo de entrada y salida de los álabes de acuerdo a la condición de carga.

Realizar planes de mantenimiento, para programar las paradas y no perjudicar a los usuarios, abastecerse de un stock de repuestos, para cambiar periódicamente los componentes que sufren desgaste por el funcionamiento, etc.

En la transmisión para unir el eje de la turbina con el eje del multiplicador se recomienda hacer el cálculo y la selección del mejor acoplamiento.

Otro aspecto que se debe tener en cuenta es la fabricación a escala de un prototipo, para conocer el comportamiento y funcionamiento de una forma más cercana.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

CENGEL Yunus A. y CIMBALA John M. Mecánica de Fluidos Fundamentos y aplicaciones.

HIBBELER, R. C. Mecánica de materiales. Sexta edición. México. 2006.

http://www.jenijos.com/CENTRALESHIDROELECTRICAS/centrales_hidroelectricas.htm

http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/mx_es/Rodamientos.LR.pdf

<https://es.scribd.com/doc/242553781/10-ENGRANAJES-pdf>

LEON RIBERO, Javier Hernán y RIBERO SANTOS, Víctor Andrés. “Diseño, construcción, montaje y operación de una turbina pelton para generar electricidad”. Director: Emil Hernández Arroyo. Universidad pontificia bolivariana seccional Bucaramanga. 2008.

M. F. Spotts y T.E. Shoup. Elementos de máquinas 7° edición. MEXICO. 1998.

MATAIX, Claudio. Mecánica de Fluidos y maquinas hidráulicas. Segunda edición. Ediciones del castillo S.A. Madrid, abril 1986.

MURRAY GARCIA, Harry Ernesto. “Controles de calidad en la fabricación de un rodete pelton” Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Lima – Perú. 2005.

OROZCO ACEVES, Gonzalo. “Diseño y construcción de un prototipo de turbina para generación de energía eléctrica en una micro planta”. Directores: Dr: Samuel Alcántara Montes y M. En. C. Cándido Palacios Montufar. Instituto politécnico Nacional. México. 2011.

ANEXOS

FICHA DE ENTREVISTA

Entrevista realizada al Sr: Juan Carlos La rosa Toro Gómez ex alcalde del Distrito de Pataz.

1. En qué año se instaló la mini central hidroeléctrica de Pataz.

La mini central se instaló entre los años 2000 y 2004, pero el proyecto se vino dando desde 1998, y empezó a funcionar el 29 de junio de 2004.

2. Para cuantos usuarios abastece de energía eléctrica la mini central hidroeléctrica de Pataz. Actualmente los usuarios a los que abastece la mini central son 1000 usuarios aproximadamente.

3. Cuanto es el caudal de agua que se emplea en la mini central de Pataz.

El estudio se realizó con un caudal disponible de hasta 100 litros por segundo, pero lo que se utiliza en la turbina es solo 20 litros por segundo.

4. Cuanto es la potencia generada por la mini central hidroeléctrica de Pataz.

Al inicio eran 350 KW, pero actualmente se llega a generar 550 KW.

5. Cuanto es la altura de caída de agua.

La altura es de 230 metros.

6. Cuanto es la longitud del canal de toma de agua.

El canal tiene una longitud aproximada de 4200 metros.

7. Cuanto es el costo del canal de toma de agua.

El costo del canal es de 23^o nuevos soles por metro y las dimensiones del canal con de 50 X 50 centímetros.

8. Para cuantos años se tuvo en cuenta la proyección de la demanda de energía eléctrica.

La proyección se consideró para 10 años.

9. ¿Cuánto es el área promedio de las viviendas en el distrito de Pataz? El área promedio es 80 metros cuadrados, por ser viviendas rurales.

10. ¿Cuál es el precio de KW-h en el distrito de Pataz? El precio del KW-h es s/.0.3 nuevos soles.

TABLAS.

TABLA N° 1: saltos, tamaños y potencias de tipos de turbinas.

Tipo de turbina	Reacción		Acción (Pelton)
	Axiales (Kaplan)	Diagonales (Francis)	
Salto neto, H (m).....	2-70	2-500	40-1700
Diámetro exterior de rodete (m)	1.0-10.5	0.35-7.65	0.36-5.2
Potencia en el eje (MW)	Hasta 250	Hasta 750	Hasta 400

FUENTE: Claudio Mataix – Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas.

TABLA N° 2: Dimensiones del inyector.

Dimensión	Función
d_2	$(3 - 4) * d$
d_3	$(1.25 - 1.5) * d$
d_1	$(1.2 - 1.4) * d$
B	40 – 60°
A	60 – 90°

FUENTE: OROZCO ACEVES, Gonzalo. “Diseño y construcción de un prototipo de turbina para generación de energía eléctrica en una micro planta”

TABLA N° 3. Factor de temperatura

Temperatura del rodamiento °C	125	150	175	200	250
Factor de temperatura f_t	1.00	1.00	0.95	0.9	0.75

FUENTE: http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/mx_es/Rodamientos.LR.pdf **TABLA**

N° 4: Especificación sobre consumo de energía eléctrica.

Tipo de actividad	Watt por metro cuadrado
Bodegas, Restaurantes, Oficina :	30
Primeros 930 m2	50
Sobre 930 m2	50
Industrial, Comercial	25
Iglesias	10
Garajes	10
Edificios de Almacenaje	5
Teatros	30
Auditorios	10
Bancos	25
Barberías y Salones de Belleza,	30

Clubes	20
Cortes de Justicia	20
Hospedajes	15
Viviendas	25

FUENTE: <http://intranet2.minem.gob.pe/web/cafae/Pdfs/CNE.PDF>

TABLA N° 7. Especificaciones técnicas del generador.

Lugar del origen: China (Continental)	Marca: YANAN	Número de Modelo: SLG224C
Tipo de la salida: CA trifásica	Velocidad: 1800RPM	Frecuencia: 60HZ
Energía clasificada: 40-2800KW	Voltaje clasificado: 380V	NOMBRE: Generador
ALTERNADOR: SLG224C	GARANÍA: 12 Meses	TIEMPO DE ENTREGA: 30-40 días
GRADO DE PROTECCION IP: IP22/23	AISLACIÓN: H	TÉRMINO DE PAGO: T/T,L/C
COLOR: OPCIÓN DE COLOR	FASE: 3	Rodamientos: Cojinete sencillo o doble

FUENTE: <http://pdf.directindustry.com/pdf/fujian-yanan-power-group/yanan-slg-564-series-alternator/103705-528905.html>

TABLA N°: 8. Catálogo de generadores eléctricos.

Model	Prime Output (1500rpm/50Hz) 400V		Prime Output (1800rpm/60Hz) 440V	
	KVA	KW	KVA	KW
SLG164A	8.1	6.5	10.2	8.2
SLG164B	11	8.8	13.8	11
SLG164C	13.5	10.8	16.9	13.5
SLG164D	16	12.8	20	16
SLG184E	22.5	18	28.8	23
SLG184F	27.5	22	34.4	27.5
SLG184G	31.3	25	37.5	30
SLG184H	37.5	30	46.9	37.5
SLG184J	40	32	50	40

SLG224C	42.5	34	52.5	42
SLG224D	50	40	62.5 70	50
SLG224E	60	48	87.5	56
SLG224F	72.5	58	97.5	70
SLG224G	85	68		78
SLG274C	100	80	117.5	94
SLG274D	120	96	137.5	110
SLG274E	140	112	167.5 190	134
SLG274F	160	128	218.5	152
SLG274G	180	144	245	174.8 196
SLG274H	200	160	281	224.8
SLG274J	230	184	299	239.2
SLG274K	250	200		
SLG314C	250	200	294	235
SLG314D	295	236	350	280
SLG314E	325	260	394	315
SLG314EL	350	280	420	336
SLG314F	380	304	456	365
SLG314G	400	320	480	384
SLG354C	450	360	550	440
SLG354D	500	400	594	475
SLG354E	600	480	713	570
SLG354FS	625	500	725	580
SLG354F	670	536	775	620
SLG404A	750	600	855	684
SLG404G	810	648	925	740
SLG404H	940	752	1063	850
SLG404J	1030	824	1200	960
SLG404K	1135	908	1338	1070
SLG454S	1125	900	1337.5	1070
SLG454A	1260	1008	1500	1200
SLG454B	1400	1120	1625	1300
SLG454C	1550	1240	1815	1452
SLG454D	1650	1320	1935	1548
SLG454E	1900	1520	2210	1768
SLG454F	2080	1664	2500	2000
SLG454G	2200	1760	2535	2028
SLG564C	2312.5	1850 2100	2662.5	2130

SLG564D	2625		3012.5	2410
SLG564E	3125	2500	3587	2870
SLG564F	3500	2800	4025	3220
SLG564G	3750	3000	4375	3500
SLG564H(480V)	3400	2720	3600	2880

FUENTE: <http://pdf.directindustry.com/pdf/fujian-yanan-power-group/yanan-slg-564-series-alternator/103705528905.html>

TABLA N°: 9. Especificaciones del multiplicador.

DETALLES RÁPIDOS	
Forma:	Espolón
Lugar de origen:	Jiangsu China (continental)
Número de modelo:	ZDY
Marca:	Taiding
material:	Acero
La precisión de cambios:	clase 6
Material de la caja:	HT200
Material del eje:	20CrMnMo
Dureza de cambios:	HRC58-62

FUENTE: http://www.alibaba.com/product-detail/high-quality-ZDY80-100-125-160_60094819500/showimage.html

TABLA N°:10. Tipos de multiplicadores.

公称 传动比 i Nominal drive ratio i	公称转速 Nominal speed r/min		规格 Specs												
			80	100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	560
	输出 n ₂ Output n ₂	输入 n ₁ Input n ₁	公称输入功率 kw Nominal Input power P ₂ kw												
2.5	1800	720	32	64	127	245	447	885	1154	1617	2264	-	-	-	-
	1000	400	22	45	88	170	311	601	812	1136	1595	2235	3182	4353	-
	750	300	17	35	68	132	241	468	633	884	1243	1742	2492	3406	4645
2.8	1800	640	27	53	115	224	409	789	1063	1489	2068	-	-	-	-
	1000	360	19	37	80	155	284	552	745	1048	1456	2049	2945	4000	-
	750	270	15	29	62	120	220	429	580	816	1134	1593	2296	3118	4232
3	1800	600	23	47	96	203	375	709	990	1359	1924	2658	3790	5036	6666
	1000	315	16	33	67	140	260	496	695	952	1352	1817	2681	3067	4807
	750	235	13	25	52	109	202	385	540	740	1052	1458	2084	2802	3747
3.55	1800	507	20	41	85	179	337	639	898	1210	1730	2410	3407	4460	6119
	1000	280	14	28	59	124	234	446	628	845	1210	1694	2396	3196	4395
	750	210	12	22	46	96	181	346	513	705	973	1331	1856	2483	3419
4	1800	450	17	34	69	155	300	570	774	1095	1555	2146	2981	3985	5651
	1000	250	12	24	48	107	208	396	539	764	1088	1501	2090	2838	4033
	750	187	9	18	37	83	161	307	418	590	844	1160	1618	2199	3128
4.5	1800	400	14	29	55	137	260	495	703	997	1367	1878	2619	3635	4912
	1000	220	9.5	20	38	95	180	344	488	694	953	1311	1832	2582	3485
	750	166	7	15	30	73	139	266	378	536	738	1015	1416	1997	2694

FUENTE: http://www.alibaba.com/product-detail/high-quality-ZDY80-100-125-160_60094819500/showimage.html

TABLA N° 11. Dimensiones para aplicación de cuñas estándar cuadradas y rectangulares, milímetros.

Tamaño del árbol		Tamaño de cuña <i>w x h</i>	Profundidad de cuñero
Desde	Hasta		
6	8	2 x 2	1.2
8	10	3 x 3	1.8
10	12	4 x 4	2.5
12	17	5 x 5	3
17	22	6 x 6	3.5
22	30	8 x 7	4
30	38	10 x 8	5
38	44	12 x 8	5
44	50	14 x 9	5.5
50	58	16 x 10	6

58	65	18 x 11	7
65	75	20 x 12	7.5
75	85	22 x 14	9
85	95	25 x 14	9
95	110	28 x 16	10
110	130	32 x 18	11
130	150	36 x 20	12
150	170	40 x 22	13
170	200	45 x 25	15
200	230	50 x 28	17

FUENTE: Elementos de máquinas M. F. Spotts y T.E. Shoup. 7° edición. MEXICO. 1998

INSTALACIONES DE LA MINICENTRAL

TUBERIA DE CAPTACION DE AGUA



CÁMARA DE CARGA



TUBERIA DE PRESION



CASA DE MAQUINAS



TURBINA PELTON



TURBINA PELTON



GENERADOR ELECTRICO



TURBINA Y GENERADOR ELECTRICO



PLACA DEL GENERADOR



TABLERO

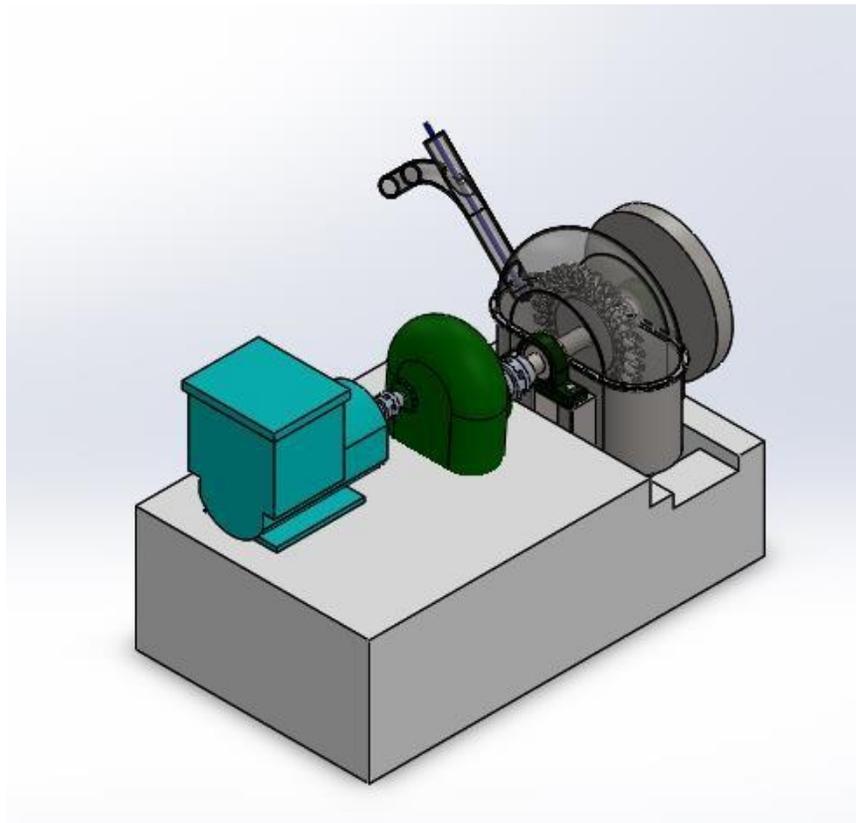


TRANSFORMADOR ELECTRICO



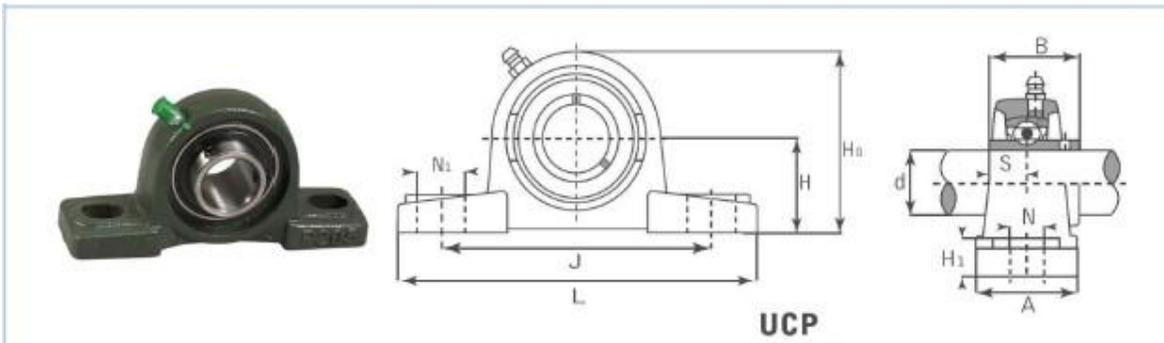
DISEÑO EN SOLIDWORKS

DETALLE DEL DISEÑO EN SOLIDWORKS



DATOS TÉCNICOS DE CATÁLOGOS

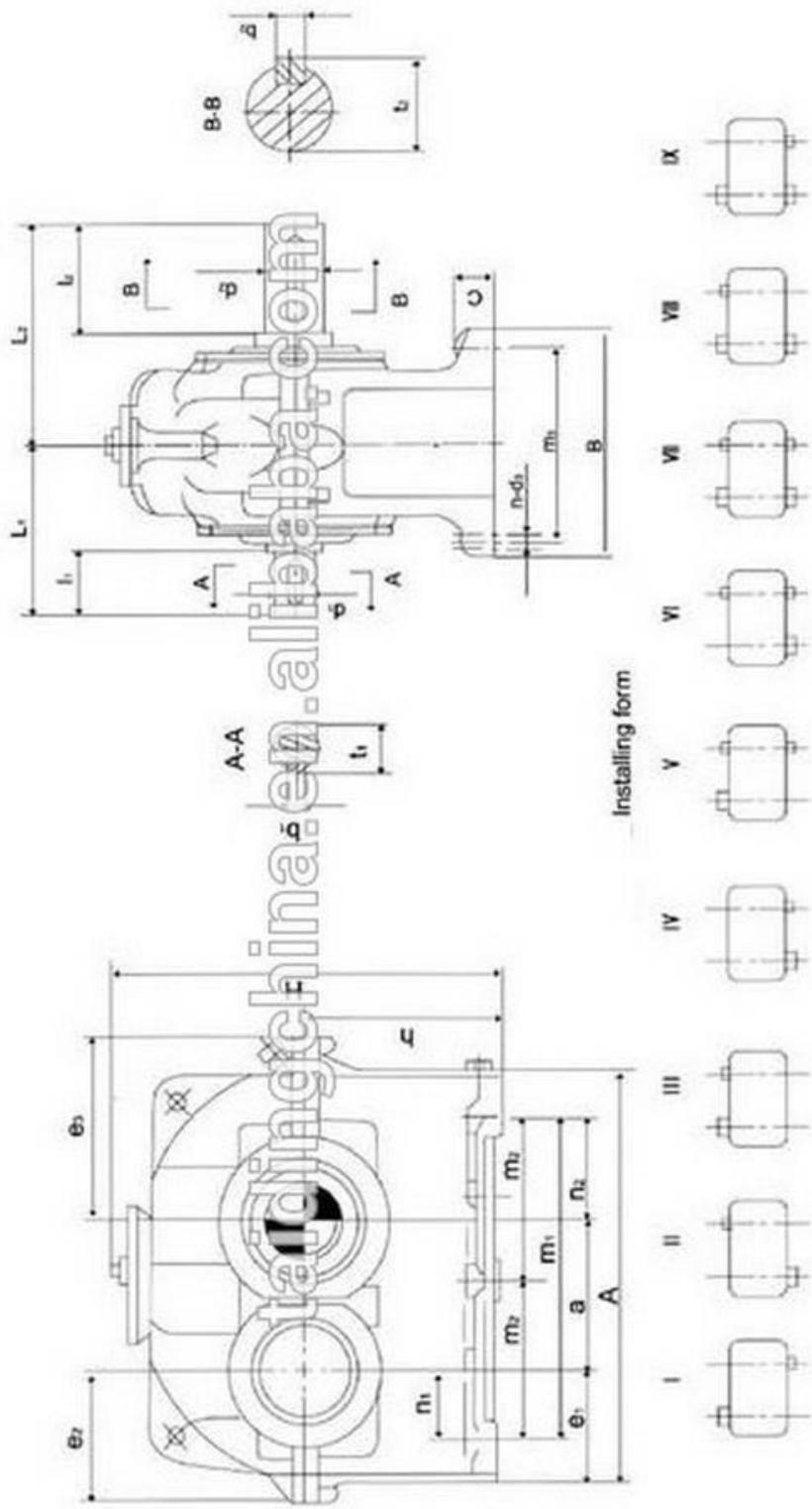
RODAMIENTOS



Part No.	Dimension (mm)													Bearing	Housing	Mass
CMB	d	h	a	e	b	S1	S2	g	w	b	n	Bolt	No.	No.	(kg)	
UCP311-32	2	3-5/32	12-7/32	9-9/32	3-5/32	25/32	1-1/2	1-3/16	6-1/16	2.5984	0.948	5/8	UC311-32	P311		
UCP311-33	2-1/16												UC311-33	P311		
UCP311-34	2-1/8												UC311-34	P311		
UCP311-35	2-3/16												UC311-35	P311		
UCP312	60	85	330	250	85	25	38	32	165	71	26	M20	UC312	P312	9.4	
UCP312-36	2-1/4	3-11/32	13	9-17/32	3-11/32	31/32	1-1/2	1-1/4	6-1/2	2.7953	1.024	3/4	UC312-36	P312		
UCP312-37	2-5/16												UC312-37	P312		
UCP312-38	2-3/8												UC312-38	P312		
UCP312-39	2-7/16												UC312-39	P312		
UCP313	65	90	340	260	90	25	38	33	176	75	30	M20	UC313	P313	10	
UCP313-40	2-1/2	3-35/64	13-3/8	10-1/4	3-17/32	31/32	1-1/2	1-5/16	6-15/16	2.9528	1.818	3/4	UC313-40	P313		
UCP313-41	2-9/16												UC313-41	P313		
UCP314	70	95	360	290	90	27	40	35	187	78	33	M22	UC314	P314	12	
UCP314-42	2-5/8	3-47/64	14-3/16	11-1/32	3-17/32	1-1/16	1-9/16	1-3/8	7-3/8	3.0708	1.299	7/8	UC314-42	P314		
UCP314-43	2-1 1/16												UC314-43	P314		
UCP314-44	2-3/4												UC314-44	P314		
UCP315	75	100	380	290	100	27	40	35	198	82	32	M22	UC315	P315	14	
UCP315-45	2-13/16	3-15/16	14-31/32	11-13/32	3-15/16	1-1/16	1-9/16	1-3/8	7-25/32	3.2283	1.26	7/8	UC315-45	P315		
UCP315-46	2-7/8												UC315-46	P315		
UCP315-47	2-15/16												UC315-47	P315		
UCP315-48	3												UC315-48	P315		
UCP316	80	106	400	300	110	27	40	40	210	86	34	M22	UC316	P316	18	
UCP316-49	3-1/16	4-11/64	15-3/4	11-13/16	4-11/32	1-1/16	371/50	1-9/16	8-9/32	3.3858	1.339	7/8	UC316-49	P316		
UCP316-50	3-1/8												UC316-50	P316		
UCP316-51	3-3/16												UC316-51	P316		
UCP317	85	112	420	320	110	33	45	40	220	96	40	M27	UC317	P317	20	
UCP317-52	3-1/4	4-13/32	16-17/32	12-19/32	4-11/32	1-5/16	1-25/32	1-9/16	8-21/32	3.7795	1.575	1	UC317-52	P317		
UCP317-53	3-5/16												UC317-53	P317		
UCP317-55	3-7/16												UC317-55	P317		
UCP318	90	118	430	330	110	33	45	45	235	96	40	M27	UC318	P318	24	
UCP318-55	3-7/16	4-41/64	16-15/16	13	4-11/32	1-5/16	1-25/32	1-25/32	9-1/4	3.7795	1.575	1	UC318-55	P318		
UCP318-56	3-1/2												UC318-56	P318		
UCP319	95	125	470	360	120	36	50	45	250	103	41	M30	UC319	P319	29	
UCP319-58	3-5/8	4-59/64	18-1/2	14-3/16	4-23/32	1-13/32	1-31/32	1-25/32	9-27/32	4.0551	1.614	1-1/8	UC319-58	P319		
UCP319-59	3-1 1/16												UC319-59	P319		
UCP319-60	3-3/4	/											UC319-60	P319		
UCP320	100	140	490	380	120	36	50	50	275	108	42	M30	UC320	P320	36	
UCP320-64	4	5-33/64	19-9/32	14-31/32	1-23/32	1-31/32	1-31/31	10-53/64	4.252	1.6536	1-1/8	1-1/8	UC320-64	P320		

MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES

公称 传动比 Nominal drive ratio i	公称转速 Nominal speed r/min		规格 Specs												
			80	100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	560
	输出n, Output n ₂	输入n, Input n ₁	公称输入功率 kw Nominal input power P ₂ kw												
2.5	1800	720	32	64	127	245	447	885	1154	1617	2264	-	-	-	-
	1000	400	22	45	88	170	311	601	812	1136	1595	2235	3182	4353	-
	750	300	17	35	68	132	241	468	633	884	1243	1742	2492	3406	4645
2.8	1800	640	27	53	115	224	409	789	1063	1489	2068	-	-	-	-
	1000	360	19	37	80	155	284	552	745	1048	1456	2049	2945	4000	-
	750	270	15	29	62	120	220	429	580	816	1134	1593	2296	3118	4232
3	1800	600	23	47	96	203	375	709	990	1359	1924	2658	3790	5036	6666
	1000	315	16	33	67	140	260	496	695	952	1352	1817	2681	3067	4807
	750	235	13	25	52	109	202	385	540	740	1052	1458	2084	2802	3747
3.55	1800	507	20	41	85	179	337	639	898	1210	1730	2410	3407	4460	6119
	1000	280	14	28	59	124	234	446	628	845	1210	1694	2396	3196	4395
	750	210	12	24	46	93	183	365	513	710	1016	1416	1981	2683	3419
4	1800	450	17	34	69	155	300	570	774	1095	1555	2146	2981	3985	5651
	1000	250	12	24	48	107	208	396	539	764	1088	1501	2090	2838	4033
	750	187	9	18	37	83	161	307	418	590	844	1160	1618	2199	3128
4.5	1800	400	14	29	55	137	260	495	703	997	1367	1878	2619	3635	4912
	1000	220	9.5	20	38	95	180	344	488	694	953	1311	1832	2582	3485
	750	166	7	15	30	73	139	266	378	536	738	1015	1416	1997	2694



COTIZACIONES:

TUBERIA:

COMERCIAL R.C.

Av. Teodoro Velazco # 1093 Urb. Santa Leonor - Trujillo - Trujillo - La Libertad
Tel. 222432 - 221814 Fax. 262226

PROFORMA N°

001-007665

Señor (no) ALIDA HUITRON
Dirección
R.U.C. 60000018058

Trujillo 27/11/2014
Tipo Cambio: 2.914
Moneda: Nuevos Soles

ATENCIÓN:

FORMA DE PAGO: CONTADO CONTRA ENTREGA

Por intermedio de la presente nos es grato dirigirnos a Ud (s), para alcanzarles(s) nuestra cotización por los siguientes materiales solicitados:

CODIGO	DESCRIPCIÓN DEL ARTICULO	UM	PESO TOT(Kg)	CANTIDAD	P. Unit	SUBTOTAL
1374301	6.0 HTS. / 24 X 1.5 TUBO LAC. RED	PZA.	42.90	1.00	1035.00	1035.00
PESO TOT. (Kg.):			42.900	SUBTOTAL :		1035.00

Operacion Sujeta a Percepción del IGV.

I.G.V. (18%) : 186.3
PRECIO VENTA : S/.1221.3
Percepción (2.0 %) : 20.7
TOTAL A PAGAR : S/.1242.00

NOTAS:

- * NO RETENER 6% POR SER AGENTES DE PERCEPCION R.S. Nº 037-2002/SUNAT
 - * Favor de consultar Stock antes de realizar la compra.
 - * NO se aceptan cambios de mercadería y/o devoluciones de dinero.
 - * Precios Sujetos a Variación, sin previo Aviso.
 - * Si PAGA en Dolares, Sirvase depositar en las Siguietes Cuentas:
BCP (\$) : 570-1093577-1-15 BBVA Conti. (\$) : 249-02-0100030750 ScotiaBank (\$) : 36280;
 - * Cuentas Soles
BCP (\$/) : 570-0024999088 BBVA Conti. (\$/) : 249-02-0100008631 ScotiaBank (\$/) : 8520887
 - * NO se Acepta pago en Dolares (\$) en Caja.
- VENDEDOR : V1

ATENTAMENTE

TEJERO PAIVA SANDRA
REPRESENTANTE DE VENTAS

COMPONENTES:



PROFORMA N° 010 - 05N2014

USO : TURBINA PELTON
 CUENTA : Particular
 SOLICITADO POR: : Sr. Bermudez Rodriguez Franklin
 FECHA DE SOLICITUD : 20 de Noviembre de 2014
 FECHA DE ENTREGA : No definida

DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO						
RECONSTRUCCIÓN DE EJES PRINCIPAL DE ARRASTRE Y FABRICACIÓN DE CREMALLERA, CHAVETAS DE ARRASTRE Y TOPES AXIALES DE LOS PIÑONES SATÉLITES - SEGÚN MUESTRA.						
DETALLE DE LOS TRABAJOS A REALIZAR:						
Elaboracion de una volante						3500
Elaboracion de un rodete pelton						2500
Maquinado de un eje						900
Elaboración de un inyector						700
Elaboración de una aguja						100
Elaboración de engranaje motriz						2100
Elaboración de engranaje conducido						700
Elaboración de una carcaza						5000
pernos para cuchara y rodete						400
fabricacion de cuchara pelton						4050
				total		19950
MATERIALES						
SOLDADURA SUPERCITO DE 1/8"				Klg		
ACERO AISI 1045				Klg		
ACERO AISI 1060				Pza		
PASTILLA CARBURADA				Gln		
REFRIGERANTE				Hja		
LIJA DE FIERRO N° 100				Bln		
OXÍGENO				Bln		
ACETILENO						
HERRAMIENTAS						
TORNO				H/m		
MAQUINA DE SOLDAR				H/m		
EQUIPO DE OXICORTE				H/m		
FRESADORA				H/m		
HERRAMIENTAS DE PRECISIÓN				H/m		
HERRAMIENTAS COMPLEMENTARIAS						
MANO DE OBRA						
SUPERVISIÓN (Evaluación y Planeamiento)				H/h		
TORNERO				H/h		
FRESADOR				H/h		
SOLDADOR				H/h		0,00
AYUDANTE						

NOTA:

- Los precios están expresados en
- Precios no incluyen IGV 18%.
- Forma de pago 30 Días.

Solicitante

Superintendencia

MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES

FOB Price:	US \$5000
Min.Order Quantity:	1 Set/Sets
Supply Ability:	800 Set/Sets per Month
Port:	SHANGHAI
Payment Terms:	L/C,D/A,D/P,T/T,Western Union,MoneyGram

TURBINA PELTON

Precio FOB:	\$ 20000
Puerto:	Shanghai
Cantidad de pedido mínima:	1 Set/s
Capacidad de suministro:	2.5 MW
Plazo de entrega:	Meses 5-6
Condiciones de pago:	L/C,T/T

GENERADOR ELECTRICO

FOB Price:	US \$15000
Country/Region	China
City & Province	fuajian/ningde
Company	Mindong Yanan Electrical Machine Co. Ltd
Categories	<u>Alternators</u>
Update	2013-02-20 05:45:35
Port:	Fuzhou
Minimum Order Quantity:	1 to 99Set
Payment Terms:	L/C, T/T
Brand Name:	YANAN
MOQ:	1 to 99 Set
Main Export Markets:	Eastern EuropeNorth AmericaMid East/AfricaCentral/South AmericaAsiaWestern EuropeAustralasia
Place of Origin:	China (mainland)
Model Number:	SLG564D
Certs:	ISO9001/CE
Lead Time:	30-45days
Category:	Angular Contact Ball Bearing

OBRAS CIVILES:



ING. HEYNER E. RUÍZ LÓPEZ
INGENIERO CIVIL - CIP N°153000



Elaboración, Ejecución y Supervisión de Proyectos de Ingeniería.
Jr. Bolívar N°905 Ofi° 301 - Centro Histórico de Trujillo - Trujillo - La Libertad

PRESUPUESTO BASE

OBRAS DE CONSTRUCCION CIVIL

PROYECTO: REDISEÑO DE LA TURBINA PELTON DE LA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA DEL DISTRITO DE PATAZ PARA AUMENTAR SU PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.

UBICACIÓN: Pataz – Pataz – La Libertad

SOLICITA: Franklin Bermúdez Rodríguez

FECHA: 08/12/14

A continuación se muestra un resumen del presupuesto por componentes, según lo solicitado:

Item	Componente	Unidad	Metrado	Precio Unitario	Monto Parcial
01	CANAL REVESTIDO DE CONCRETO F'C=175KG/CM2, SECCION RECTANGULAR 0.65m x 0.60m, e=5"	m	4,200.00	S/. 230.00	S/. 966,000.00
02	CAMARA DE CARGA DE 150M3 DE CAPACIDAD, DE CONCRETO ARMADO, ALIVIADEROS Y DEMAS OBRAS COMPLEMETARIAS	Glb	1.00	S/. 117,640.89	S/. 117,640.89
03	BLOQUE DE APOYO PARA TUBERIA FORZADA, DE CONCRETO FC=210 KG/CM2 DE SECCION IRREGULAR SEGÚN DISEÑO, INCL. LAMINA DE ACERO EMPOTRADO	Und	34.00	S/. 325.87	S/. 11,079.58
03	BLOQUE DE ANCLAJE PARA TUBERIA FORZADA, DE CONCRETO FC=280 KG/CM2 DE SECCION IRREGULAR SEGÚN DISEÑO.	Und	3.00	S/. 1,685.91	S/. 5,057.73
04	PLATAFORMA DE CONCRETO ARMADO F'C=280 KG/CM2 DE USO INDUSTRIAL (APOYO DE MAQUINARIA), INCL. ANCLAJES, DE DIMENSIONES 4.0m x 4.0m x 0.40m	m2	16.00	S/. 251.73	S/. 4,027.68
TOTAL PRESUPUESTO					S/. 1,103,805.88

*NOTA: Los precios pueden variar según la fecha a iniciarse los trabajos; los precios incluyen flete terrestre y rural, además de impuestos de ley.

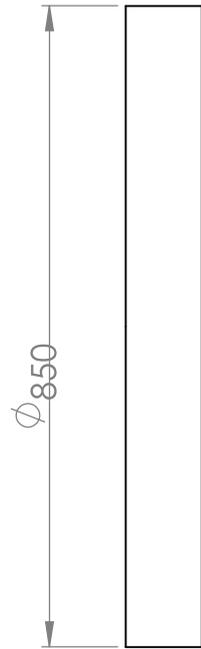
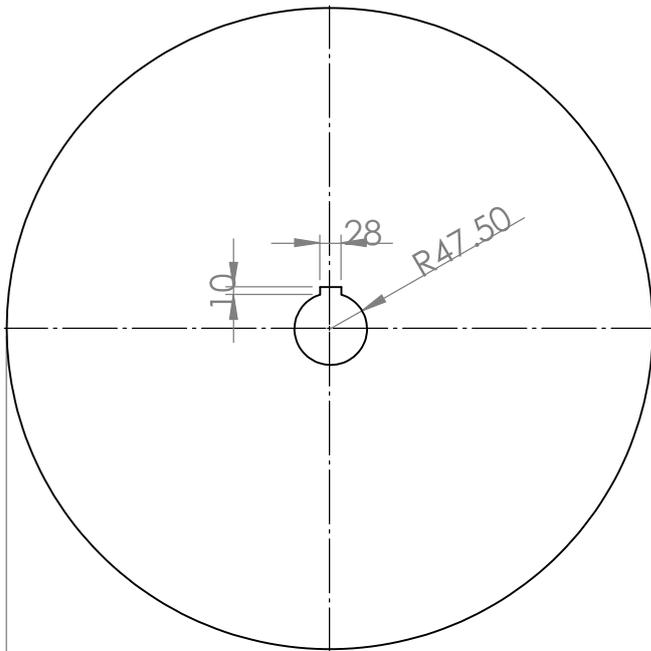
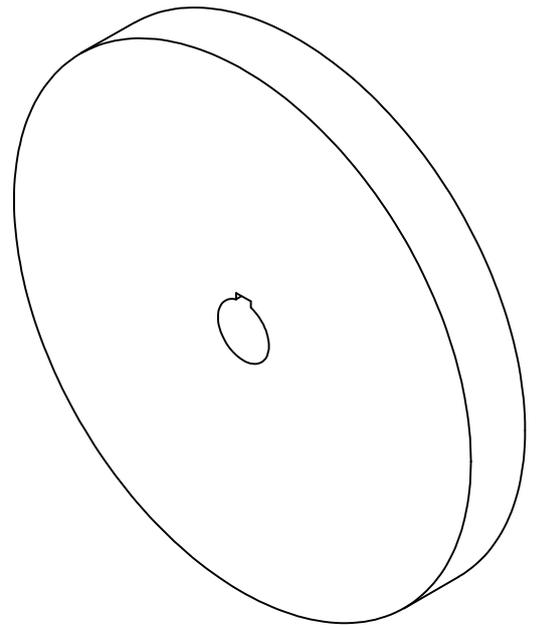
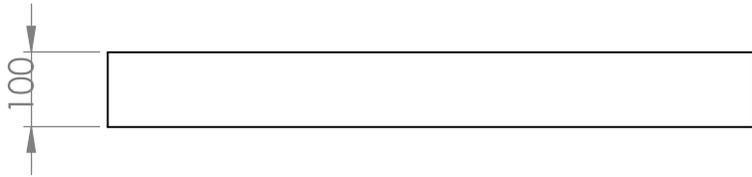
Se valida el presente documento para los fines que el interesado estime pertinente.

Ing. Heyner E. Ruiz López
CIP N° 153000
CIV N° 010031VCZRV

Correo Electrónico: IngCivil_Hey@hotmail.com
Calle. Mariscal Miller # 110 – Buenos Aires Centro – Víctor Larco H.

Celular: #943182703 (RPM)
982514102 (RPC)

PLANOS DE LOS COMPONENTES DE LA CENTRAL



NOMBRE FIRMA FECHA 850

DIBUJ.

VERIF.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FABR. CALID.

TÍTULO:

MATERIAL:

N.º DE DIBUJO

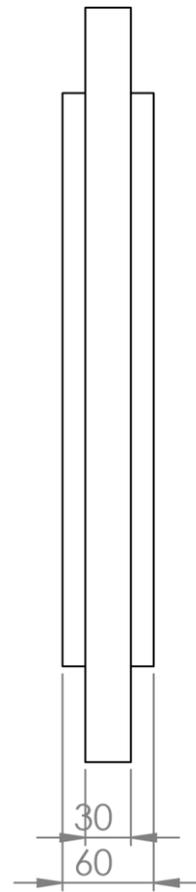
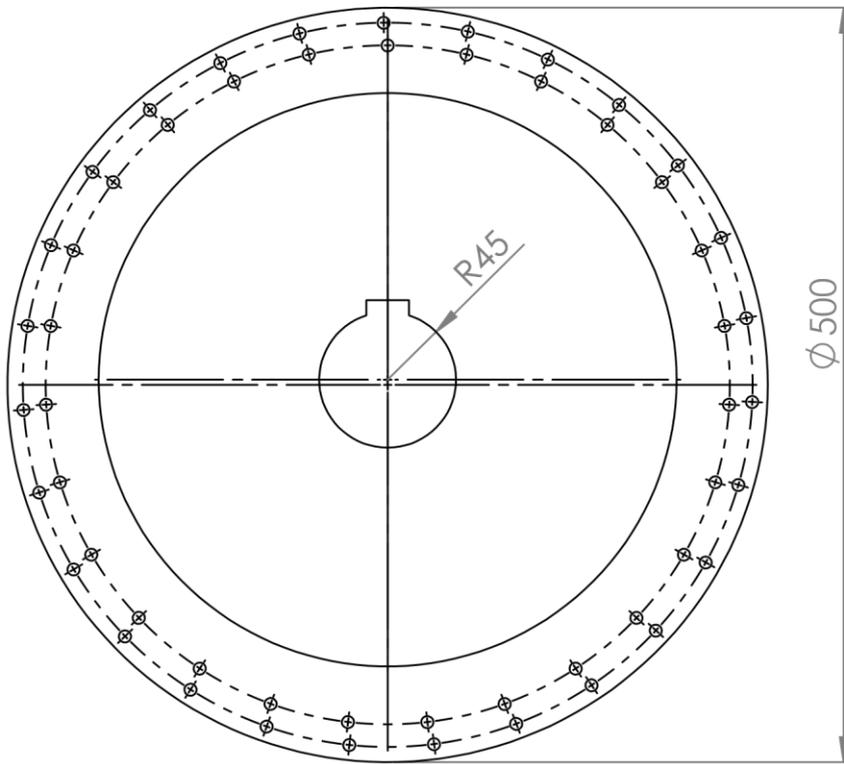
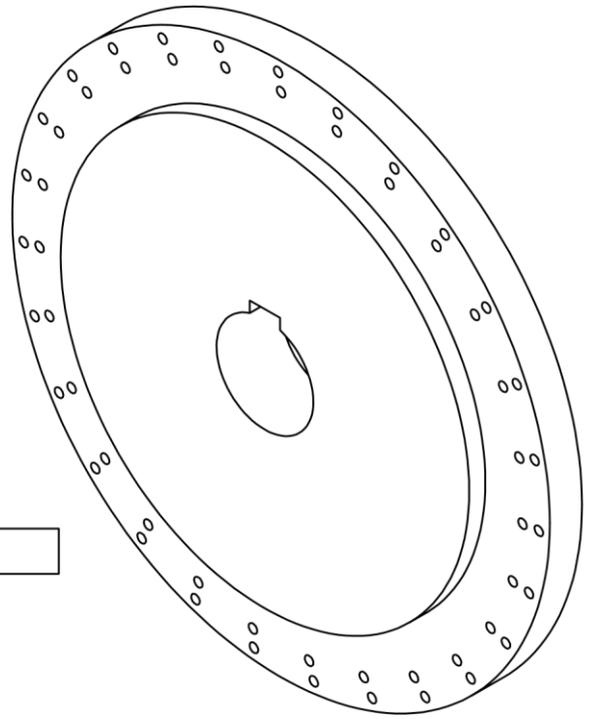
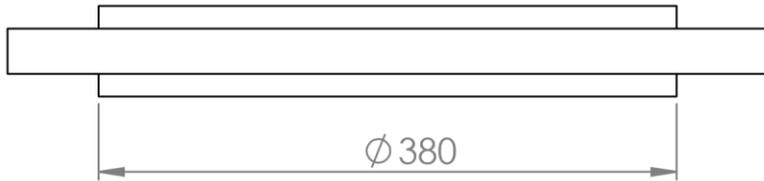
A4

volante

PESO:

ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1



NOMBRE FIRMA FECHA

54 agujeros de 9.525 de diametro

DIBUJ.

VERIF.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FABR.
CALID.

TÍTULO:

MATERIAL:

N.º DE DIBUJO

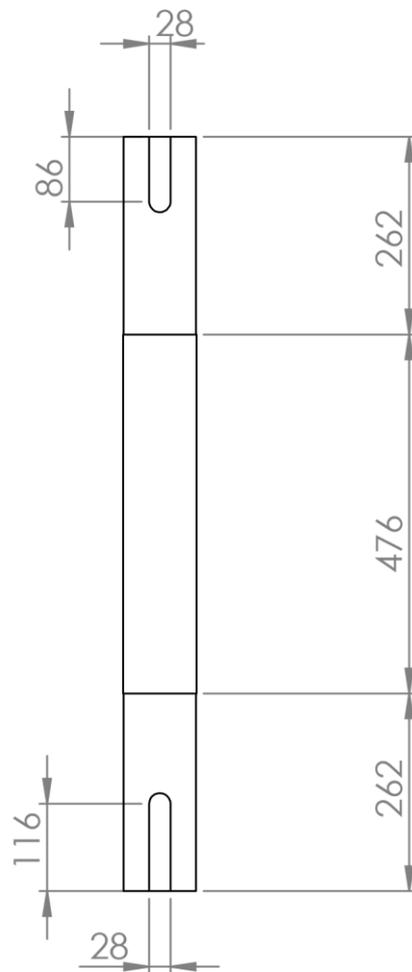
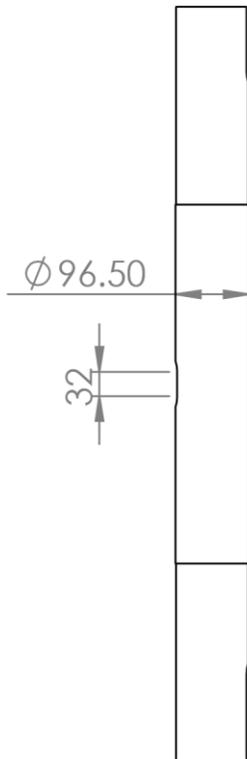
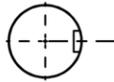
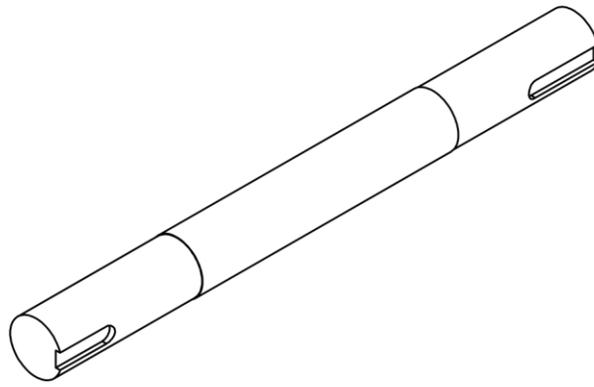
Rodete pelton

A4

PESO:

ESCALA: 1:5

HOJA 1 DE 1



NOMBRE	FIRMA	FECHA
$\phi 95$		

DIBUJ.

VERIF.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FABR.
CALID.

TÍTULO:

MATERIAL:

A4

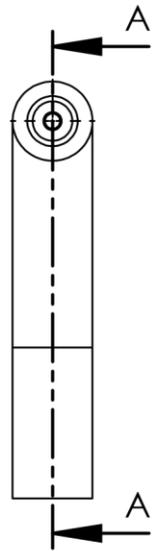
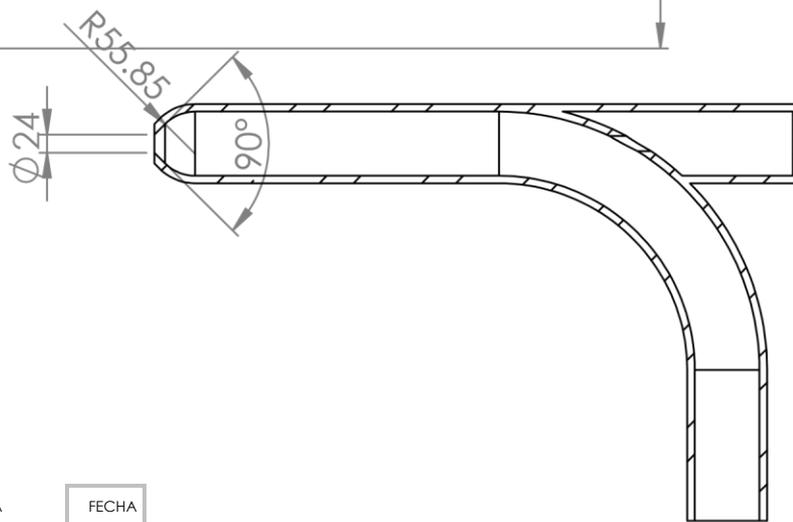
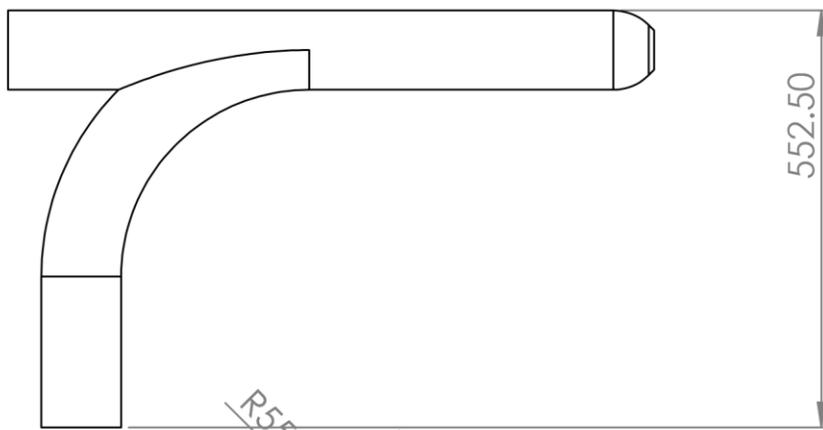
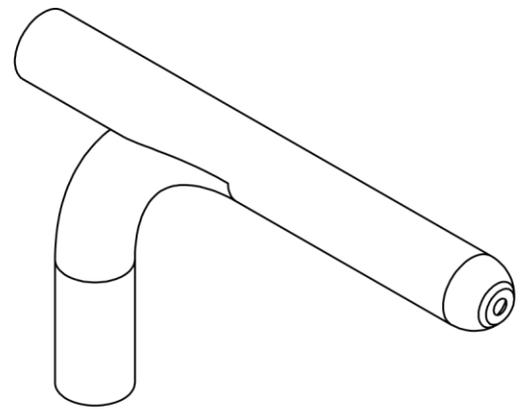
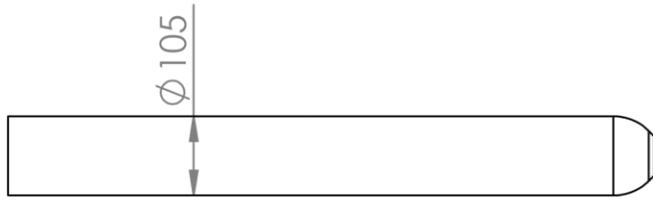
N.º DE DIBUJO

Eje

PESO:

ESCALA: 1:10

HOJA 1 DE 1



SECCIÓN A-A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
--	--------	-------	-------

DIBUJ.

VERIF.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FABR.
CALID.

TÍTULO:

MATERIAL:

N.º DE DIBUJO

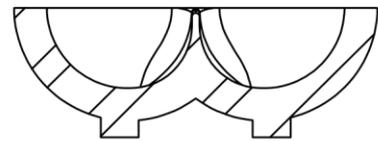
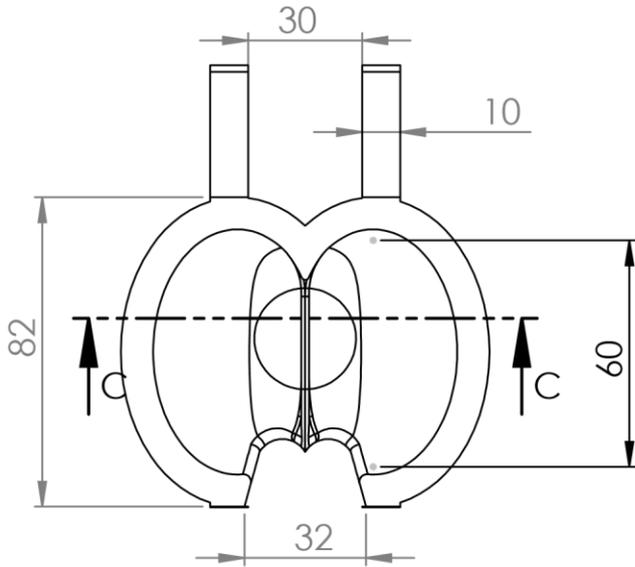
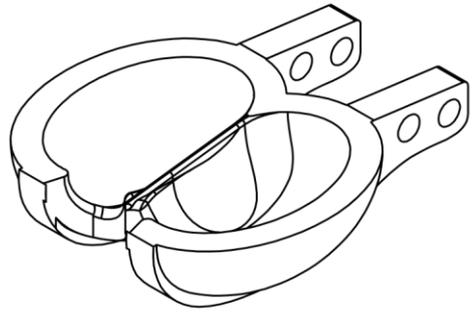
Inyector

A4

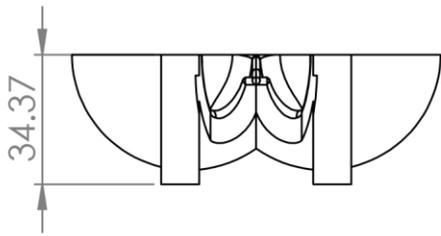
PESO:

ESCALA: 1:10

HOJA 1 DE 1



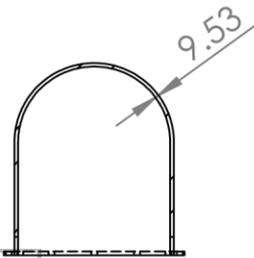
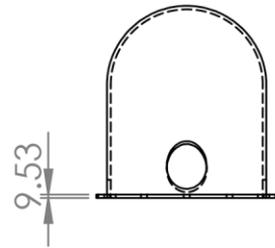
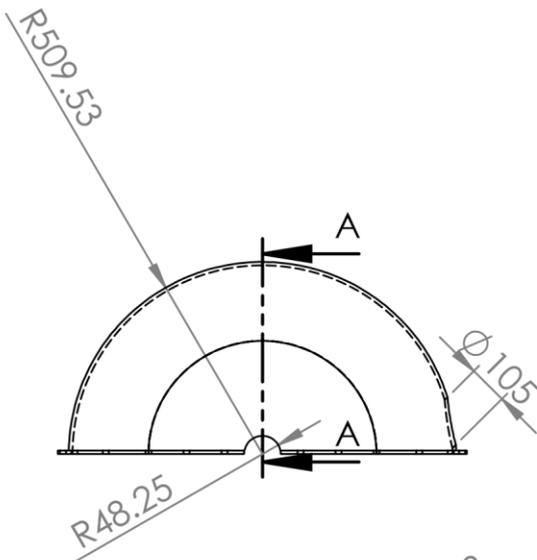
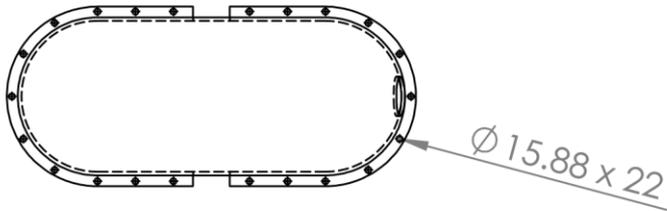
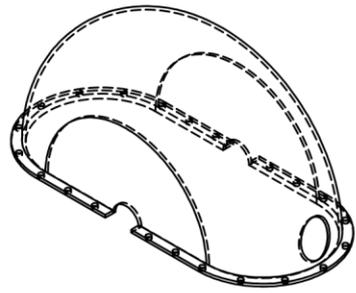
SECCIÓN C-C



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
	FABR. CALID.			
MATERIAL:			TÍTULO:	
			N.º DE DIBUJO	
			Cuchara pelton	
PESO:			ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1

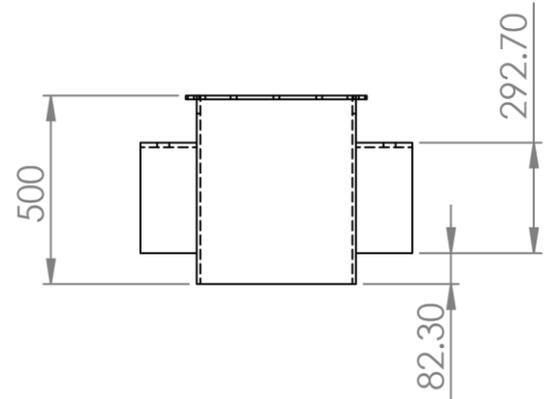
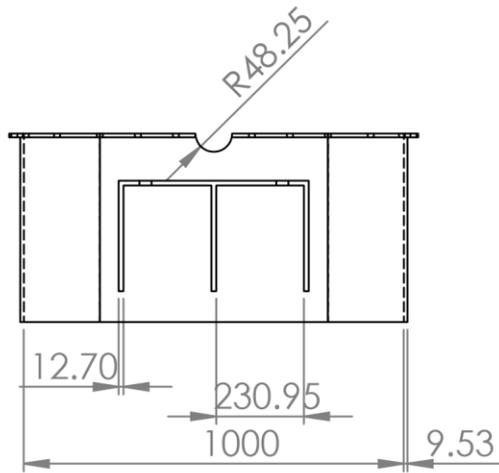
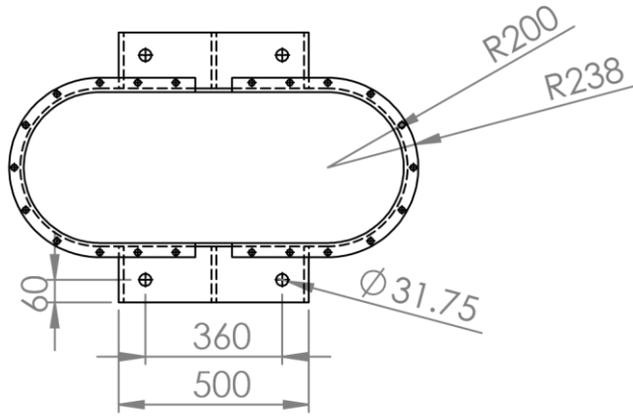
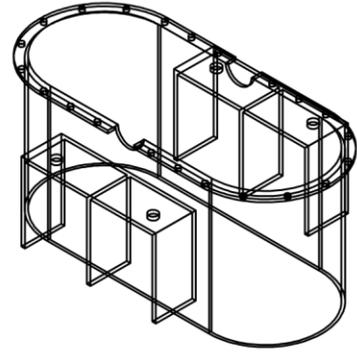
A4



SECCIÓN A-A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
	FABR. CALID.			
MATERIAL:			TÍTULO:	
			N.º DE DIBUJO	A4
			Carcaza superior	
PESO:		ESCALA: 1:20	HOJA 1 DE 1	



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
--	--------	-------	-------

DIBUJ.

VERIF.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FABR.
CALID.

TÍTULO:

MATERIAL:

A4

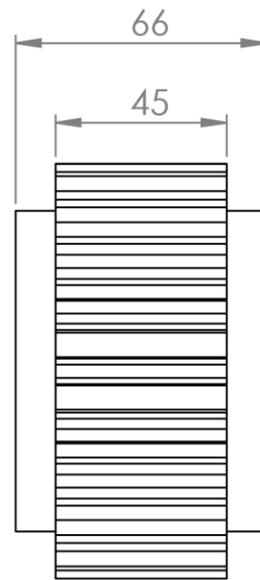
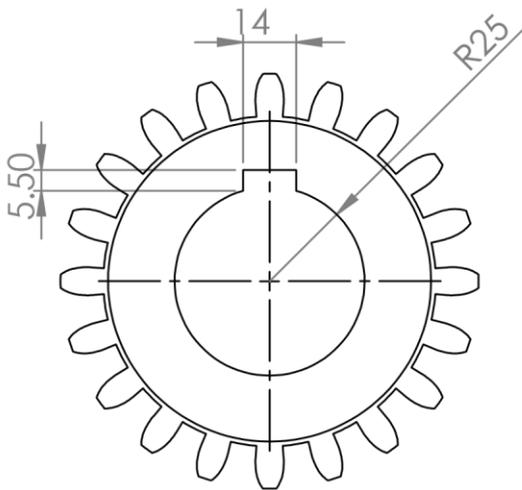
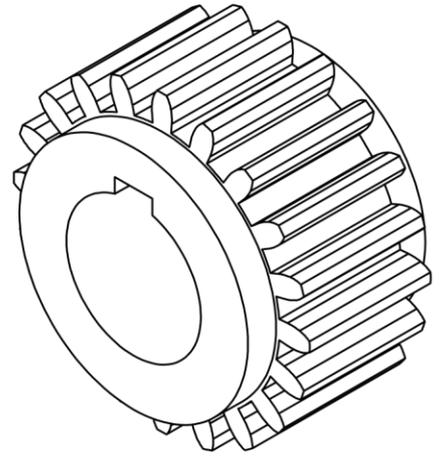
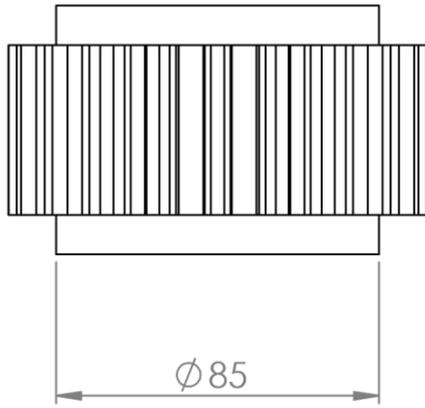
N.º DE DIBUJO

carcaza inferior

PESO:

ESCALA: 1:20

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA			
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUID.					
			MATERIAL:		
			PESO:		

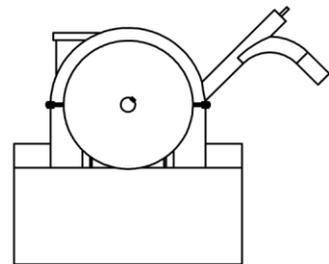
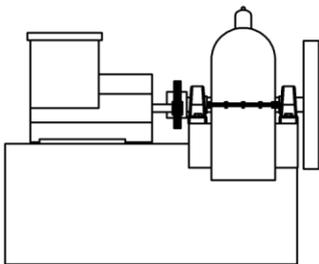
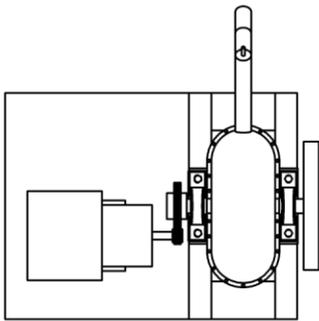
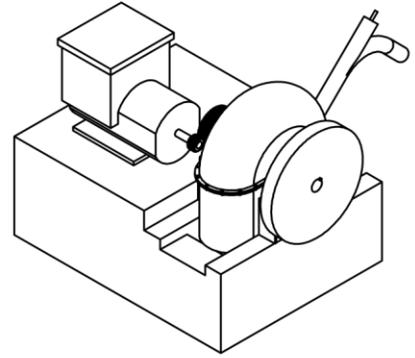
TÍTULO:

N.º DE DIBUJO

Engranaje conducido

ESCALA: 1:2

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUID.				MATERIAL:	
				PESO:	

TÍTULO:	
N.º DE DIBUJO	MINICENTRAL ENSAMBLE
ESCALA: 1:50	HOJA 1 DE 1