



# **UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**

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

TEMA:

DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UN  
PROTOTIPO COMERCIAL DE PICOCENTRAL  
HIDROELÉCTRICA ACCIONADA CON UNA TURBINA  
PELTON PARA EL ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS  
Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES DE LA  
UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN  
DEL TITULO DE INGENIERO  
ELECTROMECAÁNICO.

**AUTORES:**

Pablo Rolando Álvarez Merchán

Juan Carlos Cajilima Gonzales

**DIRECTOR:**

Ing. Andy Fabricio Vega León

Loja, Enero del 2012

**Ing. Andy Fabricio Vega León**

**DIRECTOR DE TESIS**

**CERTIFICA.**

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema fue *“Diseño simulación y construcción de un prototipo comercial de Pico-central Hidroeléctrica accionada con una turbina Pelton para el Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables de la Universidad Nacional de Loja”* previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: Pablo Rolando Alvarez Merchán y Juan Carlos Cajilima Gonzales, la misma que cumple con la reglamentación y las políticas de investigación por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, febrero de 2012

Ing. Andy Fabricio Vega León

**DIRECTOR DE TESIS**

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

La investigación, análisis y conclusiones del presente trabajo de tesis, les corresponden exclusivamente a sus autores y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja. Autorizamos al Área de la Energía, la Industria y los Recursos Naturales no Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería Electromecánica, hacer uso del presente documento en lo conveniente.

Pablo Rolando Alvarez Merchán

Autor

Juan Carlos Cajilima Gonzales

Autor

## **AGRADECIMIENTO**

El más sincero sentimiento de gratitud al grupo de docentes de la carrera de ingeniería electromecánica que participaron día a día en nuestra formación profesional, al Ing. Andy Fabricio Vega León, que supo dirigirnos de la mejor manera para llevar a cabo el presente proyecto de tesis. Y de una manera muy especial a la Universidad Nacional de Loja, por ser nuestra institución formadora de nuevos criterios y principios profesionales tanto como humanos.

## DEDICATORIAS

La vida de todo ser humano gira alrededor de una meta, de un objetivo definido, en este punto de mi vida se ve cristalizado uno de mis sueños más grandes.

Con gratitud y cariño dedico el presente trabajo a mis padres, quienes han sido una fuente inagotable de ayuda moral y espiritual para culminar esta etapa de mi vida. De la misma forma a mi abuelo Jorge Álvarez quien me ayudo con los gastos de la misma.

*Pablo Rolando Alvarez Merchán*

En la vida todo ser humano cumple etapas, hoy se ha cumplido una etapa muy importante de mi vida, la culminación de mis estudios universitarios.

Este trabajo dedico especialmente a mis padres y hermanos quienes han sido las personas que siempre me han brindado su apoyo durante todos los días de mi vida universitaria.

*Juan Carlos Cajilima Gonzales*

## RESUMEN

El presente proyecto de tesis comprende: *“Diseño simulación y construcción de un prototipo comercial de Pico-central Hidroeléctrica accionada con una turbina Pelton para el Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables de la Universidad Nacional de Loja”* teniendo como objetivos específicos: Diseñar y construir un prototipo de Pico-Central Hidroeléctrica con una turbina tipo Pelton para el AEIRNNR de la Universidad Nacional de Loja con fines comerciales, además se realizó una comprobación del diseño de los componentes mecánicos del equipo, utilizando un software (SOLIDWORKS), el mismo que arrojó varios valores como factores de seguridad, esfuerzos y deformaciones sobre el comportamiento real del sistema.

Cabe recalcar la importancia de este proyecto ya que produce un bajo impacto ambiental que se justifica mediante el aprovechamiento de una fuente natural de energía y por la no emisión de gases nocivos ni de consumibles contaminantes, que son de uso frecuente en equipos electrógenos.

## **SUMMARY**

The present thesis project understands: I "design simulation and construction of a commercial prototype of Pick-central Hydroelectric worked with a turbine Pelton for the Area of the Energy, the Industries and the Natural Resources not Renewable of the National University of Loja" having as specific objectives: To design and to build a prototype of Pick-central Hydroelectric with a turbine type Pelton for AEIRNNR of the National University of Loja with commercial ends, one also carries out a confirmation of the design of the mechanical components of the team, using a software (SOLIDWORKS), the same one that I throw several values as factors of security, efforts and deformations on the real behavior of the system.

It is necessary to emphasize the importance of this project since a first floor environmental impact that is justified by means of the use of a natural source of energy takes place and for the not emission of noxious gases neither of consumable pollutants that are of frequent use in teams electrógenos.

## CAPITULO I

### CENTRALES HIDROELECTRICAS

1.1.	Introducción.....	1
1.1.1.	Funcionamiento de la Turbina Pelton.....	1
1.1.2.	Accesorios de las Turbinas.....	1
1.2.	Rodete.....	2
1.3.	Alabes.....	4
1.4.	Distribuidor de la turbina.....	4
1.5.	Inyector.....	5
1.6.	Carcasa de la Turbina.....	6
1.7.	Cámara de descarga.....	7
1.8.	Eje de a Turbina.....	7
1.9.	Central Hidroeléctrica.....	7
1.9.1	Aprovechamiento de la energía hidráulica.....	8
1.9.2	Desvió del cauce del agua.....	9
1.9.3	Interceptación de la corriente del agua.....	9
1.10.	Características de una central hidroeléctrica.....	10
1.11.	Tipos de centrales hidroeléctricas.....	11
1.11.1	Según su concepción arquitectónica.....	11
1.11.1.1	Centrales al aire libre.....	11
1.11.1.2	Centrales en caverna.....	11
1.11.2	Según su régimen de flujo.....	11
1.11.2.1	Centrales a filo de agua servida.....	11
1.11.2.2	Centrales de embalse.....	12
1.11.2.3	Centrales de acumulación por bombeo.....	12
1.12.	Otros tipos de centrales Hidroeléctricas.....	13
1.12.1	Centrales Mareomotrices.....	13
1.12.2	Centrales mareomotrices sumergidas.....	13
1.12.3	Centrales que aprovechan el movimiento de las olas.....	13
1.13.	Modalidad de generación.....	13



1.14. Impactos ambientales.....	15
---------------------------------	----

## **CAPITULO II**

### **TURBINAS**

2.1 Turbina.....	17
2.2 Tipos de turbinas.....	18
2.2.1 Turbinas hidráulicas.....	18
2.3 Turbinas de acción.....	18
2.4 Turbinas Pelton.....	18
2.4.1 Funcionamiento.....	19
2.4.2 Aplicaciones.....	20
2.5 Turbinas de reacción.....	21
2.6 Turbinas Francis.....	22
2.7 Turbinas Kaplan.....	23
2.8 Turbinas Térmicas.....	24
2.9 Turbinas a vapor.....	24
2.10 Turbinas a gas.....	24
2.11 Turbinas a acción.....	25
2.12 Turbinas a reacción.....	25
2.13 Turbinas de alta presión.....	25
2.14 Turbinas de baja presión.....	25
2.15 Turbinas eólicas.....	25
2.16 Turbinas submarina.....	26

## **CAPITULO III**

### **Diseño y construcción**

#### **CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UNA TURBINA PELTON**

3.1. Introducción.....	27
3.2. Procesos de construcción.....	28

3.2.1. Construcción de la carcasa.....	28
3.2.2. Construcción del rodete.....	31
3.2.3. Construcción del inyector.....	34
3.2.4. Construcción del eje de la turbina.....	36
3.3. Diseño de la turbina.....	37
3.3.1. Altura neta del salto.....	40
3.3.2. Potencia generada.....	46
3.3.3. Número específico de revoluciones.....	47
3.3.4. Triangulo de velocidades.....	47
3.3.5. Proyecto del inyector.....	52
3.3.5.1 Geometría del inyector.....	52
3.3.6. Diámetro de salida de la tobera.....	53
3.3.7. Radio de curvatura del bulbo.....	55
3.3.7.1. Fuerza necesaria para mover la aguja.....	56
3.3.8. Rendimiento del inyector.....	58
3.3.9. Proyecto del rodete.....	58
3.3.9.1. Geometría de la cuchara pelton en función del diámetro de chorro.....	58
3.4. Forma de la cuchara.....	59
3.4.1. Geometría del rodete.....	62
3.4.2. Paso máximo y número de cucharas.....	64
3.4.3. Orientación de las cucharas en el rodete.....	70
3.5. Diseño mecánico de los componentes generales del rodete.....	73
3.5.1. Cálculo del diámetro mínimo de los pernos sujetadores de las cucharas.....	94
3.5.2. Geometría de la transmisión por bandas, número y el tipo de correas necesarias.....	96
3.5.3. Pruebas de la Turbina.....	104
3.5.4. Pruebas de simulación.....	106

## INDICE DE TABLAS

<b>Tabla No 1</b>	Datos obtenidos en el diseño.....	38
<b>Tabla No 2</b>	Rendimientos característicos para una etapa de transmisión.....	39
<b>Tabla N0 3</b>	Datos de diseño de la turbina.....	40
<b>Tabla No 4</b>	Valores de rugosidad absoluta (K) en mm.....	41
<b>Tabla No 5</b>	Valores de la turbina de presión.....	42
<b>Tabla No 6</b>	Perdidas de accesorios.....	45
<b>Tabla No 7</b>	Proporciones de la Tobera en función del diámetro.....	55
<b>Tabla No 8</b>	Dimensiones de los álabes en función del diámetro.....	60
<b>Tabla No 9</b>	Valores de ángulos $\beta_4$ en los álabes del rodete.....	61
<b>Tabla No 10</b>	Limite máximo y mínimo de la relación de diámetros.....	63
<b>Tabla No 11</b>	Variación del rendimiento total de la tubería Pelton con la relación de diámetros.....	64
<b>Tabla No 12</b>	Numero de álabes en función de la relación del diámetro del rodete / diámetro del chorro.....	69
<b>Tabla N0 13</b>	Ángulos de talonamiento recomendados $\gamma_o$ .....	72
<b>Tabla No 14</b>	Dimensiones de Chavetas.....	91

# INDICE DE FIGURAS

## CAPITULO I

### Centrales Hidroeléctricas

<b>Fig. 1</b>	Componentes de una turbina Pelton.....	2
<b>Fig. 2</b>	Esquema del rodete.....	3
<b>Fig. 3</b>	Rodete Pelton.....	3
<b>Fig. 4</b>	Detalles de un álabe.....	4
<b>Fig. 5</b>	Esquema de un distribuidor.....	5
<b>Fig. 6</b>	Inyector rectilíneo.....	5
<b>Fig. 7</b>	Carcaza de una turbina Pelton.....	6
<b>Fig. 8</b>	Conjunto de una turbina Pelton.....	7
<b>Fig. 9</b>	Central hidroeléctrica.....	8
<b>Fig. 10</b>	Presa hidroeléctrica proyecto hidroeléctrico Palomino.....	11
<b>Fig. 11</b>	Central hidroeléctrica Simón Bolívar Venezuela.....	12
<b>Fig. 12</b>	Turbina hidráulica y generador eléctrico.....	14

## CAPITULO II

### Turbinas

<b>Fig. 13</b>	Corte de un álabe en el diámetro Pelton.....	19
<b>Fig. 14</b>	Turbina vertical Pelton.....	21

<b>Fig. 15</b>	Primitiva turbina Francis.....	22
<b>Fig. 16</b>	Corte transversal de una turbina Kaplan.....	23

## **CAPITULO III**

### **Diseño y Construcción**

<b>Fig. 17</b>	Conjunto turbina Pelton.....	28
<b>Fig. 18</b>	Carcaza.....	29
<b>Fig. 19</b>	Tapa de carcaza.....	29
<b>Fig. 20</b>	Modelo del álabe de la turbina Pelton.....	31
<b>Fig. 21</b>	Plantillas de la geometría del álabe.....	31
<b>Fig. 22</b>	Rodete Pelton.....	33
<b>Fig. 23</b>	Componentes del inyector.....	34
<b>Fig. 24</b>	Inyector rectilíneo.....	35
<b>Fig. 25</b>	Eje de la turbina Pelton.....	36
<b>Fig. 26</b>	Diagrama de velocidades en la cuchara.....	49
<b>Fig. 27</b>	Velocidad absoluta de salida.....	51
<b>Fig. 28</b>	Tobera de una turbina Pelton.....	55
<b>Fig. 29</b>	Bulbo de l aguja del inyector.....	56
<b>Fig. 30</b>	Fuerza ejercida en el inyector.....	57
<b>Fig. 31</b>	Determinación de la geometría del álabe.....	60

<b>Fig. 32</b>	Álabe de la turbina Pelton.....	61
<b>Fig. 33</b>	Paso del álabe.....	65
<b>Fig. 34</b>	Orientación de los álabes en el rodete.....	72
<b>Fig. 35</b>	Ángulos básicos de incidencia, velocidades de entrada y salida del fluido en el álabe.....	75
<b>Fig. 36</b>	Velocidades de entrada y salida del fluido en el álabe.....	75
<b>Fig. 37</b>	Parámetros para determinación del torque de arranque.....	76
<b>Fig. 38</b>	Velocidades de entrada y salida del fluido en el álabe en movimiento.....	77
<b>Fig. 39</b>	Parámetros para determinación del torque nominal.....	78
<b>Fig. 40</b>	Diagrama para la selección de perfil de correa.....	81
<b>Fig. 41</b>	Diagrama de geometría y cargas del eje de la turbina.....	84
<b>Fig. 42</b>	Diagrama de momentos flectores y cargas en el eje de la turbina.....	86
<b>Fig. 43</b>	Diagrama general del eje principal de la turbina.....	89
<b>Fig. 44</b>	Diagrama para análisis de longitud de chavetas.....	92
<b>Fig. 45</b>	Diagrama para análisis de diámetro de pernos.....	95
<b>Fig. 46</b>	Diagrama de transmisión por bandas y fuerza tangencial.....	97
<b>Fig. 47</b>	Sección de las correas trapecoidales tipo A.....	98
<b>Fig. 48</b>	Sección de los canales de las poleas.....	99
<b>Fig. 49</b>	Esquema representativo para el ángulo de garganta en correas tipo A.....	99

<b>Fig. 50</b>	Desplazamiento total del álabe bajo acción de la carga.....	104
<b>Fig. 51</b>	Esfuerzos producidos en los álabes bajo acción de la carga.....	105

## **SIMBOLOGIA**

<b>Nq y Ns</b>	Número específico de revoluciones
<b>H</b>	Salto neto
<b>Q</b>	Caudal
<b><math>\eta</math></b>	Rendimiento
<b>F</b>	Frecuencia
<b>G</b>	Gravedad
<b>Pr</b>	Potencia al freno
<b>D</b>	Diámetro de la tubería
<b>L</b>	Longitud de la tubería
<b>Hg</b>	Altura bruta
<b>Hf</b>	Perdidas de carga en la tubería
<b>A</b>	Área
<b>Re</b>	Número de Reynolds
<b>Ht</b>	Pérdidas por turbulencias
<b>Hp</b>	Pérdidas de carga total
<b>Hn</b>	Altura neta
<b>P</b>	Potencia
<b>C1</b>	Velocidad de entrada del chorro
<b>Kc</b>	Coefficiente de velocidad que se estima entre 0.97 y 0.98



<b>Ku</b>	Coeficiente de velocidad tangencial su valor varia entre 0.44 y 0.48
<b><math>\alpha_2</math></b>	Angulo formado por la velocidad absoluta y la velocidad tangencial
<b>U2</b>	Velocidad tangencial
<b>Kf</b>	Coeficiente de velocidad relativa estimado en un 0.98
<b>Nh</b>	Eficiencia Hidráulica
<b>do</b>	Diámetro de la sección del chorro
<b>Qn</b>	Caudal Nominal
<b><math>\bar{d}</math></b>	Diámetro de la salida de la tobera
<b>Fh</b>	Fuerza necesaria para mover la aguja
<b>Nd</b>	Rendimiento del inyector
<b>Dp</b>	Diámetro Pelton
<b>Da</b>	Diámetro de la Circunferencia
<b><math>\theta</math></b>	Paso máximo
<b><math>\lambda</math></b>	Distancia entre el diámetro de paso del rodete y el diámetro máximo del álabe
<b>K</b>	Regulación existente entre los diámetros de paso del chorro
<b><math>\phi</math></b>	Angulo comprendido entre el centro del rodete y punto máximo de salida del chorro.
<b><math>\Psi</math></b>	Angulo comprendido entre la aresta le álabe y el punto máximo de la salida del chorro.

<b>t</b>	Paso máximo medido en la circunferencia
<b>Z</b>	Número de cucharas
<b>Kp</b>	Factor que define el paso real del álabe
<b>Ku</b>	Coefficiente de la velocidad angular
<b>T</b>	Torque
<b>Ft</b>	Fuerza tangencial
<b>Ss</b>	Esfuerzo permisible
<b>Cp</b>	Capacidad de Potencia

**Todos los coeficientes fueron obtenidos del libro MATAIX. C. Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, 2da edición México: editorial del castillo, 1982.**

# CAPÍTULO I

## CENTRALES HIDROELECTRICAS

### 1.1 INTRODUCCIÓN

#### TURBINAS PELTON

Las turbinas Pelton, se conocen como turbinas de presión por ser ésta constante en la zona del rodete, de chorro libre, de impulsión, o de admisión parcial por ser atacada por el agua sólo una parte de la periferia del rodete. Así mismo entran en la clasificación de turbinas **tangenciales** y turbinas de **acción**.

#### 1.1.1 Funcionamiento de la turbina

##### *Principio de funcionamiento de las turbinas Pelton.*

La energía potencial gravitatoria del agua embalsada, o energía de presión, se convierte, prácticamente sin pérdidas, en energía cinética, al salir el agua a través del inyector en forma de chorros libres, a una velocidad que corresponde a toda la altura del salto útil, se dispone de la máxima energía cinética en el momento en que el agua incide tangencialmente sobre el rodete, empujando a los alabes, obteniéndose el trabajo mecánico deseado.

Las formas cóncavas de los alabes hacen cambiar la dirección del chorro de agua, saliendo éste, ya sin energía apreciable, por los bordes laterales, sin ninguna incidencia posterior sobre los alabes. De este modo, el chorro de agua transmite su energía cinética al rodete, donde queda transformada instantáneamente en energía mecánica.

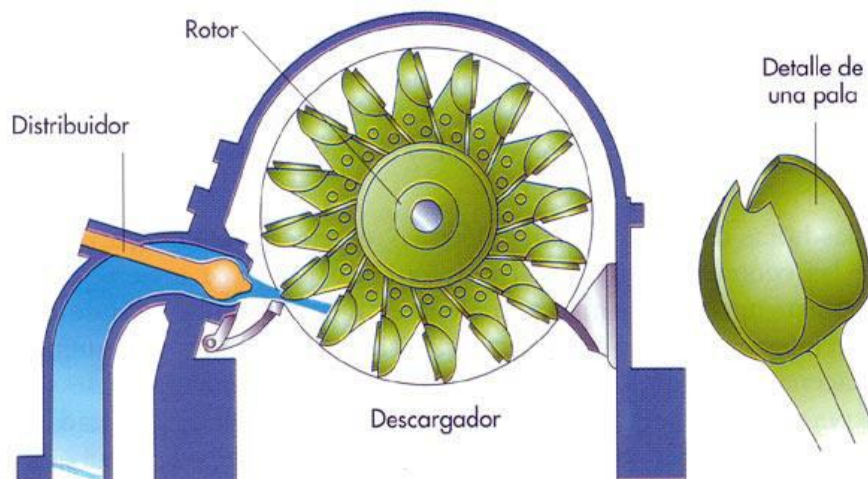
La válvula de aguja, gobernada por el regulador de velocidad, cierra más o menos el orificio de salida de la tobera o inyector, consiguiendo modificar el caudal de agua que fluye por ésta, al objeto de mantener constante la velocidad del rodete,

evitándose embalamiento o reducción del número de revoluciones del mismo, por disminución o aumento respectivamente de la carga solicitada al generador.

La arista que divide al alabe en dos partes simétricas, corta al chorro de agua, seccionándolo en dos láminas de fluido, teóricamente del mismo caudal, precipitándose cada una hacia la concavidad correspondiente. Tal disposición permite contrarrestar mutuamente los empujes axiales que se originan en el rodete, equilibrando presiones sobre el mismo.

### 1.1.2 Accesorios de las turbinas

El elemento principal de toda turbina hidráulica es el rodete mismo. Sin embargo, el rodete por sí solo no puede hacer mucho, requiere de ciertos accesorios, ya sea para la distribución, direccionamiento, control etc.

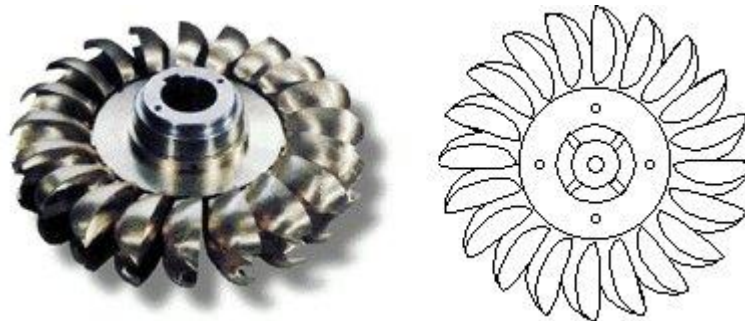


**Fig. 1. Componentes de una turbina Pelton.**

## 1.2 RODETE

Costa de una rueda con cucharas alrededor, a las que podemos llamar también alabes, sobre las que actúa el chorro inyector. Como se observa en la figura 2, el tamaño y número de alabes dependen de las características de la instalación y de la velocidad específica  $n_s$ . Cuanto menor sea el caudal y mayor la altura del salto, menor

será el diámetro del chorro. Las dimensiones de los alabes vienen ligadas directamente por el diámetro del chorro.



**Fig. 2. Esquema del rodete**

Cada vez que va a entrar un alabe en el campo de acción del chorro sufriría un rechazo, por lo que a esta se le practica un hueco de aproximadamente un 10% mayor a diámetro del chorro. Un alabe tiene forma elíptica dividida por una cresta afilada en dos partes simétrica. Al estar dividido en dos la componente axial de la fuerza se contrarresta y de esta forma no sufren los cojinetes. La longitud del alabe es de 2.1 veces el diámetro del chorro y la anchura del alabe es de 2.5 veces el mismo diámetro.

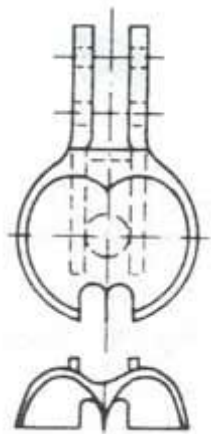


**Fig. 3. Rodete Pelton**

### 1.3 ÁLABES

También llamados, cucharas, son piezas de bronce o de acero especial para evitar, dentro de lo posible, las corrosiones y cavitaciones, concepto este último que será tratado convenientemente.

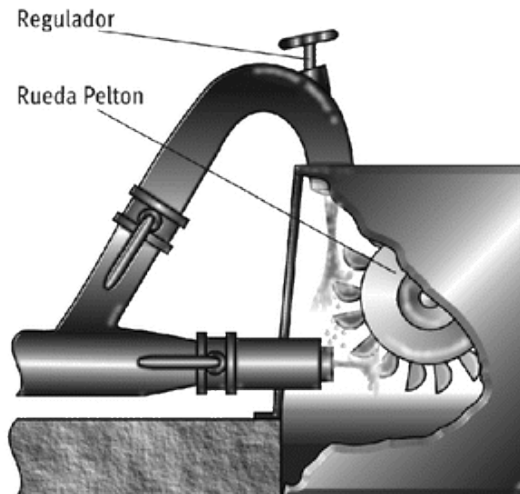
Están diseñados para recibir el empuje directo del chorro de agua. Su forma es similar a la de una doble cuchara, con una arista interior lo más afilada posible y situada centralmente en dirección perpendicular hacia el eje, de modo que divide al alabe en dos partes simétricas de gran concavidad cada una, siendo sobre dicha arista donde incide el chorro de agua.



**Fig. 4. Detalles de un alabe**

### 1.4 DISTRIBUIDOR DE LA TURBINA

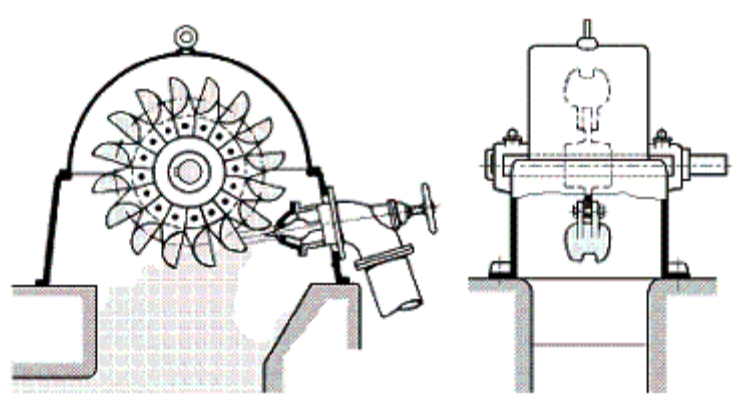
Está constituido por uno o varios equipos de inyección de agua. Cada uno de dichos equipos, formado por determinados elementos mecánicos, tiene como misión dirigir, convenientemente, un chorro de agua, cilíndrico y de sección uniforme, que se proyecta sobre el rodete, así como también, regular el caudal preciso que ha de fluir hacia dicho rodete.



**Fig. 5 Esquema de un distribuidor.**

## 1.5 INYECTOR

El inyector es una tobera diseñada para reducir hasta los valores deseados el caudal, y con ello las pérdidas de carga en la conducción. Las pérdidas de carga se producen por la fricción (rozamiento) del fluido con la superficie de la tubería de conducción forzada. Las pérdidas de carga dependen de la naturaleza de las paredes internas de dicha conducción, del caudal, de la sección y de la longitud de las mismas. A mayor caudal o menor sección (aumento de la velocidad del fluido) aumentan las pérdidas de carga. A mayor longitud de la tubería mayor son dichas pérdidas. Si el caudal se hace cero la pérdida de carga desaparece.



**Fig. 6. Inyector rectilíneo.**

Este dispositivo contiene una aguja de cierre, cuyo movimiento disminuye o aumenta la apertura de la boquilla y con esto el caudal. Se puede construir de acero inoxidable al níquel, esmerilada y pulida para reducir el rozamiento. El movimiento de esta aguja se logra mediante un mecanismo de control.

Cuando disminuye la carga, hay que actuar sobre el caudal más rápidamente de lo que interesa a efectos del golpe de ariete. Un cierre rápido puede provocar una situación desastrosa. Para ello cada inyector lleva incorporado un deflector que intercepta el chorro inmediatamente parcial o totalmente, cerrando la aguja más lentamente y así no crear el golpe de ariete.

Cabe señalar que el inyector cuenta con un *deflector* el cual desvía al chorro. Esto es muy útil en los casos en el cual ocurra una falla en el generador. Esta falla se traduce en una violenta aceleración de la turbina, pudiendo ésta entrar en resonancia y destruirse. El deflector desviaría el chorro, ayudando así a disminuir la velocidad del rodete.

## 1.6 CARCASA DE LA TURBINA

Es la envoltura metálica que cubre los inyectores, rodete y otros elementos mecánicos de la turbina.



**Fig. 7. Carcasa de una turbina Pelton.**

Su misión consiste en evitar que el agua salpique al exterior cuando, después de incidir sobre los alabes, abandona a éstos.



Dispone de un equipo de sellado, en las zonas de salida del eje, a fin de eliminar fugas de agua. Puede estar formado por un laberinto metálico dotado de drenajes, o bien por juntas de estanqueidad, prensaestopas, etc.



**Fig. 8. Conjunto de una turbina Pelton.**

## **1.7 CAMARA DE DESCARGA**

Se entiende como tal la zona por donde cae el agua libremente hacia el desagüe, después de haber movido al rodete. También se conoce como tubería de descarga.

## **1.8 EJE DE LA TURBINA**

Rígidamente unido al rodete, y situado adecuadamente sobre cojinetes debidamente lubricados, transmite el movimiento de rotación al eje del generador. El número de cojinetes instalados así como su función, radial o radial-axial, depende de las características de cada grupo.

## 1.9 CENTRAL HIDROELÉCTRICA

En una central hidroeléctrica se utiliza energía hidráulica para la generación de energía eléctrica, son el resultado actual de la evolución de los antiguos molinos que aprovechaban la corriente de los ríos para mover una rueda. En general, estas centrales aprovechan la energía potencial que posee la masa de agua de un cauce natural en virtud de un desnivel, también conocido como salto geodésico. Fig. 9.

El agua en su caída entre 2 niveles del cauce se hace pasar por una turbina hidráulica la cual transmite la energía a un generador donde se transforma en energía eléctrica.



Fig. 9. a) Central Hidroeléctrica

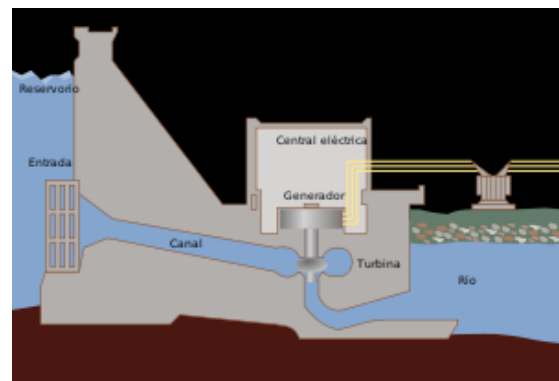


fig. 9. b) Corte transversal de una represa hidroeléctrica

### 1.9.1 Aprovechamiento de la energía hidráulica

Los antiguos aprovechaban ya la energía del agua; utilizaban ruedas hidráulicas para moler trigo. Sin embargo, la posibilidad de emplear esclavos y animales de carga retrasó su aplicación generalizada hasta el siglo XII. Durante la edad media, las enormes ruedas hidráulicas de madera desarrollaban una potencia máxima de cincuenta caballos. La energía hidroeléctrica debe su mayor desarrollo al ingeniero civil británico John Smeaton, que construyó por vez primera grandes ruedas hidráulicas de hierro colado. La hidroelectricidad tuvo mucha importancia durante la Revolución Industrial. Impulsó a las industrias textiles y del cuero y los talleres de construcción de máquinas a principios del siglo XIX. Aunque las máquinas de vapor ya estaban perfeccionadas, el carbón era escaso y la madera poco satisfactoria como combustible. La energía hidráulica ayudó al

crecimiento de las nuevas ciudades industriales que se crearon en Europa y América hasta la construcción de canales a mediados del siglo XIX, que proporcionaron carbón a bajo precio. Las presas y los canales eran necesarios para la instalación de ruedas hidráulicas sucesivas cuando el desnivel era mayor de cinco metros. La construcción de grandes presas de contención todavía no era posible; el bajo caudal de agua durante el verano y el otoño, unido a las heladas en invierno, obligaron a sustituir las ruedas hidráulicas por máquinas de vapor en cuanto se pudo disponer de carbón.

Las formas más frecuentemente utilizadas para explotar la energía hidráulica son:

### **1.9.2 Desvío del cauce del agua.**

El principio fundamental de esta forma de aprovechamiento hidráulico de los ríos se basa en el hecho de que la velocidad del flujo de estos es básicamente constante a lo largo de su cauce, el cual siempre es descendente. Este hecho revela que la energía potencial no es íntegramente convertida en cinética como sucede en el caso de una masa en caída libre, la cual se acelera, sino que ésta es invertida en las llamadas pérdidas, es decir, la energía potencial se "pierde" en vencer las fuerzas de fricción con el suelo, en el transporte de partículas, en formar remolinos, etc... Entonces esta energía potencial podría ser aprovechada si se pueden evitar las llamadas pérdidas y hacer pasar al agua a través de una turbina. El conjunto de obras que permiten el aprovechamiento de la energía anteriormente mencionada reciben el nombre de central hidroeléctrica o Hidráulica.

El balance de energía arriba descrito puede ser ilustrado mejor a través del principio de Bernoulli

### **1.9.3 Interceptación de la corriente del agua.**

Este método consiste en la construcción de una presa de agua que retenga el cauce de agua causando un aumento del nivel del río en su parte anterior a la presa de agua, el cual podría eventualmente convertirse en un embalse. El dique establece una corriente de agua no uniforme y modifica la forma de la superficie de agua libre del río

antes y después de éste, que toman forma de las llamadas curvas de remanso. El establecimiento de las curvas de remanso determinan un nuevo salto geodésico aprovechable de agua.

## **1.10 CARACTERÍSTICAS DE UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA.**

Las dos características principales de una central hidroeléctrica, desde el punto de vista de su capacidad de generación de electricidad son:

- La potencia: que está en función del desnivel existente entre el nivel medio del embalse y el nivel medio de las aguas debajo de la central, y del caudal máximo turbinable, además de las características de las turbinas y de los generadores usados en la transformación.
- La energía: garantizada en un lapso de tiempo determinado, generalmente un año, que está en función del volumen útil del embalse, y de la potencia instalada.

La potencia de una central puede variar desde unos pocos MW (megavatios), como en el caso de las mini centrales hidroeléctricas, hasta 14.000 MW como en Paraguay y Brasil donde se encuentra la segunda mayor central hidroeléctrica del mundo (la mayor es la Presa de las Tres Gargantas, en China, con una potencia de 22.500 MW), la Itaipú que tiene 20 turbinas de 700 MW cada una.

Las centrales hidroeléctricas y las centrales térmicas (que usan combustibles fósiles) producen la energía eléctrica de una manera muy similar. En ambos casos la fuente de energía es usada para impulsar una turbina que hace girar un generador eléctrico, que es el que produce la electricidad. Una Central térmica usa calor para, a partir de agua, producir el vapor que acciona las paletas de la turbina, en contraste con la planta hidroeléctrica, la cual usa la fuerza del agua directamente para accionar la turbina.

Un ejemplo de estas es el Proyecto Hidroeléctrico Palomino (figura 10), ubicado en las inmediaciones de los municipios de Padre Las Casas, Provincia Azua y Bohechio, Provincia San Juan, República Dominicana, el proyecto hidroeléctrico Palomino le

ahorrará al País alrededor de 400 mil barriles de petróleo al año que, a la tasa actual, representa 60 millones de dólares por ahorro de la factura petrolera.



**Fig. 10. Presa hidroeléctrica, Proyecto Hidroeléctrica Palomino.**

## **1.11 TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.**

### **1.11.1 Según su concepción arquitectónica**

#### **1.11.1.1 Centrales al aire libre**

Al pie de las presa, o relativamente alejadas de esta, están conectadas por medio de una tubería en presión.

#### **1.11.1.2 Centrales en caverna**

Generalmente conectadas al embalse por medio de túneles, tuberías en presión, o por la combinación de ambas.

### **1.11.2 Según su régimen de flujo.**

#### **1.11.2.1 Centrales a filo de agua servida.**

También denominadas centrales de filo de agua o de pasada, utilizan parte del flujo de un río para generar energía eléctrica. Operan en forma continua porque no tienen capacidad para almacenar agua, no disponen de embalse. Turbinan el agua disponible en el momento, limitadamente a la capacidad instalada. En estos casos las

turbinas pueden ser de eje vertical, cuando el río tiene una pendiente fuerte u horizontal cuando la pendiente del río es baja.

### 1.11.2.2 Centrales de embalse.

Es el tipo más frecuente de central hidroeléctrica. Utilizan un embalse para reservar agua e ir graduando el agua que pasa por la turbina (como ejemplo figura 11). Es posible generar energía durante todo el año si se dispone de reservas suficientes. Requieren una inversión mayor.



Fig. 11. Central hidroeléctrica Simón Bolívar Venezuela.

### 1.11.2.3 Centrales de acumulación por bombeo.

Una central hidroeléctrica reversible es una central hidroeléctrica que además de poder transformar la energía potencial del agua en electricidad, tiene la capacidad de hacerlo a la inversa, es decir, aumentar la energía potencial del agua (por ejemplo subiéndola a un embalse) consumiendo para ello energía eléctrica. De esta manera puede utilizarse como un método de almacenamiento de energía (una especie de batería gigante). Están concebidas para satisfacer la demanda energética en horas pico y almacenar energía en horas valle.

Aunque lo habitual es que estas centrales turbinen/bombeen el agua entre dos embalses a distinta altura, existe un caso particular llamado **centrales de bombeo puro** donde el embalse superior se sustituye por un gran depósito cuya única aportación de agua es la que se bombea del embalse inferior.

## **1.15 OTROS TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS**

### **1.15.1 Centrales Mareomotrices.**

Utilizan el flujo y reflujos de las mareas. Pueden ser ventajosas en zonas costeras donde la amplitud de la marea es amplia, y las condiciones morfológicas de la costa permiten la construcción de una presa que corta la entrada y salida de la marea en una bahía. Se genera energía tanto en el momento del llenado como en el momento del vaciado de la bahía.

### **1.15.2 Centrales mareomotrices sumergidas.**

Utilizan la energía de las corrientes submarinas. En 2002, en Gran Bretaña se implementó la primera de estas centrales a nivel experimental.

### **1.15.3 Centrales que aprovechan el movimiento de las olas**

Este tipo de central es objeto de investigación desde la década de los 80. A inicios de agosto de 1995, el "Ocean Swell Powered Renewable Energy (OSPREY)" construyó la primera central que utiliza la energía de las olas en el norte de Escocia. La potencia de esta central es de 2 MW. Lamentablemente fue destruida un mes más tarde por un temporal.

Los tipos de turbinas que hay son Francis, Turgo, Kaplan y Pelton. Para la transformación de la energía mecánica en energía eléctrica.

## **1.16 MODALIDAD DE GENERACIÓN**

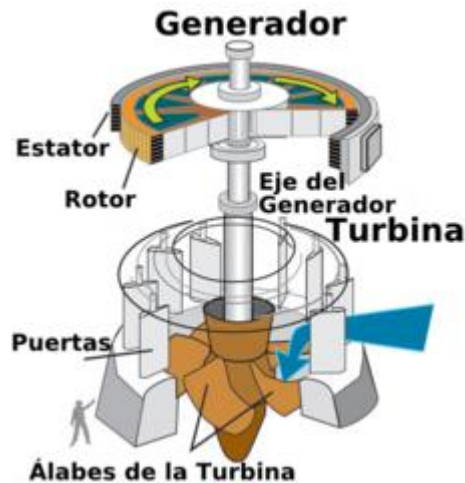
El tipo de funcionamiento de una central hidroeléctrica puede variar a lo largo de su vida útil. Las centrales pueden operar en régimen de:

- generación de energía de base;
- generación de energía en períodos de punta. Estas a su vez se pueden dividir en:
  - centrales tradicionales;
  - centrales reversibles o de bombeo.

La demanda de energía eléctrica de una ciudad, región, o país, tiene una variación a lo largo del día. Esta variación es función de muchos factores, entre los que se destacan:

- tipos de industrias existentes en la zona, y turnos que estas realizan en su producción;
- tipo de cocina doméstica que se utiliza más frecuentemente;
- tipo de calentador de agua que se permite utilizar;
- la estación del año;
- la hora del día en que se considera la demanda.

La generación de energía eléctrica debe seguir la curva de demanda, así, a medida que aumenta la potencia demandada deberá incrementarse el caudal turbinado, o iniciar la generación con unidades adicionales, en la misma central, e incluso iniciando la generación en centrales reservadas para estos períodos.



**Fig. 12. Turbina hidráulica y generador eléctrico.**



## **1.17 IMPACTOS AMBIENTALES**

Los impactos ambientales de los proyectos hidroeléctricos son siempre significativos. Sin embargo existen muchos factores que influyen en la necesidad de aplicar medidas de prevención en todo, principalmente:

La construcción y operación de la represa y el embalse constituyen la fuente principal de impactos del proyecto hidroeléctrico. Los proyectos de las represas de gran alcance pueden causar cambios ambientales irreversibles, en una área geográfica muy extensa; por eso, tienen el potencial de causar impactos importantes. Ha aumentado la crítica de estos proyectos durante la última década. Los críticos más severos sostienen que los costos sociales, ambientales y económicos de estas represas pesan más que sus beneficios y que, por lo tanto, no se justifica la construcción de las represas grandes. Otros mencionan que, en algunos casos, los costos ambientales y sociales pueden ser evitados o reducidos a un nivel aceptable, si se evalúan, cuidadosamente, los problemas potenciales y se implantan medidas correctivas que son costosas.

Algunas presas presentan fallos o errores de construcción como es el caso de la Presa Sabaneta ubicada en La Provincia San Juan, República Dominicana. Esta presa ha presentado grandes inconvenientes en las temporadas ciclónicas pasadas, producto de su poca capacidad de desagüe y también a que sus dos vertederos comienzan a operar después que el embalse está lleno.

El área de influencia de una represa se extiende desde los límites superiores del embalse hasta los esteros y las zonas costeras y costa afuera, e incluyen el embalse, la represa y la cuenca del río, aguas abajo de la represa. Hay impactos ambientales directos asociados con la construcción de la represa (p.ej., el polvo, la erosión, problemas con el material prestado y de los desechos), pero los impactos más importantes son el resultado del embalse del agua, la inundación de la tierra para formar el embalse, y la alteración del caudal de agua, aguas abajo. Estos efectos ejercen impactos directos en los suelos, la vegetación, la fauna y las tierras silvestres, la pesca, el clima y la población humana del área.

Los efectos indirectos de la represa incluyen los que se asocian con la construcción, el mantenimiento y el funcionamiento de la represa (p.ej., los caminos de acceso, los campamentos de construcción, las líneas de transmisión de energía) y el desarrollo de las actividades agrícolas, industriales o municipales que posibilita la represa.

Además de los efectos directos e indirectos de la construcción de la represa sobre el medio ambiente, se deberán considerar los efectos del medio ambiente sobre la represa. Los principales factores ambientales que afectan el funcionamiento y la vida de la represa son aquellos que se relacionan con el uso de la tierra, el agua y los otros recursos en las áreas de captación aguas arriba del reservorio (p.ej., la agricultura, la colonización, el desbroce del bosque) que pueden causar una mayor acumulación de limos, y cambios en la cantidad y calidad del agua del reservorio y del río. Se tratan estos aspectos en los estudios de ingeniería.

# CAPÍTULO II

## TURBINAS

### 2.1 TURBINA

Turbina es el nombre genérico que se da a la mayoría de las turbo máquinas motoras. Éstas son máquinas de fluido, a través de las cuales pasa un fluido en forma continua y éste le entrega su energía a través de un rodete con paletas o álabes.

Es un motor rotativo que convierte en energía mecánica la energía de una corriente de agua, vapor de agua o gas. El elemento básico de la turbina es la rueda o rotor, que cuenta con palas, hélices, cuchillas o cubos colocados alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento produce una fuerza tangencial que impulsa la rueda y la hace girar. Esta energía mecánica se transfiere a través de un eje para proporcionar el movimiento de una máquina, un compresor, un generador eléctrico o una hélice.

Las turbinas constan de una o dos ruedas con paletas, denominadas rotor y estátor, siendo la primera la que, impulsada por el fluido, arrastra el eje en el que se obtiene el movimiento de rotación.

Hasta el momento, la turbina es uno de los motores más eficientes que existen (alrededor del 50%) con respecto a los motores de combustión interna y hasta algunos eléctricos.

El término turbina suele aplicarse también, por ser el componente principal, al conjunto de varias turbinas conectadas a un generador para la obtención de energía eléctrica.

## **2.2 TIPOS DE TURBINAS.**

### **2.2.1 Turbinas hidráulicas.**

Son aquéllas cuyo fluido de trabajo no sufre un cambio de densidad considerable a través de su paso por el rodete o por el estator; éstas son generalmente las turbinas de agua, que son las más comunes, pero igual se pueden modelar como turbinas hidráulicas a los molinos de viento o aerogeneradores.

### **2.3 TURBINAS DE ACCIÓN.**

Son aquellas en que el fluido no sufre ningún cambio de presión a través de su paso por el rodete. La presión que el fluido tiene a la entrada en la turbina se reduce hasta la presión atmosférica en la corona directriz, manteniéndose constante en todo el rodete. Su principal característica es que carecen de tubería de aspiración. La principal turbina de acción es la Turbina Pelton, cuyo flujo es tangencial. Se caracterizan por tener un número específico de revoluciones bajo ( $n_s \leq 30$ ). El distribuidor en estas turbinas se denomina inyector.

### **2.4 TURBINAS PELTÓN.**

Una turbina Pelton es uno de los tipos más eficientes de turbina hidráulica. Es una turbo máquina motora, de flujo transversal, admisión parcial y de acción. Consiste en una rueda (rodete o rotor) dotada de cucharas en su periferia, las cuales están especialmente realizadas para convertir la energía de un chorro de agua que incide sobre las cucharas.

Las turbinas Pelton están diseñadas para explotar grandes saltos hidráulicos de bajo caudal. Las centrales hidroeléctricas dotadas de este tipo de turbina cuentan, la mayoría de las veces, con una larga tubería llamada galería de presión para transportar al fluido desde grandes alturas, a veces de hasta más de doscientos metros. Al final de la

galería de presión se suministra el agua a la turbina por medio de una o varias válvulas de aguja, también llamadas inyectores, los cuales tienen forma de tobera para aumentar la velocidad del flujo que incide sobre las cucharas.

### 2.4.1 Funcionamiento

La tobera o inyector lanza directamente el chorro de agua contra la serie de paletas en forma de cuchara montadas alrededor del borde de una rueda, el doble de la distancia entre el eje de la rueda y el centro del chorro de agua se denomina diámetro Pelton. El agua acciona sobre las cucharas intercambiando energía con la rueda en virtud de su cambio de cantidad de movimiento, que es casi de  $180^\circ$ . Obsérvese en la figura anexa un corte de una pala en el diámetro Pelton; el chorro de agua impacta sobre la pala en el medio, es dividido en dos, los cuales salen de la pala en sentido casi opuesto al que entraron, pero jamás puede salir el chorro de agua en dirección de  $180^\circ$  ya que si fuese así el chorro golpearía a la pala sucesiva y habría un efecto frenante. La sección de entrada del fluido a la cuchara se denomina 1, así como 2 a la sección de salida.

El estudio analítico de la interacción agua-pala puede ser sumamente complicado debido al desplazamiento relativo entre la pala y el chorro de agua. Por otro lado se simplifica el estudio de las turbinas Pelton a la sección cilíndrica del diámetro Faubert.

Así la energía convertida por unidad de masa de agua está dada por la ley de Euler de las turbo máquinas:

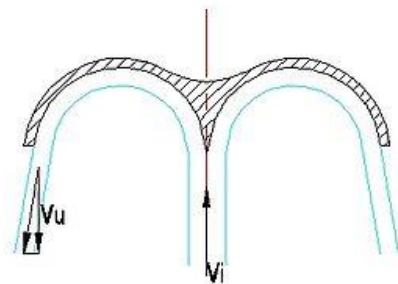


Fig. 13. Corte de un álabe en el diámetro pelton

$$L = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$$

Donde:

\* L es la energía específica convertida.

\*  $u_1$  y  $u_2$  es la velocidad tangencial de la cuchara en los puntos donde el agua llega y sale de la misma respectivamente.

\*  $c_{u1}$  y  $c_{u2}$  son, respectivamente, las proyecciones de la velocidad absoluta del fluido sobre la velocidad tangencial de la cuchara en los puntos de llegada y salida de la misma.

Como la velocidad tangencial de rotación de la rueda Pelton es la misma en todos los puntos del diámetro pelton (recuérdese la fórmula de la velocidad angular  $u = \omega r$ ) las velocidades  $u_1$  y  $u_2$  son iguales. Entonces la fórmula de Euler se puede simplificar:

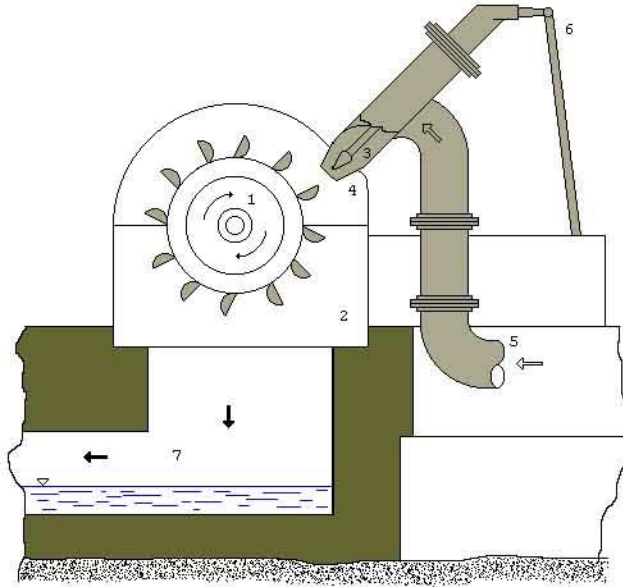
$$L = u(c_{u1} - c_{u2})$$

La turbina Pelton es un tipo de turbina de impulso, y es la más eficiente en aplicaciones donde se cuenta con un gran desnivel de agua.

Dado que el agua no es un fluido compresible, casi toda la energía disponible se extrae en la primera etapa de la turbina. Por lo tanto, la turbina Pelton tiene una sola rueda, al contrario que las turbinas que operan con fluidos compresibles.

### **2.4.2 Aplicaciones**

Existen turbinas Pelton de todos los tamaños. Hay turbinas de varias toneladas montadas en vertical sobre cojinetes hidráulicos en las centrales hidroeléctricas. Las turbinas Pelton más pequeñas, solo de unos pocos centímetros, se usan en equipamientos domésticos.



**Fig. 14. turbina vertical pelton**

En general, a medida que la altura de la caída de agua aumenta, se necesita menor caudal de agua para generar la misma potencia. La energía es la fuerza por la distancia, y, por lo tanto, una presión más alta puede generar la misma fuerza con menor caudal.

Cada instalación tiene, por lo tanto, su propia combinación de presión, velocidad y volumen de funcionamiento más eficiente. Usualmente, las pequeñas instalaciones usan paletas estandarizadas y adaptan la turbina a una de las familias de generadores y ruedas, adecuando para ello las canalizaciones. Las pequeñas turbinas se pueden ajustar algo variando el número de toberas y paletas por rueda, y escogiendo diferentes diámetros por rueda. Las grandes instalaciones de encargo diseñan el par torsor y volumen de la turbina para hacer girar un generador estándar.

## **2.5 TURBINAS DE REACCIÓN.**

Se consideran como turbinas de reacción, aquellas en las que cada una de las láminas de fluido que se forman, después de pasar el agua a través de las palas fijas y directrices, no se proyectan hacia los álabes del rodete de manera frontal, sino que, mas

bien, se trata de un deslizamiento sobre los mismos, de tal modo que el sentido de giro del rodete no coincide con la dirección de entrada y salida del agua.

El agua, en su recorrido entre los álabes del rodete cambia de dirección, velocidad y presión. Todo ello, provoca una reacción en el rodete, dando origen a la potencia producida en la turbina, cuyo valor, paradójicamente está en función de la carga perdida por el líquido en su desplazamiento. Como ejemplos de turbinas de reacción, están las Francis y Kaplan.

Tratándose de turbinas grandes, las de reacción suelen ser de mayor rendimiento que las de acción, ocurriendo lo contrario en el caso de turbinas pequeñas. Ahora bien, estableciendo la comparación para una misma potencia e igual altura de salto, una turbina de reacción puede girar a mayor velocidad específica que una de acción, proporcionando mayor rendimiento la primera.

Se dan definiciones y cálculos complejos, relacionados con los conceptos de acción y reacción, especialmente para este último. Así, y dependiendo del tipo de turbina, se exponen distintas teorías basadas; bien en la circulación del fluido a través de un conducto, limitado por superficies curvas con secciones de entrada y salida diferentes, caso de turbinas Francis lentas y normales; o en el desplazamiento de las alas de un avión, para turbinas Francis extra rápidas, Kaplan y de hélice. Sobre tales teorías no vamos a profundizar, por encontrarse fuera de los objetivos establecidos, por lo que remitimos al lector a la consulta de tratados de Hidrodinámica.

## 2.6 TURBINAS FRANCIS



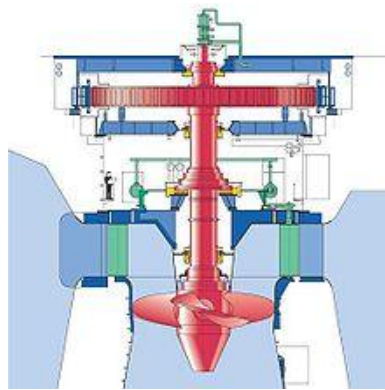
**Fig. 15. Primitiva turbina Francis**



La turbina Francis fue desarrollada por James B. Francis. Se trata de una turbomáquina motora a reacción y de flujo mixto.

Las turbinas Francis son turbinas hidráulicas que se pueden diseñar para un amplio rango de saltos y caudales, siendo capaces de operar en rangos de desnivel que van de los dos metros hasta varios cientos de metros. Esto, junto con su alta eficiencia, ha hecho que este tipo de turbina sea el más ampliamente usado en el mundo, principalmente para la producción de energía eléctrica mediante centrales hidroeléctricas.

## 2.7 TURBINAS KAPLAN.



**Fig. 16. Corte transversal de una turbina Kaplan**

Las turbinas Kaplan son turbinas de agua de reacción de flujo axial, con un rodete que funciona de manera semejante a la hélice de un barco, y deben su nombre a su inventor, el austriaco Viktor Kaplan. Se emplean en saltos de pequeña altura. Las amplias palas o álabes de la turbina son impulsadas por agua a alta presión liberada por una compuerta.

Los álabes del rodete en las turbinas Kaplan son siempre regulables y tienen la forma de una hélice, mientras que los álabes de los distribuidores pueden ser fijos o regulables. Si ambos son regulables, se dice que la turbina es una turbina Kaplan verdadera; si solo son regulables los álabes del rodete, se dice que la turbina es una

turbina Semi-Kaplan. Las turbinas Kaplan son de admisión radial, mientras que las semi-Kaplan pueden ser de admisión radial o axial.

Para su regulación, los álabes del rodete giran alrededor de su eje, accionados por unas manijas, que son solidarias a unas bielas articuladas a una cruceta, que se desplaza hacia arriba o hacia abajo por el interior del eje hueco de la turbina. Este desplazamiento es accionado por un servomotor hidráulico, con la turbina en movimiento.

Las turbinas de hélice se caracterizan porque tanto los álabes del rodete como los del distribuidor son fijos, por lo que solo se utilizan cuando el caudal y el salto son prácticamente constantes.

## **2.8 TURBINAS TÉRMICAS**

Son aquéllas cuyo fluido de trabajo sufre un cambio de densidad considerable a través de su paso por la máquina.

Estas se suelen clasificar en dos subconjuntos distintos debido a sus diferencias fundamentales de diseño. De vapor y de gas.

## **2.9 TURBINAS A VAPOR.**

Su fluido de trabajo puede sufrir un cambio de fase durante su paso por el rodete; este es el caso de las turbinas a mercurio, que fueron populares en algún momento, y el de las turbinas a vapor de agua, que son las más comunes.

## **2.10 TURBINAS A GAS.**

En este tipo de turbinas no se espera un cambio de fase del fluido durante su paso por el rodete.

## **2.11 TURBINAS DE ACCIÓN.**

En este tipo de turbinas el salto entálpico ocurre sólo en el estátor, dándose la transferencia de energía sólo por acción del cambio de velocidad del fluido.

## **2.12 TURBINAS A REACCIÓN.**

El salto entálpico se realiza tanto en el rodete como en el estátor, o posiblemente, sólo en rotor.

## **2.13 TURBINAS DE ALTA PRESIÓN**

Son las más pequeñas de entre todas las etapas y son las primeras por donde entra el fluido de trabajo a la turbina.

## **2.14 TURBINAS DE BAJA PRESIÓN**

Son las últimas de entre todas las etapas, son las más largas y ya no pueden ser más modeladas por la descripción euleriana de las turbo máquinas.

## **2.15 TURBINAS EÓLICAS.**

Una turbina eólica es un mecanismo que transforma la energía del viento en otra forma de energía útil como mecánica o eléctrica.

La energía cinética del viento es transformada en energía mecánica por medio de la rotación de un eje. Esta energía mecánica puede ser aprovechada para moler, como ocurría en los antiguos molinos de viento, o para bombear agua, como en el caso del molino multipala. La energía mecánica puede ser transformada en eléctrica mediante un generador eléctrico (un alternador o un dinamo). La energía eléctrica generada se puede almacenar en baterías o utilizarse directamente.

## **2.16 TURBINAS SUBMARINA.**

Una Turbina Submarina es un dispositivo mecánico que convierte la energía de las corrientes submarinas en energía eléctrica. Consiste en aprovechar la energía cinética de las corrientes submarinas, fijando al fondo submarino turbinas montadas sobre torres prefabricadas para que puedan rotar en busca de las corrientes submarinas. Ya que la velocidad de estas corrientes varía a lo largo de un año, se han de ubicar en los lugares más propicios en donde la velocidad de las corrientes varían entre 3 km/h y 10 km/h para implantar centrales turbínicas preferentemente en profundidades lo más someras posibles y que no dañen ningún ecosistema submarino. Las turbinas tendrían una malla de protección que impediría la absorción de animales acuáticos.

# CAPÍTULO III

## DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

### CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UNA TURBINA PELTON

#### 3.1. INTRODUCCIÓN

Seguidamente del diseño hidráulico y mecánico de los componentes de la turbina, se elaboro los planos de fabricación de cada una de las piezas que conforman la turbina Pelton. Mediante estos planos se transfiere las especificaciones del material, nivel de acabado, tolerancias y el proceso de producción que se debe seguir para fabricar cada pieza.

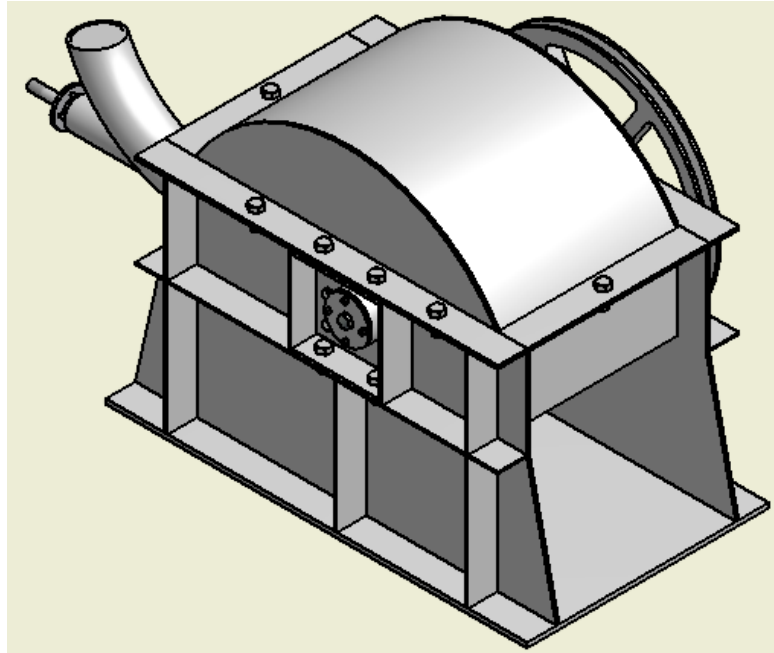
Como se puede observar en los planos de construcción, (anexo 1) existen diferentes piezas que conforman la turbina Pelton que se deben producir mediante procesos de producción. Además, algunos componentes, como el inyector y los álabes del rodete, están sometidos a desgaste por la abrasión del agua que fluye por la turbina, por esta razón esta piezas se han construido en materiales con buenas propiedades antiabrasivas.

Una vez definidas las alternativas de producción de cada pieza se procedió a la elaboración de los planos de fabricación, los cuales se recomienda posean las siguientes características.

- Para cada elemento de la turbina, se recomienda presentar un plano general en donde se detalle el ensamble de las piezas que lo conforman y se indique las especificaciones de los pernos, empaquetaduras, arandelas, que se requieran.
- Se debe elaborar un plano de fabricación para cada pieza, en donde se mostrarán vistas y detalles que aclaren su geometría. También debe indicarse las especificaciones de tolerancias y niveles de acabados superficiales.
- Cuando las piezas se produzcan mediante procesos de fundición, se deberán elaborar los planos de los modelos que se utilizarán en este proceso. También se

debe incluir las características del material que se utilizará e la fundición de las diferentes piezas.

- Debe presentarse un plano de ensamble general de la turbina en el cual se podrán indicar todos los elementos de unión, retenes y sellos mecánicos que se utilizarán en su ensamble.

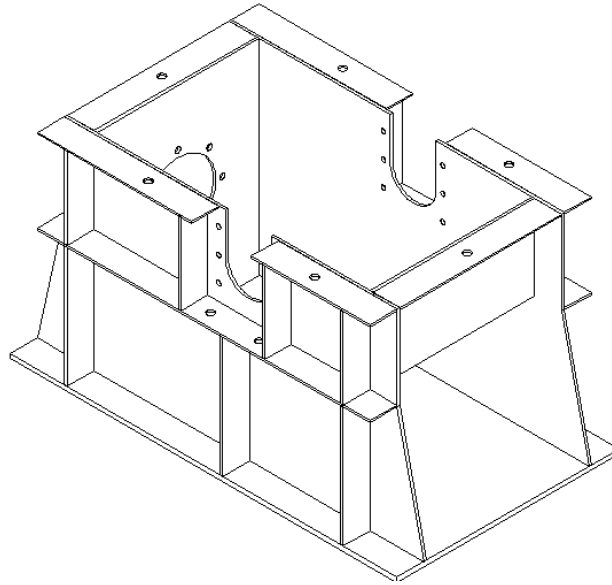


**Fig. 17. Conjunto de la turbina Pelton**

## **3.2. PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN**

### **3.2.1. Construcción de la carcasa**

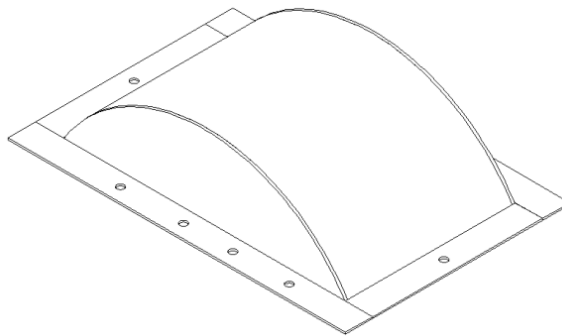
La carcasa es el lugar donde va alojada la turbina, su función general es de cubrir y soportar las partes fijas y móviles de la turbina, su fabricación debe ser de acuerdo a los planos específicos para la aplicación.



**Fig. 18. Carcasa**

Los materiales utilizados para la fabricación de la carcasa son los siguientes:

- Plancha de acero de 1/8" de espesor, equivalente a 3mm, de calidad comercial laminada al caliente, equivalente a A569 (ASTM).
- Las dimensiones de la plancha son 1.20m x 2.40m. En la fabricación de la carcasa se utilizó la plancha de acero cortada y soldada eléctricamente, pero también es posible fabricarlo por otros métodos como por ejemplo fundición.



**Fig. 19. Tapa de carcasa**

- El corte de las planchas se realizó por oxiacorte, utilizando como insumos oxígeno y acetileno principalmente.
- Los electrodos utilizados para unir las partes de la carcasa son:

E6011 para penetración.

E6013 para acabados.

- Se utilizo pintura, anticorrosiva como base (base zincromato), luego para los acabados pintura acrílica para metal.

### **Procedimiento.**

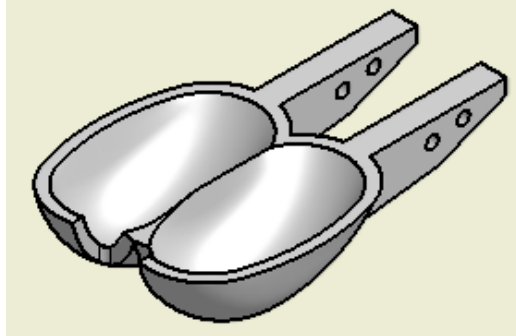
El proceso de fabricación de la carcasa y tubo de succión comprende desde el trazado y corte del material hasta el acabado con pintura, pasando lógicamente por el proceso de la unión por soldadura de las partes o segmentos.

- La unión de los segmentos, de la carcasa se realizo mediante el método de soldadura por arco eléctrico. El proceso de soldadura comienza con la unión de los segmentos o partes mediante puntos de soldadura, chequeando las dimensiones y la perpendicularidad entre ellas, para finalmente realizar la unión mediante cordones de soldadura, evitando al mínimo las deformaciones, estas deformaciones se producen cuando hay recalentamientos en zonas específicas, por lo que se recomienda soldar por tramos, dejando enfriar las otras partes en forma intercalada.
- Como las partes cortadas y soldadas sufrieron deformaciones debido al calentamiento durante el proceso, se tuvo que enderezar las partes de la carcasa.
- Cuando se une los segmentos o partes de la carcasa mediante soldadura por arco, al término de esta quedan algunas rebabas y pequeños sobresalientes de cordón tanto en la parte interna como en la parte externa de la carcasa, estas rebabas hay que eliminarlas. La eliminación de las rebabas y sobresalientes de cordón en la parte interna es conveniente para disminuir la fricción con el agua, disminuyendo así las pérdidas en la zona.



### 3.2.2. Construcción del rodete

Como se conoce que existen dos alternativas de diseño de rodetes de turbinas Pelton, una de ellas consiste en empernar cucharas a un disco, el cual se instala en el eje mediante un buje macizo, la segunda alternativa consiste en producir el rodete en una sola pieza fundida. Estas alternativas de diseño definen los procesos de producción de los rodetes.



**Fig. 20. Modelo de Álabe de la turbina Pelton**

Para producir el rodete con cucharas empernadas, se considero la alternativa de fundición, con lo cual se obtiene una pieza que posteriormente se pulió de forma manual. Para dar el acabado superficial a las cucharas, es necesario preparar calibradores que permitan garantizar una geometría igual a la proyectada en el diseño.



**Fig. 21. Plantillas de la geometría del Álabe**

La superficie interna de la cuchara debe tener un acabado del tipo pulido, esto depende de las limitaciones de tecnología.

La elección del material del cual va a ser construido el rodete es importante para seguir con el diseño y construcción de los demás componentes, de las propiedades del material del rodete depende la eficiencia de la turbina, esto por la fricción que se ejercerá en los alabes de la turbina o rodete.

En la mayoría de estas aplicaciones el material de mayor eficiencia es el acero inoxidable fundido al cromo níquel (13% de cromo y 4% de níquel) obtenido de la fundición. El uso de acero inoxidable es por su mayor resistencia a la corrosión que pueda presentarse por cavitación.

En la aplicación de la Picocentral hidroeléctrica que trabajamos, el rodete está construido de fundición de bronce.

### **Procedimiento.**

La fabricación de rodete se inicia con la preparación de los modelos y moldes en una primera actividad. El modelo se elaboro de acuerdo a los planos teniendo en cuenta las tolerancias por contracción del material fundido para este caso se utilizo un modelo de los álabes construido en aluminio.

La unión de los álabes a la corona se hace mediante pernos. Esta unión se hace álabe por álabe, teniendo en consideración la correcta posición del ángulo establecido entre cada alabe, así como también teniendo cuidado de que los alabes mantengan su posición.

Después de unidos los álabes a la manzana del rodete, se procede a realizar el acabado final que consiste en pulir las partes del rodete que van a estar siempre en contacto con el agua, así mismo se máquina las partes que van a ir acopladas con el eje con su respectivo chavetero.

Para pulir los álabes del rodete se utilizo en primera instancia un dremel neumático, limas y lijas empezando por las de grano grueso hasta darle el acabado final con las de grano fino. Cuando el rodete se encuentre totalmente acabado, entendiéndose por acabado el maquinado y pulido, se le realizo un balanceo dinámico este balanceo se hizo en función a la velocidad de rotación que va a operar. El balanceo

dinámico es necesario porque siempre en el proceso de fundición no hay uniformidad en la distribución del material de la colada, de esta forma se disminuyen las vibraciones y se incrementa el tiempo de vida útil de los rodamientos y otros componentes.

### **Balaceo Dinámico**

Este es el tipo de balaceo más recomendado ya que corrige las vibraciones verticales y laterales de la rueda.



**Fig. 22. Rodete Pelton**

### **Control de calidad posterior a la colada**

#### **Inspección Visual**

La inspección visual es el primer control del rodete, ya sea en el proceso de fabricación o cuando entre en operación. Consiste en revisar la calidad de la superficie de los álabes. Su objetivo es detectar defectos superficiales tales como:

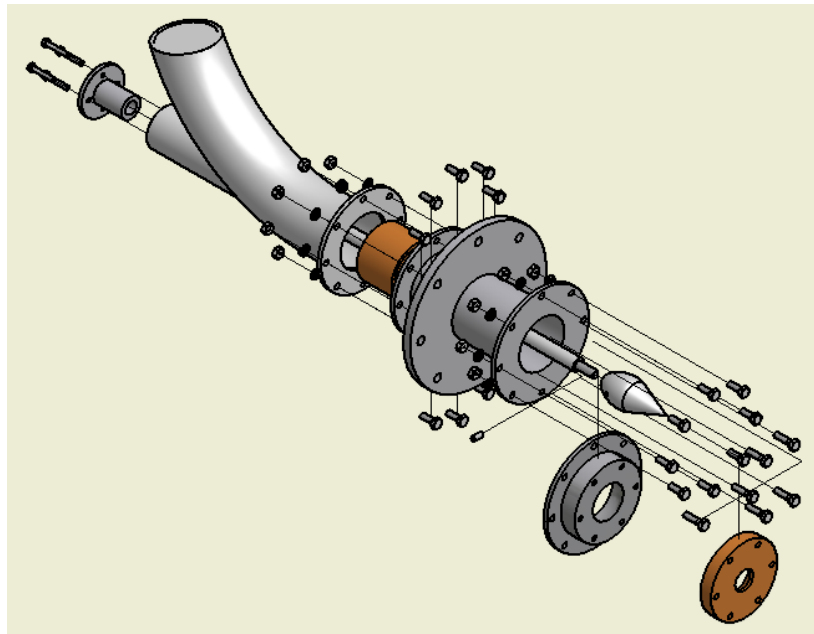
- Abrasión: ocasionada por arena y suciedad, las cuales causan un daño mecánico.
- Daños mecánicos: normalmente golpes de piedras que dejan una huella. Estos puntos pueden influir en la resistencia del material por un efecto conocido como concentración de tensiones.

- Daños de fundición: conocidos como poros, estos se deben por la inclusión de arena de en el proceso de fundición.
- Fisuras: es la más graves de los defectos puede ocasionar fallas en el rodete.

Para nuestro caso se deberá efectuar una inspección visual al 100 %, después de la colada y al final del proceso de construcción del prototipo, esto con la finalidad de determinar imperfecciones superficiales.

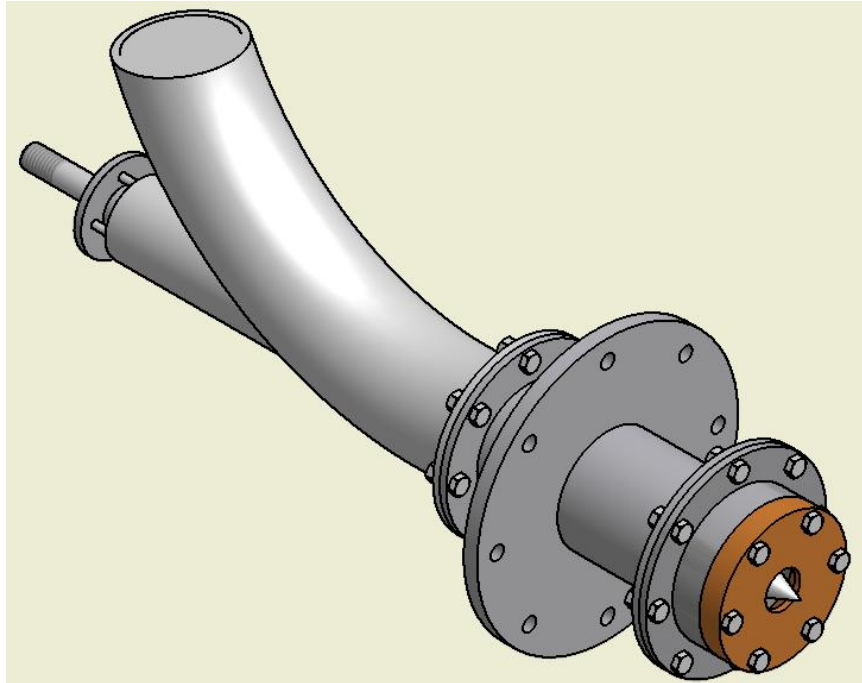
### 3.2.3. Construcción del inyector

La construcción del inyector se realizo en diferentes componentes, esto con el fin de que el mantenimiento sea más accesible en todos los componentes.



**Fig. 23. Componentes del inyector**

La carcasa o tramo recto del inyector se construye de acero st-37, diferentes componentes están contruidos en acero inoxidable, con el fin de disminuir desgaste y fricción en los componentes que están directamente en contacto con agua. El acople de los componentes del inyector se efectúo mediante pernos y asentados con empaques y sellos para evitar permeabilizaciones de agua.



**Fig. 24. Inyector rectilíneo**

**Procedimiento.**

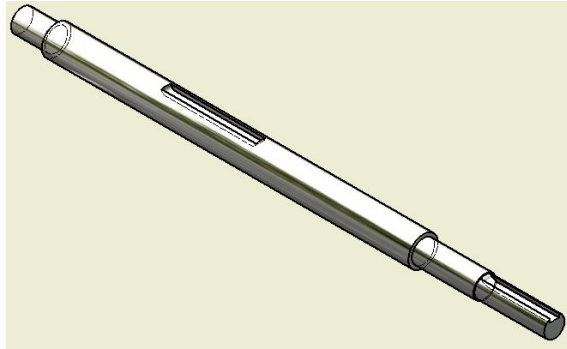
Para la fabricación de ciertas piezas como es la guía de la aguja, se ha creído conveniente hacerlo por acero inoxidable, luego maquinárselas y pulirlas.

- El codo cónico se construyó utilizando un tubo de 3" soldable.
- El eje del inyector es construido en acero inoxidable, por el permanente contacto con el agua que tendrá este componente, se mecanizó y pulió hasta dejar a las medidas expuestas en el particular.
- La punta de la aguja o también llamada bulbo se construyó en acero inoxidable, el contacto de este componente con el agua es continuo, y su desgaste es grande por esta razón se construyó de un acero resistente a la corrosión, este componente es roscado en un extremo para agilizar su cambio en el caso que su desgaste haya sido excesivo.
- La guía de la aguja del inyector se la realizó de acero inoxidable. La importancia de este componente es primordial, por lo que en esta guía se regula la apertura o

cierre del inyector y por consiguiente el aumento o disminución de caudal que ingresa a la turbina.

- En un extremo del inyector ese colocaron empaques de teflón grafitado, el ancho del empaque es de  $\frac{1}{4}$ " su longitud depende de la calidad de sellado que se desee.

### 3.2.4. Construcción del eje de la turbina



**Fig. 25. Eje de la turbina Pelton**

El material del cual está construido el eje de la turbina es un acero inoxidable, la utilización de este tipo de acero es por el continuo contacto que tendrá el eje con el agua, y el acero inoxidable por su dureza es apto para trabajos especiales de rotación y flexión y elevada resistencia a la corrosión (DIN: 34 CrNiMo 6, Boehler VCN 150).

Al adquirir el material para el eje, se considero una sobredimensión en el diámetro (mínimo 4 mm) para el maquinado.

El maquinado, del eje se realiza de acuerdo a los planos o fabricación, para la construcción del eje, se debe considerar cada una de las indicaciones de los planos relativos a tolerancias en los diámetros y dimensiones de chavetas, niveles de acabado en las zonas donde se ubica el rodete y los rodamientos, en el tramo donde se ubica el rodete, se considera un ajuste a presión.

### 3.3 DISEÑO DE LA TURBINA

La turbina Pelton es una turbina de acción de flujo tangencial, también conocida como turbina de impulsión o de chorro libre, la misma que puede poseer uno o más inyectores (toberas) de sección circular, los cuales introducen el fluido al interior de la turbina donde se encuentra ubicado un rodete con alabes o cucharas en la periferia de un disco.

Un elemento esencial para el funcionamiento de la turbina es el sistema de regulación, la cual se realiza por intermedio del inyector, en su interior posee una aguja con la capacidad de desplazarse de forma longitudinal con el fin de reducir la sección de paso de flujo de agua, permitiendo de esta forma regular el caudal que fluye por la tobera y en efecto disminuir la velocidad de rotación de la turbina.

Los álabes o cucharas se encuentran ubicadas en la periferia del rodete, su ubicación puede ser mediante unión a la corona utilizando cordones de soldadura o sujeción mediante pernos. Los álabes tienen una forma de dos semi elipsoides, en cuya intersección se halla un nervio o cresta. Con esta geometría el chorro de agua al golpear la cuchara se divide en dos partes en este instante es cuando se lleva a cabo la transmisión de energía al rodete, para luego ser expulsada hacia los costados de los alabes.

El eje de la turbina puede instalarse de forma horizontal o vertical, dependiendo su ubicación del número de inyectores a montar y del diámetro del rodete, para el caso de nuestro proyecto se instaló el eje de forma horizontal.

El rango de aplicación de la turbina Pelton está definida por los números específicos de revoluciones  $Nq$  y  $Ns$ .

$$Nq = N \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{5/4}} \quad y \quad Ns = N \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (3.1)$$

**Donde:**

$P$  es la potencia al freno de la turbina, en CV

$Q$  es el caudal total que fluye por la turbina en  $\frac{m^3}{seg}$ , en el caso de que se instalaren más de una tobera el caudal será la sumatoria de los caudales que fluyen por las toberas.

$H$  es el salto neto de la central en metros.

$N$  es la velocidad de giro de turbina en *rpm*.

**Tabla No 1**

<i>Datos obtenidos para el diseño</i>		
<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
$H$	25	<i>m</i>
$Q$	10	<i>l/s</i>
$\eta$	85 %	
$F$	60	<i>Hz</i>
$G$	9,806	$\frac{m}{s^2}$

Esta turbina se diseña para operar aprovechando saltos de hasta 25 metros, su eficiencia estará comprendida entre 80% y 92%. La principal ventaja de ese tipo de turbinas está proporcionada por las elevadas eficiencias que se obtienen en su operación a bajas cargas, ésta es una de las razones por la cual se justifica la utilización de turbinas Pelton en este tipo de proyectos como lo son las pequeñas centrales hidroeléctricas, donde una de las características principales de estos equipos electromecánicos es la operación bajo diversos porcentajes de carga, para satisfacer las distintas variaciones de demanda energética durante el día y a través de los años de vida útil que se estime para la central.

Es de gran importancia determinar la potencia al freno que la turbina debe entregar al generador para que éste entregue al sistema eléctrico una potencia determinada. En estos casos la potencia al freno se obtiene de la siguiente fórmula.

$$P_T = \frac{Pg}{\eta_g \cdot \eta_{tr}} \quad (3.2)$$



**Donde:**

$P_g$  es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico en KW.

$\eta_g$  es la eficiencia del generador.

$\eta_{tr}$  es la eficiencia de la transmisión mecánica utilizada entre la turbina y el generador.

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \cdot \eta_{tr}}$$
$$P_T = \frac{2 \text{ kw}}{0.98 \cdot 0.95}$$
$$P_T = 2.14 \text{ kw}$$

**Tabla No 2**

<i>Rendimientos característicos para una etapa de las transmisiones.<sup>1</sup></i>	
Transmisiones dentadas	99 %
Transmisiones por cadenas	97.99 %
T. por correa plana	95 – 97 %
T. por correa trapezoidal	96 %
T. por tornillo sin fin	75 – 90 %

### **Propiedades del agua**

Peso específico.- El peso específico de un material homogéneo es la relación que existe entre su peso y el volumen que ocupa:  $\gamma = \frac{\text{Peso}}{\text{Volumen}}$

---

<sup>1</sup> MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS. Una guía para el desarrollo de proyectos. ITDG PERÚ

El peso específico del agua es de:

$$1000 \frac{kg}{m^3} \times 9.806 \frac{m}{s^2} = 9806 \frac{kgm}{s^2} \cdot \frac{1}{m^3} = 9806 \frac{N}{m^3} \quad \gamma = 9806 \frac{N}{m^3}$$

### 3.3.1 Altura neta del salto

Se establece la caída bruta y el valor del caudal de diseño de la turbina.

**Tabla No 3**

<i>Datos de diseño de la turbina</i>		
Símbolo	Valor	Significado
$H_b$	30 m	Altura o caída bruta existente
$Q$	10 l/s	Caudal de diseño de la turbina

1. Se midió la longitud total de la tubería de presión la cual tiene un valor de 100 m.
2. Seleccionar el material y obtener el valor del diámetro interno tentativo de la tubería, para ello se recomienda consultar en catálogos.

El diámetro de la tubería de presión se determina a partir de la siguiente ecuación.

$$d = 0.3 \cdot \sqrt[5]{\frac{Q^2 \cdot L}{H_b}} \quad (3.3)$$

Donde:

$$Q = \text{caudal} \left( \frac{m^3}{seg} \right)$$

$$L = \text{longitud de la tubería de presión (m)}$$

$$H_b = \text{Altura bruta (m)}$$

Reemplazando los datos en la ecuación anterior, se obtiene el valor del diámetro de la tubería de presión en metros ( $m$ ).

$$d = 0.3 \cdot \sqrt[5]{\frac{0.01^2 \cdot 100}{32}}$$

$$d = 0.0597 \text{ m}$$

$$d = 59.7 \text{ mm}$$

Con el valor determinado se procede a elegir un valor del diámetro de la tubería que sea comercial, el valor del diámetro de la tubería comercial que se eligió es de 3 plg.

3. Según el material de la tubería hay que determinar un valor de rugosidad para luego encontrar el factor de fricción del diagrama de Moody.

**Tabla No 4**

<i>Valores de rugosidad absoluta (K) en mm</i>			
Material	Estado		
	Bueno	Normal	Malo
Tuberías lisas PVC		0.003	
Polietileno		0.003	
Resina de poliéster con fibra de vidrio		0.003	
Concreto	0.6	0.15	0.6
Acero comercial			
- No pintadas	0.15	0.03	0.06
- Pintadas	0.03	0.06	0.15
- Galvanizadas	0.06	0.15	0.3
Hierro fundido			
- Nuevas	0.015	0.3	0.6
- Viejas:			
- Corrosión leve			

- Corrosión moderada	0.6	1.5	3.0
- Corrosión severa.	1.5	3.0	6.0
	6	15	30

Utilizaremos una tubería PVC, la cual posee un valor de rugosidad de *0.003 mm*.

Para poder utilizar el diagrama de Moody hay que calcular previamente algunas relaciones que están en función del caudal de diseño y el diámetro interno de la tubería comercial seleccionada.

Datos de la tubería de presión.

**Tabla No 5**

<b>Valores de la tubería de presión</b>			
Diámetro nominal (Pulgadas)	Diámetro exterior (mm)	Diámetro interior (mm)	Espesor de pared (mm)
3	87	76.2	5.4

**Rugosidad Relativa**

$$\frac{K}{d} = \frac{0.003}{76.2} = 3.9 \times 10^{-4}$$

$$1.27 \cdot \frac{Q}{d} = 1.27 \cdot \frac{0.01}{0.762} = 0.0166$$

$$f = 0.02$$

4. Se calcula la pérdida de carga debida a la fricción de la pared en la tubería.

Las pérdidas de carga por fricción se determinan de la siguiente ecuación:

$$h_f = 0.08 \cdot \frac{f \cdot L \cdot Q^2}{d^5}$$

$$h_f = 0.08 \cdot \frac{0.02 \cdot 100 \cdot 0.01^2}{0.0762^5}$$

$$h_f = 6.22$$

Donde:

$H_f$  = pérdidas de carga por fricción

$f$  = rugosidad relativa

$L$  = Longitud de la tubería

$Q$  = Caudal de la tubería

$d$  = diámetro interior de la tubería de presión

##### 5. Calculamos la velocidad del agua en el tubería

Analizando la ecuación de la continuidad para determinar la velocidad del agua en la tubería de presión se tiene:

$$Q = A \cdot V \quad (3.4)$$

Donde:

$Q$  = *Es el caudal que maneja la tubería*

$A$  = *Área de la sección transversal de la tubería*

$V$  = *Velocidad del agua en la tubería.*

Para una tubería se sección transversal circular se tiene que el área es:

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

$$A = \pi \cdot \frac{0.0762^2}{4}$$

$$A = 0.00456 \text{ m}^2$$

Reemplazando la ecuación del área en la del caudal y despejando la velocidad obtenemos lo siguiente:

$$V = 4 \cdot \frac{Q}{\pi \cdot D^2} \quad (3.5)$$

Reemplazando valores en la ecuación anterior obtenemos el valor de la velocidad del agua en la tubería de presión.

$$V = 4 \cdot \frac{Q}{\pi \cdot D^2}$$

$$V = 4 \cdot \frac{0.01}{\pi \cdot 0.762^2}$$

$$V = 2.19 \frac{m}{s}$$

1. El número de Reynolds ( $R_e$ ) se calcula de la presente ecuación:

$$R_e = V \cdot \frac{D}{\nu} \quad (3.6)$$

Donde:

V es velocidad del agua

D es diámetro de la tubería

$\nu$  Es viscosidad cinemática.

$$R_e = 2.1 \cdot \frac{0.0762}{1.02 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 156882.35$$

$$R_e = 1.56 \times 10^5$$

Con el valor del número de Reynolds ( $R_e$ ) se selecciona en el diagrama de MOODY las condiciones de la tubería de presión, donde se obtiene  $\lambda = 0.028$

2. Determinamos las pérdidas por turbulencia en accesorios.

$$h_t = \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \sum (K_1 + K_2) \quad (3.7)$$

Donde:

$V$  = Velocidad del agua

$g$  = aceleración de la gravedad

$K$  = Coeficiente de pérdidas asociado a los accesorios

Utilizando los siguientes accesorios las pérdidas son:

**Tabla No 6**

<i>Pérdidas en accesorios</i>		
<b>Accesorios</b>	<b>Pérdidas</b>	<b>Cantidad</b>
Válvulas de globo	$K_1 = 0.15$	2
Un codo 90° largo	$K_2 = 0.4$	2

$$h_t = \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \sum (K_1 + K_2)$$

$$h_t = \frac{2.19^2}{2 \cdot 9.81} \cdot \sum (0.3 + 0.8)$$

$$h_t = 0.268$$

La pérdida de carga total ( $h_p$ ) es la suma de pérdidas por fricción mas las pérdidas generadas por accesorios.

$$h_p = h_f + h_t$$

$$h_p = 6.22 + 0.268$$

$$h_p = 6.48$$

3. Se determina la pérdida porcentual ( $h_{\%}$ ) de caída debido a fricción.

$$h_{\%} = \frac{h_p}{h_B} = \frac{\text{pérdidas de carga total}}{\text{altura bruta}} \cdot 100$$

$$h_{\%} = \frac{6.48}{30} \times 100$$

$$h_{\%} = 21.6 \%$$

El diámetro de la tubería de presión seleccionado es el más eficiente puesto que el valor de la pérdida porcentual debido a fricción se encuentra entre 3 y 11 %.

Para determinar la altura neta ( $H_n$ ) del sistema se utiliza la siguiente ecuación.

$$H_n = H_B - \left[ \lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum_1^n K_n \right] \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$H_n = 30 - \left[ 0.028 \cdot \frac{100}{0.0762} + 1.1 \right] \cdot \frac{2.19^2}{2 \cdot 9.81}$$

$$H_n = 24.74 \text{ m}$$

Para el diseño se toma la altura bruta de 25 m

### 3.3.2 Potencia generada

La potencia generada se determina en función de los parámetros de diseño y las propiedades del fluido (agua).

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H \cdot \eta$$

$$P = 9806 \frac{N}{m^3} \cdot 0.01 \frac{m^3}{s} \cdot 25m \cdot 0.85$$

$$P = 2 \text{ kW}$$

Una vez determinada la altura neta del salto H de diseño, a partir de la altura máxima y mínima estimada en el lugar donde se desea implementar el proyecto, así como el caudal instalado y habiendo obtenido la potencia útil nominal o de diseño de la unidad previa estimación del  $\eta_{tot}$  de la turbina, se procede a la selección del tipo de turbina en función de las revoluciones específicas  $n_s$ , entonces determinaremos el



diámetro del chorro, el diámetro de salida de la tobera del inyector, el diámetro del rodete y sus dimensiones para su posterior construcción.

### 3.3.3 Número específico de revoluciones

Para determinar el número de revoluciones a las que debe girar la turbina, se debe encontrar la velocidad síncrona, para ello se utilizará un generador de 4 pares de polos entonces tenemos que:

$$n = \frac{60 \cdot f}{z} \quad (3.8)$$

Donde

$f = \text{frecuencia en Hz}$

$$n = \frac{60 \cdot 60}{4} = 900 \text{ rpm}$$

El rango de aplicación de la turbina Pelton lo definen los números específicos de revoluciones

$$N_s = n \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \rightarrow P = 2.66 \text{ CV}$$

$$N_s = 900 \cdot \frac{2.66 \text{ CV}^{1/2}}{25 \text{ m}^{5/4}} = 26.3$$

### 3.3.4 Triángulo de velocidades.

Para analizar los triángulos de velocidades supondremos diferentes condiciones como por ejemplo:

- Consideramos pérdidas por fricción en el inyector

$$C_1 = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (1.14)$$

Donde:

$C_1$  = velocidad de entrada del chorro

$k_c$  = coeficiente de Velocidad que se estima entre 0.97 y 0.98

### **Velocidad del chorro a la salida de la tobera**

La geometría de la turbina se especifica el momento de realizar un análisis de los triángulos de velocidades en el punto donde hace contacto el chorro de agua con la cuchara y en el punto de salida de la misma, después de transmitir su energía potencial al rodete o turbina.

$$C_1 = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.10)$$

Donde

$H$  = Salto neto o efectivo de la central, se obtiene restándole al salto bruto las pérdidas de presión en la tubería.

En el cálculo se define un coeficiente de velocidad conocido como  $K_c$ , este coeficiente se puede estimar entre 0.97 y 0.98.

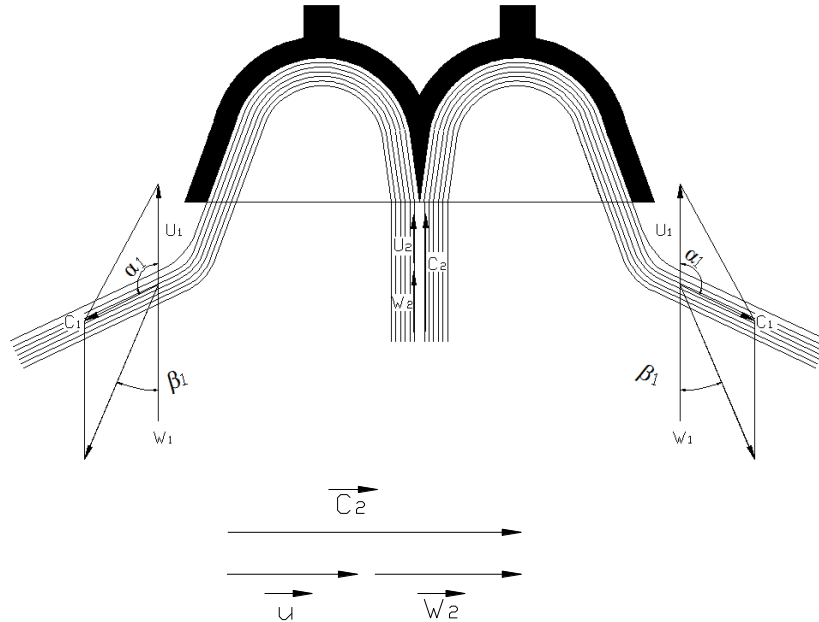
$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad (3.11)$$

Con lo que la velocidad de salida del chorro de agua en la tobera es expresada de la siguiente manera:

$$C_1 = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$C_1 = 0.98 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.806 \frac{m}{s^2} \cdot 25m} = 21.69 \frac{m}{s}$$

$$C_1 = C_2$$



**Fig. 26. Diagrama de velocidades en la cuchara**

### Velocidad tangencial

Es de conocimiento que en las turbinas de acción, la velocidad tangencial es expresada por:

$$U_2 = Ku \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad (3.12)$$

Donde

$Ku$  = Coeficiente de la velocidad tangencial su valor varía entre 0.44 y 0.48

$C_2$  = Velocidad absoluta en la entrada de la cuchara y es igual a la velocidad del chorro a la salida de la tobera  $C_i$ .

$\alpha_2$  = ángulo formado por las componentes de velocidad absoluta  $C_2$  y la velocidad tangencial  $U_2$ , para las turbinas Pelton este ángulo es igual a cero.

$$U_2 = 0.46 \cdot 21.69 \frac{m}{s} \cdot \text{Cos}(0)$$

$$U_2 = 9.97 \frac{m}{s}$$

### Velocidad relativa

Con las velocidades absolutas y tangenciales se procede a determinar la velocidad relativa  $W_2$  expresada por

$$W_2 = C_2 \cdot (1 - Ku)$$

$$W_2 = 21.69 \frac{m}{s} \cdot (1 - 0.46)$$

$$W_2 = 11.7 \frac{m}{s}$$

A la salida de la cuchara se forma el diagrama de velocidades, donde la velocidad tangencial  $U_1$  y  $U_2$ , por estar los puntos 1 y 2 a la misma distancia del centro de giro del rodete.

Por continuidad y considerando que el chorro de agua pierde velocidad por efecto de la fricción con la superficie de la cuchara, se la velocidad relativa  $W_1$  expresada por:

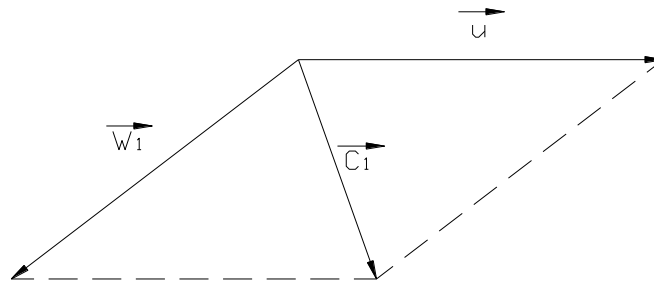
$$W_1 = Kf \cdot C_2 \cdot (1 - Ku) \quad (3.13)$$

Donde:

$Kf$  = Representa el coeficiente d velocidad relativa, puede ser estimada en un 0.98.

$$W_1 = 0.98 \cdot 21.69 \frac{m}{s} \cdot (1 - 0.46)$$

$$W_1 = 11.47 \frac{m}{s}$$



**Fig. 27. Velocidad absoluta de salida**

### **Velocidad absoluta a la salida de la cuchara**

Esta velocidad puede ser expresada por:

$$C_1 = C_2 \cdot \sqrt{Ku^2 + Kf^2 \cdot (1 - Ku)^2 - 2 \cdot Ku \cdot Kf \cdot (1 - Ku) \cdot \cos(\beta_1)}$$

El ángulo  $\beta_1$  tiene un valor comprendido entre  $5^\circ$  y  $20^\circ$ , para aplicaciones en series estandarizadas se considera un ángulo  $\beta_1$  igual a  $10^\circ$ .

$$C_1 = 21.69 \frac{m}{s} \cdot \sqrt{0.46^2 + 0.98^2 \cdot (1 - 0.46)^2 - 2 \cdot 0.46 \cdot 0.98 \cdot (1 - 0.46) \cdot \cos(10)}$$

$$C_1 = 2.39 \frac{m}{s}$$

### **Eficiencia hidráulica teórica de la turbina**

Para determinar la eficiencia hidráulica teórica de la turbina se aplica la ecuación general de las turbinas expresada de la siguiente manera.

$$\eta_h = 2 \cdot Kc^2 \cdot Ku \cdot (1 - Ku) \cdot (1 + Kf \cdot \cos(\beta_1))$$

$$\eta_h = 2 \cdot 0.97^2 \cdot 0.46 \cdot (1 - 0.46) \cdot (1 + 0.98 \cdot \cos(10^\circ))$$

$$\eta_h = 0.918 \approx 91.8 \%$$

Además de la eficiencia hidráulica, para estimar la eficiencia total de la turbina se deben considerar las pérdidas volumétricas, por choques, por ventilación y las mecánicas.

El rendimiento hidráulico de la turbina Pelton depende:

- De la forma de las cucharas, así como el paso y orientación de las mismas.
- Del rozamiento en el inyector.
- De los accesorios instalados antes del inyector.

### **3.3.5 Proyecto del inyector**

#### **3.3.5.1 Geometría del inyector**

Los inyectores de la turbina Pelton están formados por un codo de sección circular el cual decrece en forma progresiva, un tramo recto de sección circular donde se monta una aguja con cabeza en forma de bulbo y una boquilla que orienta el flujo de agua en forma tangencial al rodete.

Además de la regulación con agua, generalmente se considera la regulación de caudal mediante un deflector. Esta regulación permite evitar riesgos de golpe de ariete, producto de un cierre brusco de la aguja.

En la tobera se da lugar una fuerte aceleración, porque la velocidad del agua en la tubería que termina en el inyector suele ser del orden de 1 m/s para nuestro caso esta velocidad alcanza un valor de 1.19 m/s y la altura de presión en los saltos de gran altura

característicos de las turbinas Pelton, la cual se transforma totalmente en altura dinámica en el inyector, suele ser muy elevada. Por lo que transporta arena y se produce erosión en la cabeza de la tobera y la punta de la válvula puede deteriorarse rápidamente. De aquí que se justifica la construcción de la tobera y la punta de la válvula de aguja en unidades separadas, para su fácil recambio, los materiales suelen ser de bronce o acero inoxidable.

### 3.3.6 Diámetro de salida de la tobera.

Para facilitar la regulación es conveniente diseñar el inyector de manera que exista proporcionalidad entre la turbina y la traslación  $x$  de la aguja medida a partir de la obturación total de la tobera. Suponiendo, como sucede en la realidad que  $Kc$  (coeficiente de velocidad de la tobera) no varía impresionablemente con el caudal, entonces la potencia será proporcional al caudal y éste a la sección de paso de la tobera normal al flujo. Tenemos que  $x$  es el avance de la aguja para que se cumpla la proporcionalidad deseada.

Las dimensiones de la tobera están en función del diámetro del chorro, el cual se determina utilizando la fórmula:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}} \quad (3.14)$$

Donde

$d_o$  es el diámetro de la sección del chorro expresado en  $m$

$Q_o$  es el caudal que fluirá por la tobera de la turbina en  $\frac{m^3}{s}$

$Kc$  es el coeficiente de velocidad de la tobera estimado en 0,97 y 0,98

$g$  es la aceleración de la gravedad  $\frac{m}{s^2}$

$H$  es el salto neto con que operará la turbina, en metros.

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}}$$

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.01 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0.97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.806 \frac{m}{s^2} \cdot 25 m}}}$$

$$d_o = 0.0243 m$$

Se han realizado los cálculos para un diámetro del chorro de 25 mm, entonces se realizaran cálculos de la boca de la tobera para proporcionar un **diámetro máximo del chorro de 26 mm**. Con ello la turbina funcionará con óptimo rendimiento.

$$\left(\frac{25}{26}\right)^2 \cdot 100 = 92.4 \cong 93 \% \quad (3.15)$$

El caudal nominal ( $Q_N$ ) de la turbina Pelton será entonces:

$$Q_N = \frac{\pi \cdot d_o}{4} \cdot c_1 = \frac{\pi \cdot 0.025}{4} \cdot 21.69$$

$$Q_N = 0,0106 \frac{m^3}{s}$$

Según lo dicho anteriormente el diámetro de salida de la tobera será:

$$d' = 1,25 \cdot d_o = 1,25 \cdot 0,026$$

$$d' = 0,0325 m$$

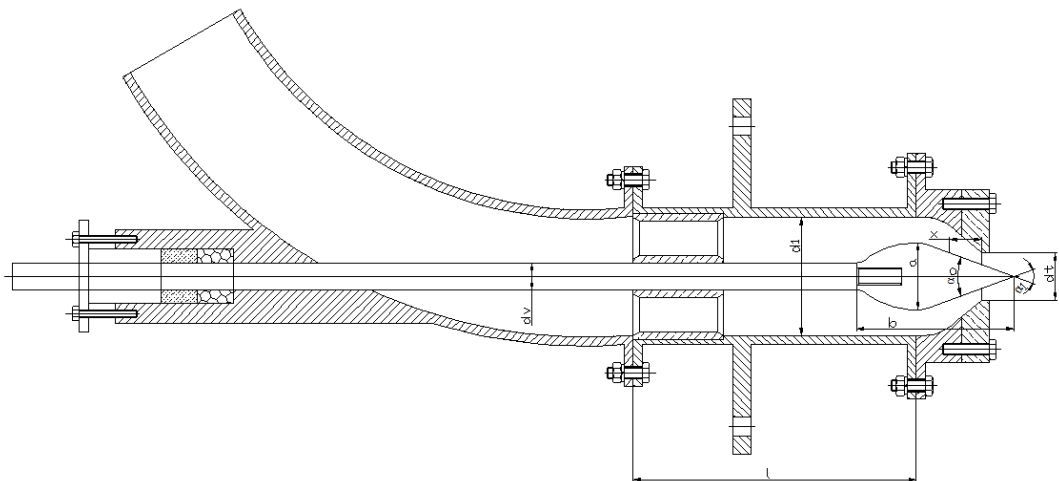
En la presente tabla se puede observar las proporciones de dimensiones de la tobera en función del diámetro del chorro.

Donde el diámetro del chorro es igual a  $0,026 m$



**Tabla No 7**

<b><i>Proporciones de la tobera en función del diámetro</i></b>			
<b><i>A</i></b>	$1,42 \cdot d$	0,0369	<i>m</i>
<b><math>\alpha_0</math></b>	40 - 60	45	<i>grados</i>
<b><math>\alpha_1</math></b>	60 - 90	70	<i>grados</i>
<b><math>d_t</math></b>	$1,1 \cdot d$	0,0286	<i>m</i>
<b><i>x</i></b>	$0,5 \cdot d$	0,013	<i>m</i>
<b><math>d_v</math></b>	$0,58 \cdot d$	0,015	<i>m</i>
<b><i>b</i></b>	$3,25 \cdot d$	0,0845	<i>m</i>
<b><math>d_2</math></b>	$4,5 \cdot d$	0,117	<i>m</i>
<b><i>l</i></b>	$6 \cdot d$	0,156	<i>m</i>
<b><i>r</i></b>	$15 \cdot d$	0,39	<i>m</i>
<b><math>d_1</math></b>	$2,5 \cdot d$	0,065	<i>m</i>



**Fig. 28. Tobera de una turbina Pelton**

### **3.3.7 Radio de curvatura del bulbo**

El radio de curvatura del bulbo ha de ser grande, a fin de evitar desprendimientos, el diámetro *b* del mismo suele hacerse de manera que:

$$\begin{aligned}
 b &= 1,25 \cdot d = 1,25 \cdot 0,0325 \\
 b &= 0,0406 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{3.16}$$

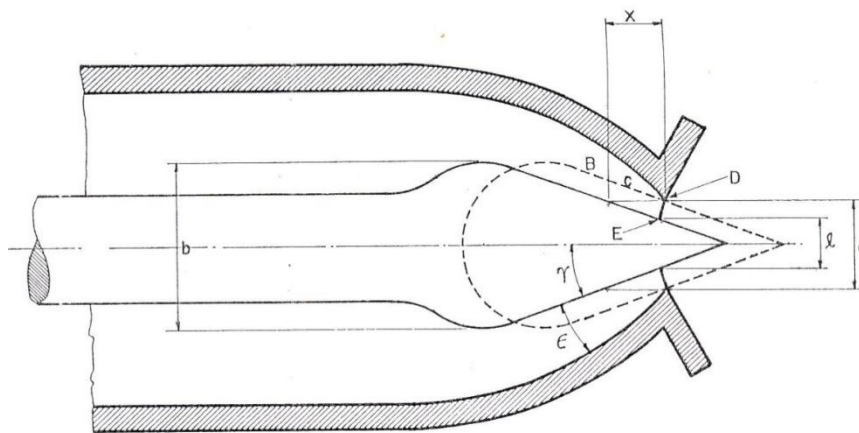
El diámetro  $d$  de salida de la tobera se diseña, de manera que el diámetro máximo del chorro  $d$  se alcance cuando  $\ell$  sea:

$$\lambda = \frac{d}{2} = \frac{0.0325}{2} \quad (3.17)$$

$$\lambda = 0.0162 \text{ m}$$

Los valores ordinarios o comunes que se construye el bulbo son  $20^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ$

La carrera del vástago de la válvula de aguja suele hacerse mayor que la necesaria para obtener el diámetro máximo del chorro, esto con el fin de obtener una reserva de potencia



**Fig. 29. Bulbo de la aguja del inyector**

### 3.3.7.1 Fuerza necesaria para mover la aguja

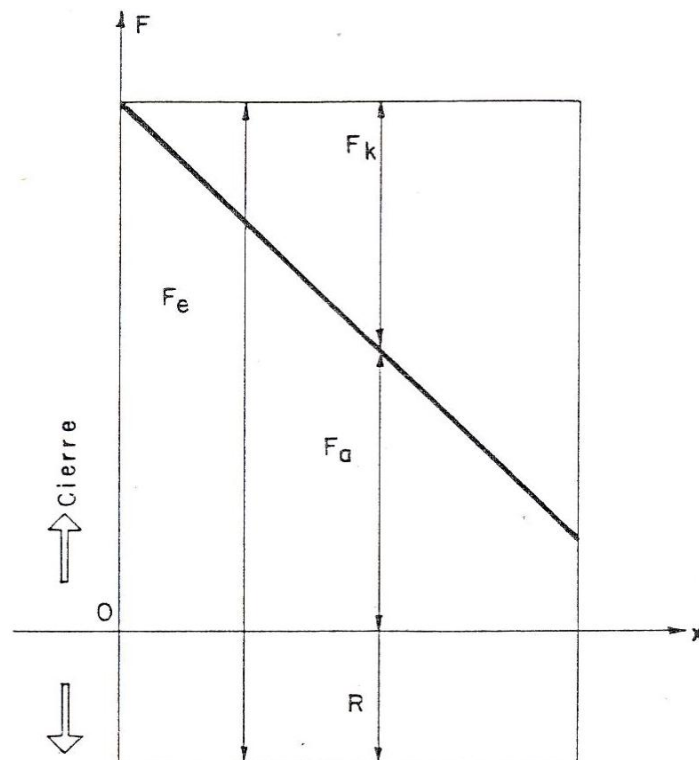
Para el diseño del sistema de regulación es esencial un conocimiento de la fuerza necesaria para mover la válvula de la aguja, así como la reducción de ésta a un mínimo, procurando que sea constante en toda la carrera de la válvula, sobre dicha válvula de aguja del inyector cerrado actúa la fuerza hidrostática que el agua ejerce sobre el bulbo de la válvula de aguja y la prensa estopa. La fuerza total hidrostática en este caso será:

$$F_h = \rho \cdot g \cdot H_b \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (d^2 - c^2)$$

$$F_h = 1000 \frac{kg}{m^3} \cdot 9.806 \frac{m}{s^2} \cdot 25 m \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (0.026 m^2 - 0.03 m^2)$$

$$F_h = 97.6 N$$

Donde los valores de  $H_b$  corresponden a la altura bruta del salto. Al abrirse el inyector con el desplazamiento de la aguja la fuerza hidrodinámica va disminuyendo paulatinamente porque disminuye la presión alrededor del bulbo. El valor exacto de la fuerza hidrodinámica en este caso solo puede obtenerse mediante experimento valiéndose de un dinamómetro de resorte intercalado entre el vástago de la válvula y su mando. Obtenida dicha fuerza es posible crear mediante un resorte una fuerza elástica, de manera que combinando el diámetro del embolo de la prensa estopa y la constante  $k$  del resorte, permita conseguir reducir a su mínimo la fuerza total y hacerla prácticamente constante.



**Fig. 30. Fuerzas ejercida en el inyector**

Trazando el esquema de fuerzas del inyector en función de la apertura del mismo. En el esquema con el inyector cerrado la fuerza sobre la aguja  $F_a$  es máximo y decrece linealmente a medida que el inyector se abre, y siempre es una fuerza de cierre. La fuerza sobre el embolo de la prensa estopa  $F_e$  es constante y siempre es una fuerza de apertura. El resorte ejerce una fuerza nula cuando el inyector permanece cerrado, y una fuerza de cierre  $F_k$ , creciente con la apertura del inyector. La resultante R de las tres fuerzas es muy pequeña y aproximadamente constante, con lo que estaremos consiguiendo nuestro objetivo de reducir al mínimo la fuerza total ejercida sobre el inyector y lograr que dicha fuerza sea lo más constante posible.

### 3.3.8 Rendimiento del inyector

El rendimiento del inyector depende de la velocidad del chorro de agua a la salida del la tobera o inyector, de la fuerza de gravedad y la caída de agua o altura neta, el rozamiento del agua en las paredes del inyector es un parámetro que está presente en disminución del rendimiento del inyector.

$$\eta_d = \frac{C_1^2 / 2 \cdot g}{H}$$

$$\eta_d = \frac{\left(21.47 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$\eta_d = 94 \%$$

### 3.3.9 Proyecto del rodete

#### 3.3.9.1 Geometría de la cuchara Pelton en función del diámetro de chorro

Los alabes del rodete tienen forma de cucharas. Cada cuchara queda dividida simétricamente en dos partes por una arista central. Cortando por un plano radial cada parte de la cuchara tiene aproximadamente la forma de una elipse. El chorro que incide

en la mitad de la arista queda así dividido en dos partes que sufren la misma desviación, eliminándose de esta manera el empuje axial sobre el rodete. Las cucharas son la parte más importante de la turbina. Su construcción ha de poder resistir el empuje máximo del chorro cuando la turbina está parada, y la fuerza centrífuga máxima cuando el rodete se embala.

Para saltos pequeños las cucharas se construyen de bronce o acero inoxidable. Luego de su fundición es preciso realizar una pulimentación final de las cucharas, esto con el fin de disminuir pérdidas por fricción y evitar concentración de esfuerzos que pueden producir agrietamientos.

El estudio del rodete pretende determinar:

- La forma de la cuchara.
- Geometría del rodete.
- Número de cucharas.
- La orientación de las cucharas en el rodete

La geometría del rodete de la turbina Pelton depende de factores como la relación que existe entre el diámetro de paso de la turbina también llamado diámetro Pelton y el diámetro de la sección transversal del chorro (diámetro del chorro), que a su vez define el número específico de revoluciones (Nq).

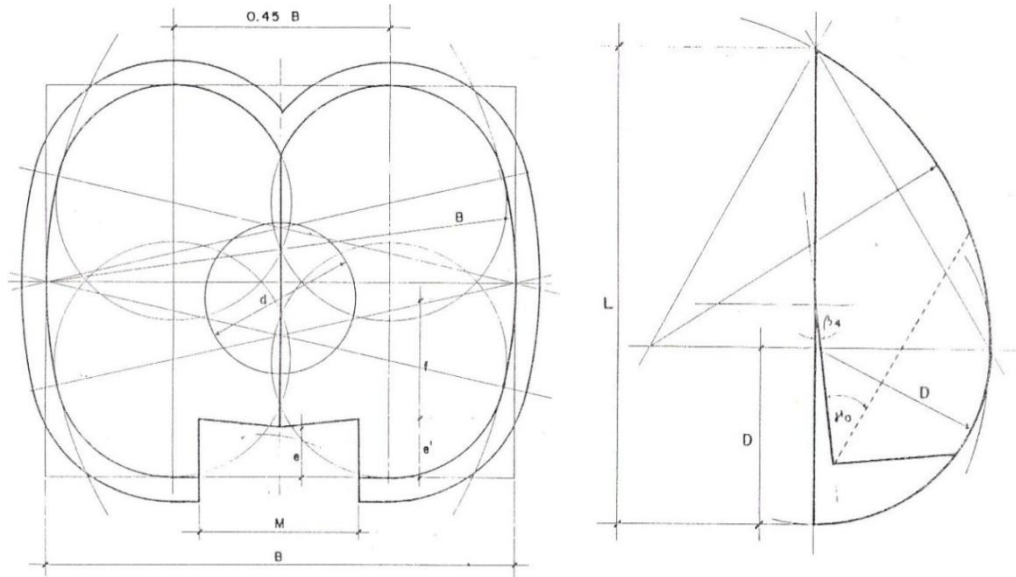
$$\frac{D_p}{d} = \frac{76 i^{\frac{1}{2}}}{Nq} - 1,12 \quad (3.18)$$

Las dimensiones de las cucharas son proporcionales al diámetro del chorro del inyector.

### **3.4 FORMA DE LA CUCHARA**

Las cucharas son conformadas por dos semielipsoides que forman una arista o nervio que divide el chorro de agua en dos partes.

Para determinar la forma de la cuchara se procede a utilizar el método gráfico. El cual consta de trazar diversos arcos y líneas con los valores obtenidos por el cálculo.

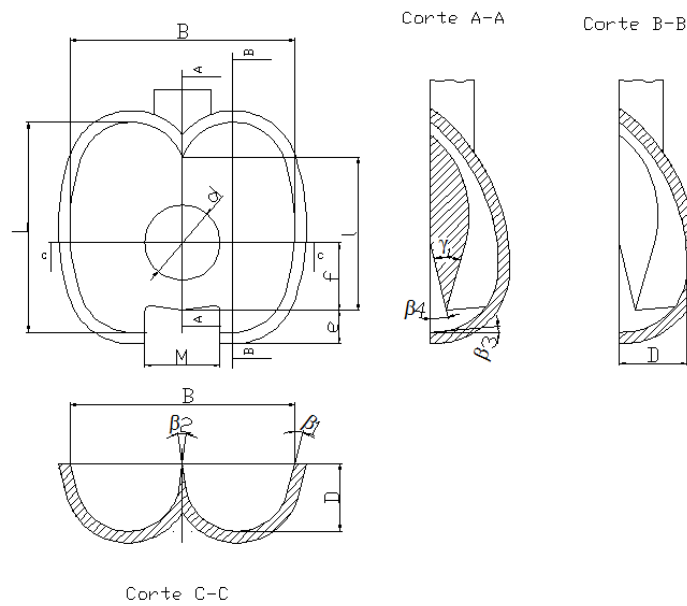


**Fig. 31. Determinación de la geometría de la cuchara**

**Tabla No 8**

<i>Dimensiones de la cuchara en función del diámetro</i>			
<b><i>B</i></b>	$3 \cdot d$	0,078	<i>m</i>
<b><i>L</i></b>	$2,8 \cdot d$	0,0728	<i>m</i>
<b><i>D</i></b>	$0,9 \cdot d$	0,0234	<i>m</i>
<b><i>F</i></b>	$0,9 \cdot d$	0,0234	<i>m</i>
<b><i>M</i></b>	$1 \cdot d$	0,026	<i>m</i>
<b><i>E</i></b>	$0,45 \cdot d$	0,0117	<i>m</i>
<b><math>\beta_1</math></b>	15°	15°	<i>grados</i>
<b><math>\beta_2</math></b>	16°	16°	<i>grados</i>
<b><i>l</i></b>	$1,6 \cdot d$	0,041	<i>m</i>
<b><math>\beta_3</math></b>	5°	5°	<i>grados</i>
<b><math>\beta_4</math></b>	13°	13°	<i>grados</i>

### Cuchara de una turbina Pelton



**Fig. 32. Cuchara de una turbina Pelton**

La escotadura exterior de la punta de la cuchara, se denomina a veces la boca de la cuchara, esta parte admite diferentes diseños, su forma óptima solo se puede determinar experimentalmente. En las diferentes formas la escotadura puede estar formada por un solo arco de curvas, a veces lateralmente está formado por líneas rectas y paralelas

**Tabla No 9**

<i>Valores de ángulos <math>\beta_4</math> en la cuchara del rodete</i>												
	Número de cucharas (Z)											
	$\frac{Dp}{d}$	7	6	5	4	3	2	1	0	9	8	7
5	<b>0°</b>	°	°	°	°	°	°	°				
4		<b>0°</b>	°	°	°	°	°	°				
3			<b>1°</b>	°	°	°	°	°	°			
2				<b>1°</b>	<b>0°</b>	°	°	°	°			
1				<b>4°</b>	<b>2°</b>	<b>1°</b>	°	°	°	°		

<b>0</b>					6°	4°	2°	1°	°	°	
						8°	6°	4°	2°	0°	
						5°	3°	0°	8°	5°	3°
<b>5</b>						0°	7°	7°	2°	9°	6°

### 3.4.1 Geometría del rodete

La geometría del rodete de la turbina Pelton depende principalmente de la relación que existe entre el diámetro Pelton ( $D_p$ ) y el diámetro de la sección transversal del chorro ( $d$ ).

*Diámetro de paso del rodete.*

$$D = \frac{k_u \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{\pi \cdot n}$$

$$D = \frac{60 \cdot 0.46 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.806 \frac{m}{s^2} \cdot 25 m}}{\pi \cdot 900}$$

$$D = 0,216 m$$

Siendo la relación de diámetros igual a:

$$\delta = \frac{d}{D} = \frac{0,026}{0,216}$$

$$\delta = 0,12$$

Diámetro de la circunferencia que describe la punta de la arista al rotar el rodete, en metros.

$$D_a = D_p + 2 \cdot f$$

$$D_a = 0.216m + 2 \cdot 0.026m$$

$$D_a = 0.263m$$



Si la relación  $\delta$  es excesivamente pequeña, el chorro pierde calidad, al tener que recorrer un largo camino desde la salida del inyector hasta el rodete; además, al disminuir  $n_s$  aumenta el número de cucharas, y éste no puede ser tan denso que choque el agua de una cuchara con el dorso de la cuchara siguiente. Si por el contrario  $\delta$  es muy grande puede resultar imposible aprovechar un caudal relativamente grande en su diseño resultaran una cucharas tan grandes que resulta imposible alojarlas en el rodete

El número específico de revoluciones está en función de la relación de diámetros y el número de cucharas de la turbina.

$$n_s = 240 \cdot \delta \cdot \sqrt{z}$$

**Tabla No 10**

<b>Límite máximo y mínimo de la relación de diámetros</b>		
<b>Y del número específico de revoluciones de la turbinas Pelton de un solo chorro</b>		
<i>Límite de aplicación</i>	<i>Relación de diámetros</i> $\delta = \frac{d_o}{D}$	<i>Número específico de revoluciones</i> $n_s = 240 \cdot \delta$
Límite mínimo (mal rendimiento)	$\frac{1}{100}$	2.4
Límite mínimo práctico (buen rendimiento)	$\frac{1}{30}$	8
Límite máximo (mal rendimiento)	$\frac{1}{7}$	35
Límite máximo práctico (buen rendimiento)	$\frac{1}{9}$	27

Las turbinas Pelton de mejor rendimiento deben tener un valor de  $\delta \leq \frac{1}{10}$  por tanto un valor de  $n_s \leq 24$ . Al disminuir  $\delta$  o su equivalente  $n_s$  aumenta el rendimiento total de la turbina, como se indica en la tabla siguiente:

**Tabla No 11**

<b><i>Variación del rendimiento total de la turbina Pelton con la relación de diámetros</i></b>				
Relación de diámetros $\delta = \frac{d_o}{D}$	6,5	7,5	10	20
Rendimiento total $\eta_{tot}(\%)$	82	86	89	90

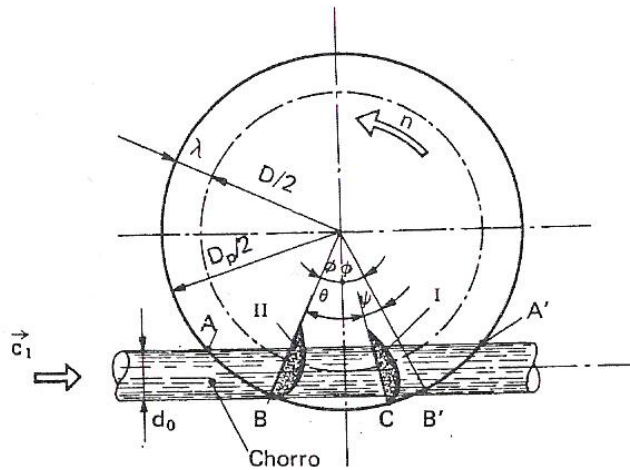
Las turbinas Pelton de  $n_s$  pequeños se denominan lentas y las de  $n_s$  grandes son rápidas. Según la relación de las revoluciones específicas con la de diámetros se dice que son directamente proporcionales, de donde se deduce que estas turbinas muy rápidas se distinguen por su diámetro del rodete pequeño, un diámetro de chorro grande, caudales relativamente grandes y sus cucharas de dimensiones amplias, por lo contrario se tiene que las turbinas lentas tienen diámetros de rodete muy grandes, un diámetro de chorro muy pequeño, caudal y cucharas muy pequeñas.

### **3.4.2 Paso máximo y número de cucharas**

El paso angular está ligado al número de  $Z$  y se determina por la ecuación siguiente:

$$\theta = \frac{2 \cdot \pi}{Z}$$

La arista de entrada del álabe es una recta paralela al eje de rotación, el chorro es un cilindro constituido por partículas de agua que poseen una velocidad  $c_1$ .



**Fig. 33. Paso de una cuchara**

El cálculo del paso de la cuchara o álabe de un rodete Pelton, se determina en función a diferentes pasos, como lo son el paso angular, paso medio circunferencial. Ahora se realizara un análisis de las diferentes ecuaciones para determinar el paso de las cucharas en el rodete.

Se determina el valor de la distancia existente entre el diámetro de paso del rodete y el diámetro máximo en la cresta de la cuchara.

$$\lambda = \frac{D_a - D}{2} \quad (3.19)$$

*Donde:*

$D$  = Diámetro de paso del rodete.

$D_a$  = Diámetro de la circunferencia que describe la punta de la arista al rotar el rodete.

$$\lambda = \frac{0.263 - 0.216}{2}$$

$$\lambda = 0.0235m$$

Se determina los valores del paso angular y del paso medio en la circunferencia  $D$

$$\varphi = \arccos \frac{1 + \delta}{1 + 2 \cdot k \cdot \delta} \quad (3.20)$$

Donde:

$k$  = Es la relación existente entre los diámetros de paso, de cresta y diámetro del chorro.

$$k = \frac{1}{2} \cdot \frac{D_a - D}{d}$$

$$k = \frac{1}{2} \cdot \frac{0.263 - 0.216}{0.026}$$

$$k = 0.9$$

El valor del ángulo ( $\varphi$ ) comprendido entre el centro del rodete y el punto máximo de salida del chorro de agua es:

$$\varphi = \arccos \frac{1 + \delta}{1 + 2 \cdot k \cdot \delta}$$

$$\varphi = \arccos \frac{1 + 0.12}{1 + 2 \cdot 0.9 \cdot 0.12}$$

$$\varphi = 0.4$$

Entonces el valor del ángulo ( $\psi$ ) comprendido entre la arista de la cuchara y el punto máximo de salida del chorro de agua es:

$$\psi = \frac{2 \cdot k_U}{k_C} \cdot \sqrt{(1 + 2 \cdot k \cdot \delta)^2 - (1 + \delta)^2}$$

$$\psi = \frac{2 \cdot 0.44}{0.98} \cdot \sqrt{(1 + 2 \cdot 0.9 \cdot 0.12)^2 - (1 + 0.12)^2}$$

$$\psi = 0.425$$

El valor del paso máximo es:

$$\begin{aligned}\theta &= 2 \cdot \varphi - \psi \\ \theta &= 2 \cdot 0.4 - 0.425 \\ \theta &= 0.375\end{aligned}$$

El paso máximo medido en la circunferencia es:

$$\begin{aligned}t &= (2 \cdot \varphi - \psi) \cdot \frac{D}{2} \\ t &= (2 \cdot 0.4 - 0.425) \cdot \frac{0.216 \text{ m}}{2} \\ t &= 0.040 \text{ m}\end{aligned}$$

El número teórico de cucharas para este caso es:

$$\begin{aligned}z' &= \frac{2 \cdot \pi}{\theta} \\ z' &= \frac{2 \cdot \pi}{0.375} \\ z' &= 16.7 \quad 17 \text{ Cucharas}\end{aligned}$$

Si  $n_s$  es bajo la turbina sería lenta en ese caso conviene tomar un valor de paso bastante menor de (0.65 – 0,85) que el valor obtenido por el cálculo, esto se realiza con el fin de asegurar el aprovechamiento de todas las partículas del chorro. Se debe tener en cuenta que cuando se disminuye el paso el número de alabes debe aumentar y por consiguiente el rozamiento aumenta y la fijación de los alabes al rodete su torna complejo.

Por el contrario si el número específico de revoluciones sería elevado, la turbina sería rápida y el valor del paso solo sería ligeramente inferior al obtenido.

Realizando un análisis de la trayectoria de una partícula de agua desde el momento que toma contacto con la cuchara hasta que la abandona, luego de transmitir su energía al rodete. Determinamos otro número de alabes que se deben ubicar en la

periferia del rodete, con el fin de tener un número máximo y mínimo de cucharas para luego estandarizar el número de alabes.

$$Z = \frac{2 \cdot \pi}{k_p \cdot \left( \theta - 2 \cdot \left( \frac{Da}{Dp} \right) \cdot k_u \cdot \text{sen} \left( \frac{\theta}{2} \right) \right)} \quad (3.21)$$

Donde

$z$  = Número de cucharas

$K_p$  = Factor que define el paso real de la cuchara y se toma del rango comprendido entre 0.65 y 0.85

$D_p$  = Diámetro del rodete en m.

$Da$  = Diámetro de la circunferencia que describe la punta de la arista al rotar el rodete, en metros.

$\theta$  = Ángulo en radianes.

$$\theta = 2 \cdot \text{arc cos} \left( \frac{D_p + d}{Da} \right)$$

$$\theta = 2 \cdot \text{arc cos} \left( \frac{0.216 \text{ m} + 0.026 \text{ m}}{0.263 \text{ m}} \right)$$

$$\theta = 0.804 \text{ rad}$$

$f$  = Dimensión de la cuchara desde el eje del chorro de agua hasta la punta de la arista, en metros.

$K_u$  = Coeficiente de velocidad tangencial, sacado de la tabla 2.18 en función de la relación de diámetros.

$$Z = \frac{2 \cdot \pi}{0.85 \cdot \left( 0.804 - 2 \cdot \left( \frac{0.263}{0.216} \right) \cdot 0.445 \cdot \text{sen} \left( \frac{0.85}{2} \right) \right)}$$

$$Z = 19.4 \approx 19 \text{ CUCHARAS}$$

La relación de diámetros del chorro y del rodete para el presente caso será determinado de la siguiente forma.

$$\frac{D_p}{d} = \frac{\text{Diámetro del rodete}}{\text{Diámetro del chorro}} \quad (3.22)$$

$$\frac{D_p}{d} = \frac{0,216 \text{ m}}{0,026 \text{ m}} = 8,3$$

Como se puede notar la presente relación es adimensional.

En la tabla siguiente podemos notar entre que valores están comprendido el número de cucharas en función de la relación de diámetros y del coeficiente de velocidad tangencial.

**Tabla No 12**

<i>Número de cucharas en función de la relación de diámetro del rodete/diámetro del chorro</i>			
$\frac{D_p}{d}$	<i>Ku</i>	Número de cucharas	
		<b>Z min.</b>	<b>Z máx.</b>
15	0.471	21	27
14	0.469	21	26
13	0.466	20	25
12	0.463	20	24
11	0.460	19	24
10	0.456	18	23
9	0.451	18	22
8	0.445	17	22
7,5	0.441	17	21

Con los datos obtenidos del cálculo para una relación de diámetros (diámetro del rodete y diámetro del chorro) de 8 obtenemos un número de cucharas como mínimo de 17 y como máximo de 22, por procesos de construcción se ha determinado el número de cucharas de igual a 17.

### 3.4.3 Orientación de las cucharas en el rodete

Para definir la orientación de la arista de la cuchara con respecto al centro de giro del rodete, se realiza un análisis de la trayectoria relativa del chorro del agua en la cuchara para encontrar la última posición del chorro lleno. En esta posición la arista debe estar ubicada en forma perpendicular al chorro, quedando definida su orientación.

El análisis que se suele realizar para definir la orientación de las cucharas se lo suele realizar de forma gráfica “consiste en trazar la trayectoria relativa a dos partículas, una ubicada en la parte superior del chorro y la otra en la parte inferior, desde el momento que toman contacto con las cucharas hasta que la abandonan. Estas trayectorias están definidas en la figura por dos arcos de círculo, cuya orientación la define la velocidad relativa  $k_w$ , en el plano paralelo al rodete. Asumiendo una inclinación de la arista de la cuchara, esta tendrá que ser tangente un círculo primitivo de centro  $C$ ”.

A partir de este análisis han determinado una fórmula empírica que define el diámetro  $D_o$  de una circunferencia con centro en  $C$ , cuyas tangentes determinan la orientación de las aristas de las cucharas.

$$\frac{D_p}{D_o} = \frac{\left(7,87 \cdot \left(\frac{D_p}{d}\right) - 26\right)}{Z} \quad (3.23)$$

Donde

$z$  = Número de cucharas

$D_o$  = Diámetro de orientación.

$D_p$  = Diámetro del rodete.

$d$  = Diámetro del chorro.



$$\frac{D_p}{D_o} = \frac{\left(7,87 \cdot \left(\frac{D_p}{d}\right) - 26\right)}{Z}$$

$$\frac{0,216}{D_o} = \frac{\left(7,87 \cdot \left(\frac{0,216}{0,026}\right) - 26\right)}{17}$$

$$D_o = 0,098 \text{ m}$$

Definida la orientación de la cuchara se puede determinar el ángulo de talonamiento que es el ángulo formado por la arista de la cuchara y la parte posterior de la misma, el ángulo de talonamiento se puede verse en función del número de cucharas y de la relación de diámetros del rodete y del chorro.

Para determinar la orientación del borde de la cuchara con respecto al centro de giro del rodete, se puede utilizar la siguiente relación práctica:

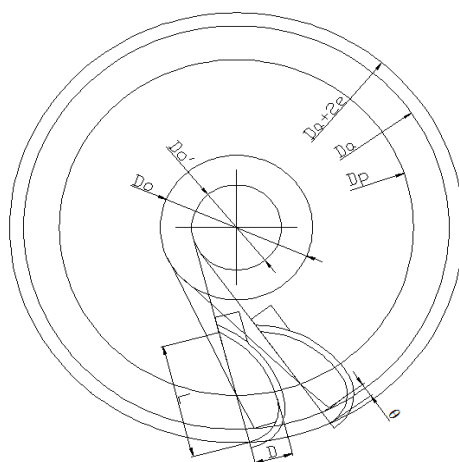
$$\frac{D_o'}{D_p} = \frac{\left(5,3 - 0,12 \cdot \left(\frac{D_p}{d}\right)\right)}{Z} \quad (3.24)$$

Donde

$D_o'$  = Diámetro del círculo cuyas tangentes definen la orientación del borde de la cuchara.

$$\frac{D_o'}{0,216} = \frac{\left(5,3 - 0,12 \cdot \left(\frac{0,216}{0,026}\right)\right)}{17}$$

$$D_o' = 0,0547 \text{ m}$$



**Fig. 34. Orientación de las cucharas en el rodete**

La orientación de las cucharas y su ángulo de talonamiento son factores determinantes para obtener buenas eficiencias, estos parámetros son influyentes en gran medida en la confiabilidad de las cucharas, “*un desgaste excesivo de la punta de la arista se puede deber a un inadecuado ángulo de talonamiento*”

**Tabla No 13**

<i>Ángulos de talonamiento recomendados <math>\gamma_0</math></i>											
Número de cucharas (Z)											
$\frac{D_p}{d}$	7	6	5	4	3	2	1	0	9	8	7
5	8°	8°	7°	7°	6°	6°	5°				
4		7°	7°	6°	5°	5°	4°				
3			6°	6°	5°	5°	4°	3°			
2				5°	4°	4°	3°	2°			
1				5°	4°	3°	3°	2°	1°		
					4°	3°	2°	1°	0°	0°	

0											
						4°	3°	2°	0°	0°	
						5°	4°	3°	1°	0°	9°
5						5°	4°	2°	1°	1°	9°

### 3.5 DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES GENERALES DEL RODETE

A continuación se desarrollará el análisis de resistencia de materiales de los componentes principales del rodete, como lo son:

- ✓ El diámetro mínimo del eje de transmisión de potencia.
- ✓ El lado y longitud de la chaveta cuadrada del rodete.
- ✓ El lado y longitud de la chaveta cuadrada de la polea de transmisión de potencia.
- ✓ El diámetro de los pernos de ajuste de las cucharas.

Y con ello se procederá a determinar:

- ✓ Las dimensiones de las poleas de la transmisión.
- ✓ La geometría de la transmisión por bandas
- ✓ El número y el tipo de correas necesarias.

Para llevar a cabo el análisis mencionado se parte de las siguientes condiciones determinadas en la sección anterior:

- ✓ Velocidad de salida del agua desde el inyector: 21.69 m/s.
- ✓ Velocidad tangencial de la turbina en el radio de incidencia: 9.97 m/s.
- ✓ Potencia máxima a generar: 2000 Vatios.
- ✓ Caudal de salida del inyector: 0.0106 m<sup>3</sup>/s
- ✓ Número de álabes: 17
- ✓ Diámetro exterior del rodete: 26.3 cm
- ✓ Diámetro del punto de incidencia del chorro: 21.6 cm

El parámetro principal que influye en la generación de potencia, es la incidencia del chorro de agua en los álabes. Dentro de ello hay que distinguir 2 diferentes aspectos; el primero se suscita al instante de arranque de la turbina, momento en el cual se produce un torque inicial y el segundo cuando la turbina alcanza la velocidad nominal y se produce también el torque nominal teórico.

De acuerdo a lo mencionado, es necesario determinar la fuerza de impacto del chorro de agua en las mencionadas situaciones, para ello nos basamos en el teorema del impulso o de la cantidad de movimiento.

El chorro de agua que sale del inyector varía su cantidad de movimiento al chocar con la cuchara. La fuerza que el chorro ejerce sobre la cuchara es la relación de la fuerza expresada por la siguiente ecuación:

$$F = \rho \cdot Q \cdot (V_{x2} - V_{x1})$$

El agua ha estado sometida a una fuerza igual a la de la expresión anterior. El álabe experimenta una fuerza F igual y de sentido contrario a la expresada por la misma ecuación.

✓ ***Puesta en marcha.***- Se considera que en un principio el rodete está fijo, esta fuerza multiplicada por el radio del punto de incidencia del chorro en el rodete es la contribución de dicho álabe al par de arranque. De lo mencionado determinamos dicho valor.

De acuerdo a la geometría del álabe determinada en la sección anterior y la velocidad del fluido hallamos la diferencia de velocidades en los diferentes ejes.

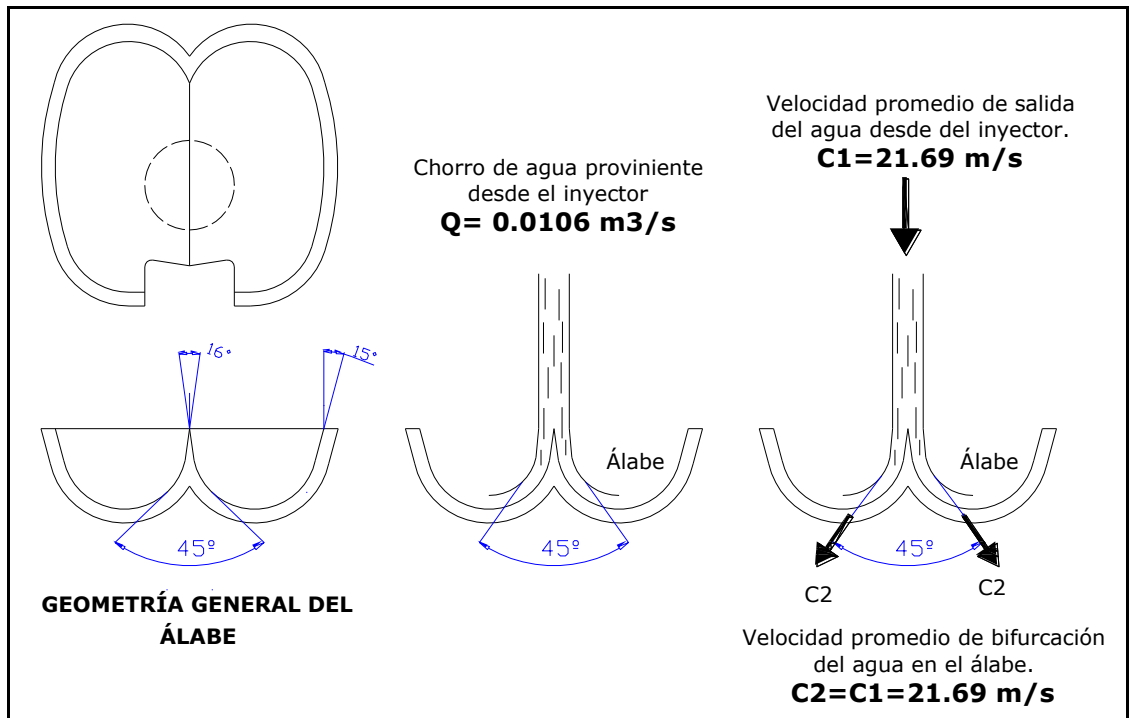


Figura. 35. Ángulos básicos de incidencia, velocidades de entrada y salida del fluido en el álabe.

El chorro incide en el álabe con la velocidad  $C1$ . Despreciando el rozamiento tenemos que  $C2=C1$ . La fuerza que el fluido ejerce sobre el álabe es la reacción, o sea igual y de sentido contrario a la establecida por la ecuación de la cantidad de impulso.

Analizando las velocidades se tiene:

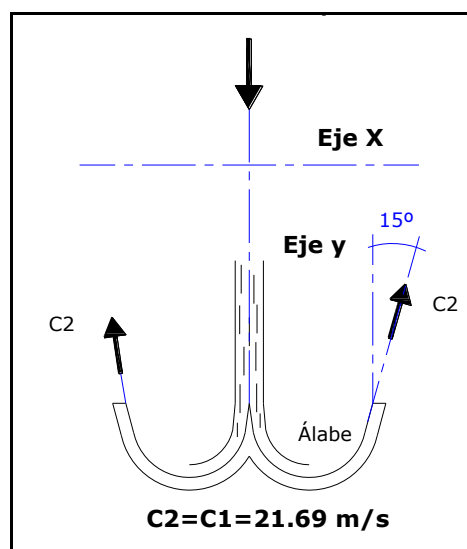


Figura. 36: Velocidades de entrada y salida del fluido en el álabe.

$$C1y = C1, \quad C2y = C2 * \cos(15^\circ)$$

$$C1x = 0, \quad C2x = C2 * \sin(15^\circ)$$

De acuerdo a esto la fuerza producida en el eje Y es:

$$Fy = Q \cdot \rho \cdot [C1 + C2 \cdot \cos(15^\circ)]$$

$$Fy = 0.0106 \frac{m^3}{s} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3} \cdot \left[ 21.69 \frac{m}{s} + 21.69 \frac{m}{s} \cdot \cos(15^\circ) \right]$$

$$Fy = 451.99N$$

Las fuerzas en el eje X se anulan debido a la división equitativa del chorro y las fuerzas en el eje Z se consideran nulas ya que el chorro no tiene acción en ese eje.

Conocida la fuerza hallamos el torque producido o par de arranque de la turbina.

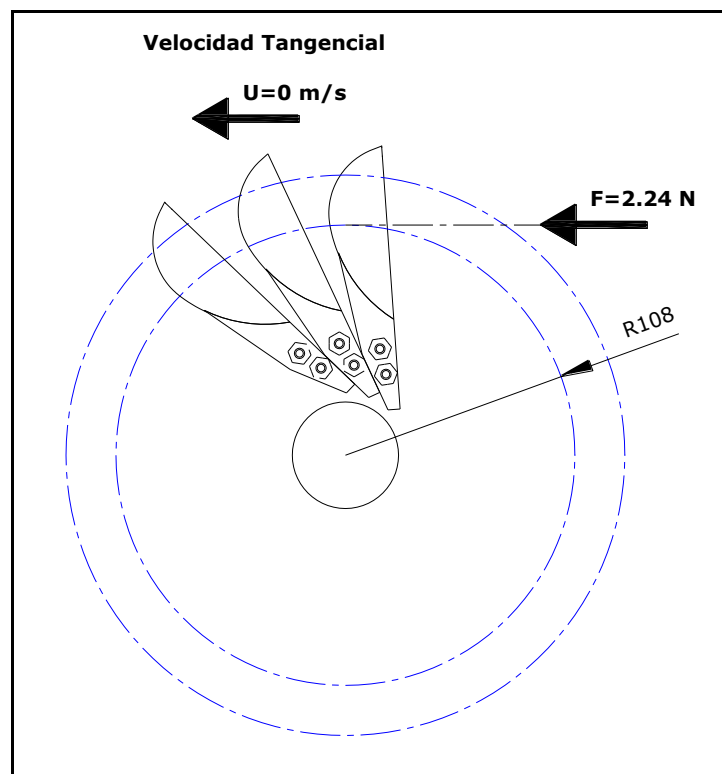


Figura 37. Parámetros para determinación del torque de arranque.

$$\tau = F * R$$

$$\tau = 492 \text{ N} \cdot 0.108 \text{ m}$$

$$\tau = 53.13 \text{ Nm}$$

- ✓ **Torque nominal.**- Para el caso de la turbina en movimiento, el álabe se mueve con movimiento de traslación y velocidad tangencial teórica de la turbina igual a  $U=9.97\text{m/s}$  (calculado en la sección anterior), este movimiento tiene la misma dirección que la velocidad del fluido a la salida del inyector ( $C1= 21.69 \text{ m/s}$ ), la velocidad relativa del álabe, respecto al agua será:

$$w1 = (C1 - U)$$

$$w1 = \left( 21.69 \frac{\text{m}}{\text{s}} - 9.97 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$w1 = 11.72 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La gráfica siguiente detalla lo mencionado:

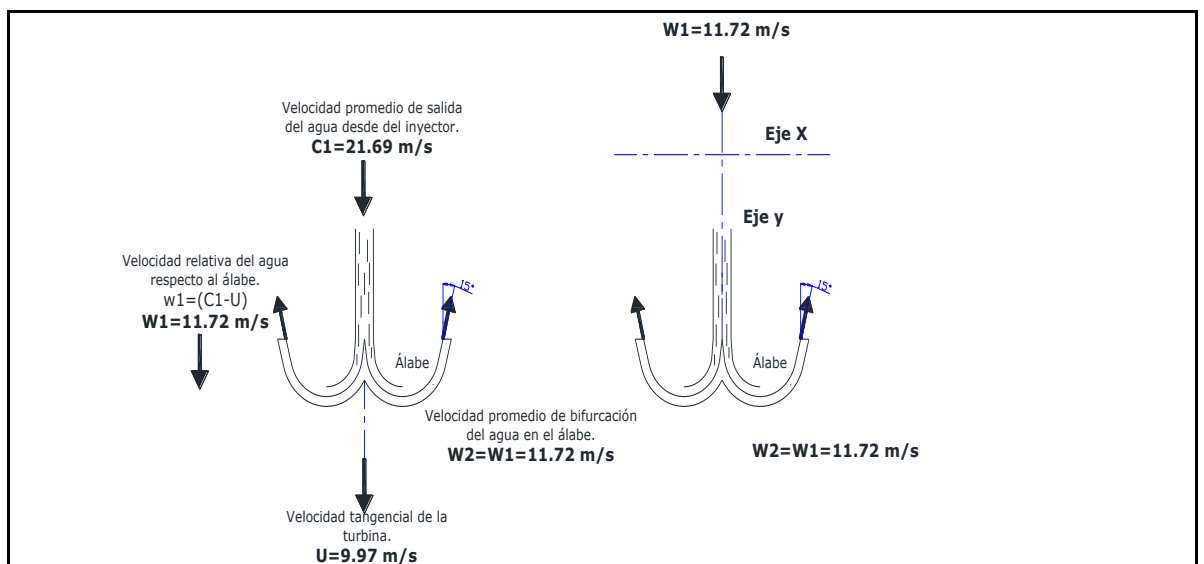


Figura 38. Velocidades de entrada y salida del fluido en el álabe en movimiento.

$$W_{1y} = W_1, \quad W_{2y} = W_2 \cdot \cos(15^\circ)$$

$$W_{1x} = 0, \quad W_{2x} = W_2 \cdot \sin(15^\circ)$$

De acuerdo a esto la fuerza producida en el eje Y es:

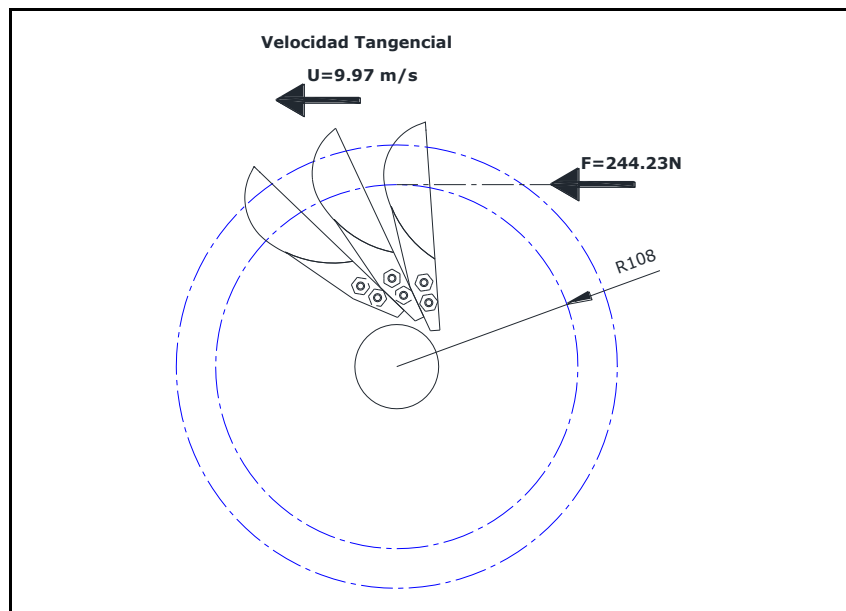
$$F_y = Q \cdot \rho \cdot [W_1 + W_2 \cdot \cos(15^\circ)]$$

$$F_y = 0.0106 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left[ 11.72 \frac{\text{m}}{\text{s}} + 11.72 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \cos(15^\circ) \right]$$

$$F_y = 244.23 \text{ N}$$

Al igual que en el caso anterior las fuerzas en el eje X se anulan debido a la división equitativa del chorro y las fuerzas en el eje Z se consideran nulas ya que el chorro no tiene acción en ese eje.

Conocida la fuerza hallamos el torque nominal de la turbina.



**Figura 39. Parámetros para determinación del torque nominal.**



$$\tau = F * R$$

$$\tau = 244.23N \cdot 0.108m$$

$$\tau = 26.37Nm$$

Como se puede observar el torque es menor que al caso anterior.

Para el análisis de resistencia de materiales se considerará la fuerza máxima calculada (fuerza para el arranque) y la velocidad teórica de la turbina, cuyos valores son:

$$F = 452 N \text{ (Fuerza que se tomara en cuenta para la simulación)}$$

$$\omega = \frac{U}{R} = \frac{9.97 \frac{m}{s}}{0.108m} = 92.31 \frac{rad}{s}$$

**Cálculo del diámetro mínimo del eje.** Como se puede observar, el torque antes calculado es muy bajo en relación a la potencia de diseño, para este caso solo consideraremos las revoluciones producto de la velocidad tangencial y como torque de diseño, el resultado de la potencia de diseño a las revoluciones antes mencionadas.

Las revoluciones del el rodete serán:

$$Rpm = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$$

$$Rpm = 881.54$$

La potencia de diseño es igual a 2KW, lo que generaría un torque igual a:

$$\tau = \frac{Pd}{\omega}$$

$$\tau = \frac{2000 \text{ Vatios}}{92.31 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$\tau = 21.66 \text{ Nm}$$

Esta potencia será transmitida mediante correas trapezoidales, para ello se debe conocer las revoluciones requeridas por el generador de energía el cual se trata de un generador tetra-polar, o sea necesitaría 900 rpm.

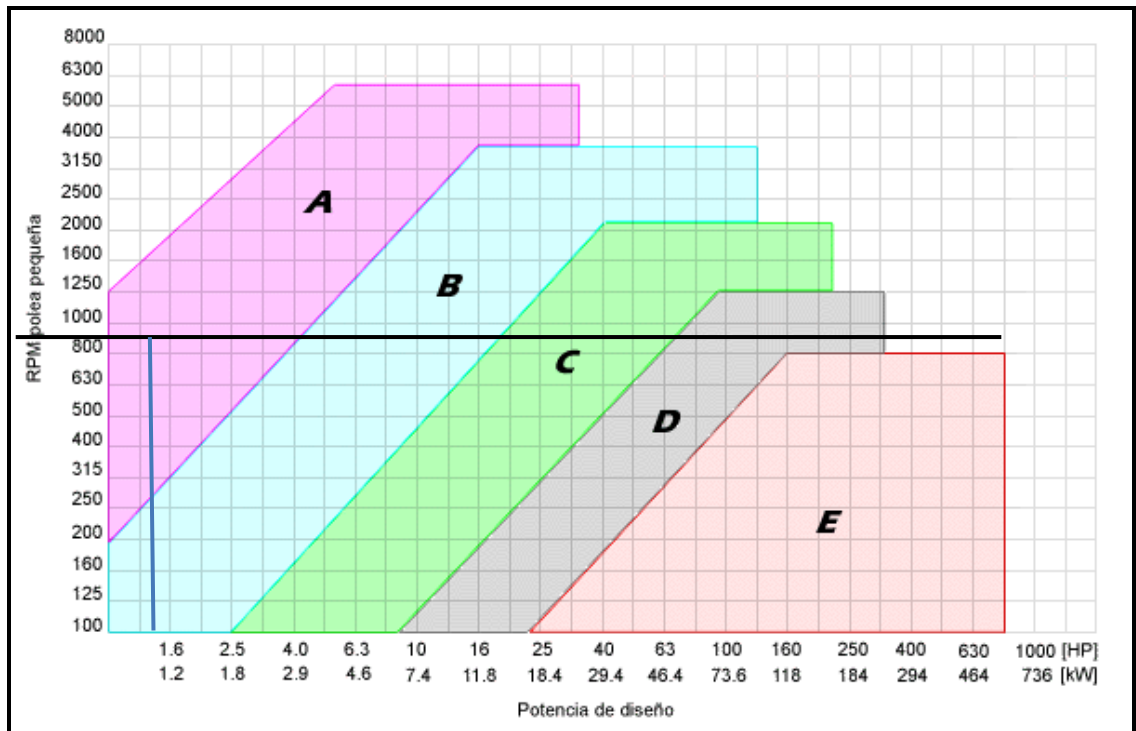
Con estos valores encontraremos la relación de aumento de velocidad necesaria:

$$i = \frac{\text{Rpm turbina}}{\text{Rpm generador}}$$

$$i = \frac{881.54}{900} = 0.979$$

Se escogerá una relación un poco menor debido a que los componentes de dicha transmisión en el mercado local varían sus diámetros en rangos de ½ pulgada.

Basados en el diagrama de selección del perfil de la correa para la potencia de diseño y las revoluciones de la polea menor (en este caso la del generador), se determinará el tipo de correa idóneo y con ello los diámetros necesarios de las poleas.



**Figura 40. Diagrama para selección de perfil de correa.**

De acuerdo al esquema anterior se puede observar que las líneas intersecan en el perfil tipo A, ya que es el más próximo para las condiciones de diseño.

Para el diámetro mínimo de la polea menor se utiliza la siguiente tabla (extracto del libro de diseño de máquinas de Drovoslovski).

Características Generales de Correas trapeciales (Obtibel).

Perfiles	Z	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	SPC
b (mm)	10	13	17	22	32	9,7	12,7	16,3	22
h (mm)	6	8	11	14	19	8	10	13	18
ho (mm)	2,5	3,3	4,2	5,7	-	2	2,8	3,5	4,8
Area (mm <sup>2</sup> )	-	81	138	230	-	56	103	159	265
dmin	50	71	112	180	250	63	90	140	224
Máxima flexión / seg	40					100			
Velocidad máxima (m/s)	30					42			

ho = distancia desde la línea neutra hasta la capa superior de la correa.

dmin: Diámetro mínimo recomendado para las poleas.

Para la correa tipo A, el diámetro mínimo es 71mm. Entonces el diámetro de la polea conductora será 3" (76mm), siendo el diámetro de la polea conducida, igual a 3.5" (89mm), con estos valores la relación de transmisión queda igual a:

$$i = \frac{3''}{3.5''} = 0.8571$$

Con lo que el generador tendrá una velocidad de:

$$Rpm \text{ generador} = \frac{Rpm \text{ turbina}}{i} = \frac{881.54}{0.8571} = 1028.5 \text{ rpm}$$

EL diámetro de la polea conductora, el diámetro del punto de incidencia del chorro en la turbina y el torque de diseño nos permiten calcular las fuerzas tangenciales existentes tanto en la polea como en la turbina.

Así tenemos la fuerza tangencial en la polea:

$$FT_p = \frac{\tau}{R} = \frac{21.66Nm}{0.045m} = 481.33N$$

Y la fuerza tangencial en la turbina:

$$FTt = \frac{\tau}{R} = \frac{21.66Nm}{0.108m} = 200.55N$$

El eje flector irá soportado por medio de dos chumaceras, en el medio de ellas irá el rodete y en una esquina irá la polea de transmisión de potencia.

El diagrama siguiente muestra la geometría general del eje antes mencionado y el sentido simbólico de las cargas existentes.

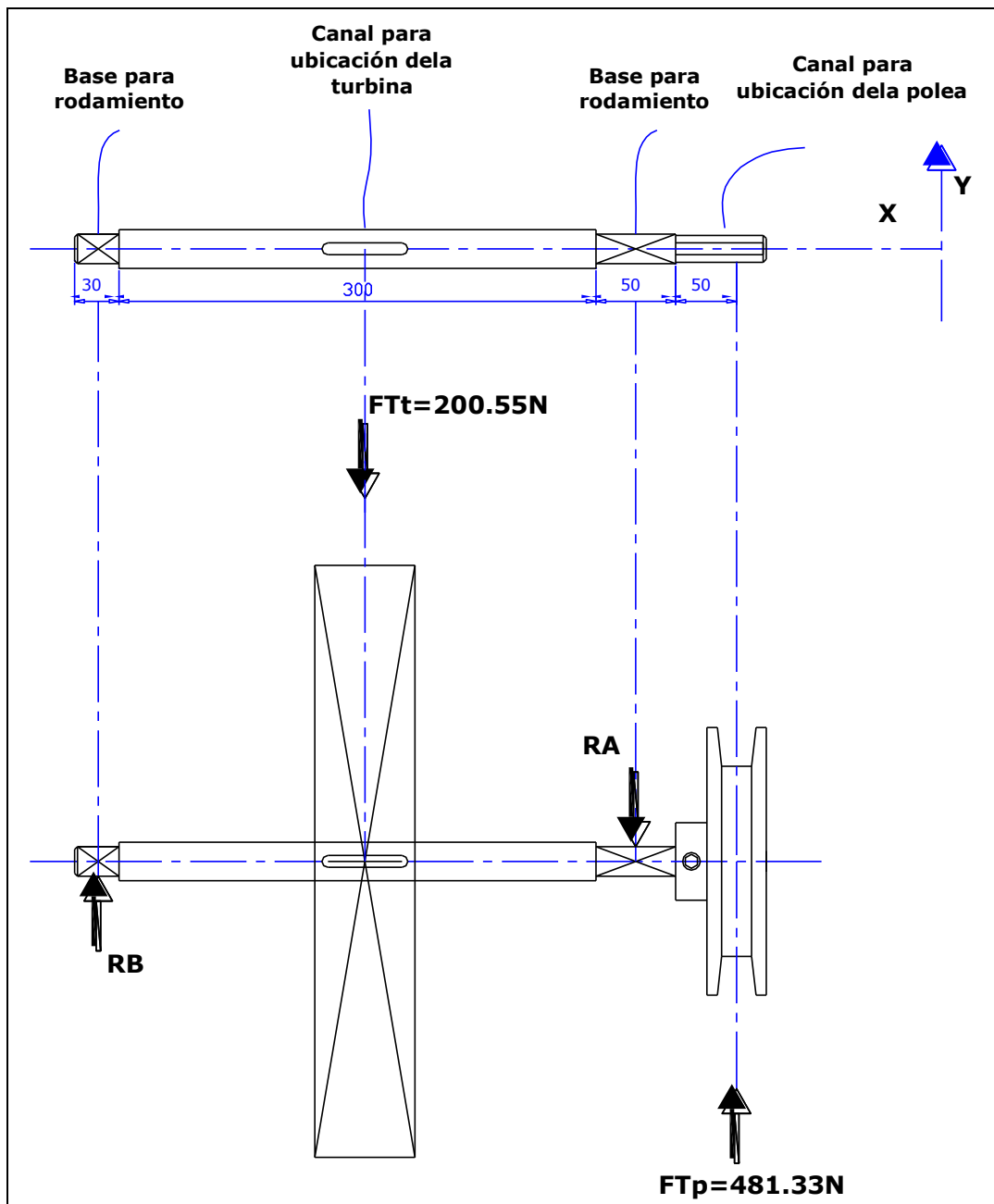


Figura 41. Diagrama de geometría y cargas del eje de la turbina

Ahora se determina las reacciones en los puntos de los rodamientos RA y RB, como sigue:

$$\sum Fy = 0$$

$$\sum Fy = FTp + RB - FTt - RA = 0$$

$$\sum Fy = 481.33N + RB - 200.55N - RA = 0$$

$$RB - RA = 280.78N \text{ Ecuación \#1}$$

$$\sum Mom_A F = 0$$

$$\sum Mom_A F = FTp \times 0.075m + FTt \times 0.175m - RB \times 0.34m = 0$$

$$481.33N \times 0.075m + 200.55N \times 0.175m - RB \times 0.34m = 0$$

$$71.196Nm - RB \times 0.34m = 0$$

$$-RB = -\frac{71.196Nm}{0.34m}$$

$$RB = 209.4N$$

Al valor de RB lo sustituimos en la ecuación #1 y hallamos el valor de RA:

$$RB - RA = 280.78N$$

$$209.4N - RA = 280.78N$$

$$RA = -71.38N$$

Los valores de las reacciones serán considerados al instante de seleccionar los rodamientos.

Conocidos todas las cargas hallamos el mayor momento flector. El diagrama siguiente, detalla los momentos flexionantes existentes en el eje.

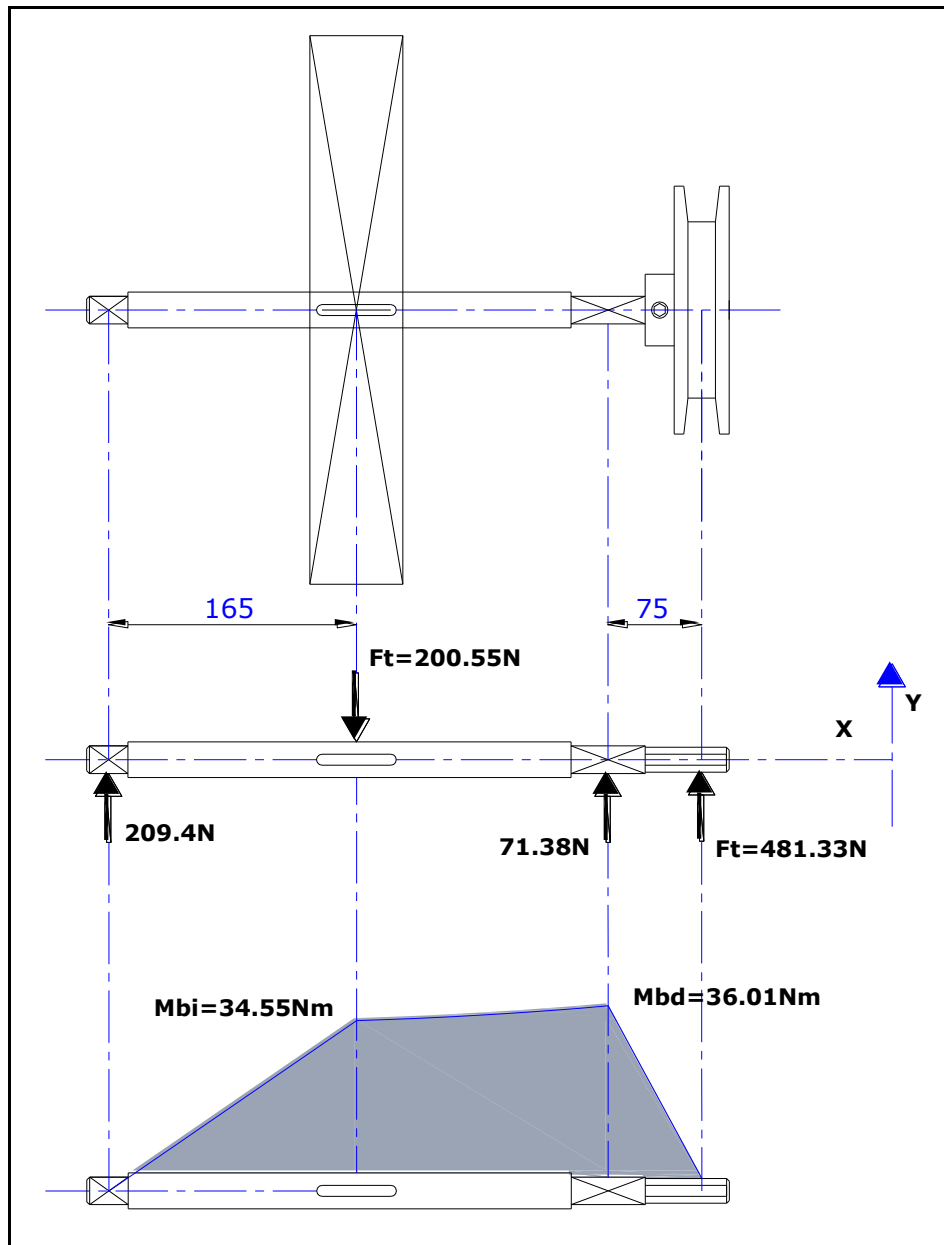


Figura 42. Diagrama de momentos flectores y cargas en el eje de la turbina



Como se puede observar el mayor momento se encuentra al lado derecho. Este valor será utilizado para el cálculo del eje.

Los parámetros para el cálculo del eje son:

- ✓ Momento torsor: 21.66Nm
- ✓ Momento flector: 36.1Nm
- ✓ Material seleccionado: SAE 10-20
- ✓ Esfuerzo a la tracción: 3115 Kg/cm<sup>2</sup>.
- ✓ Coeficiente de Poisson para el acero: 0.3

El esfuerzo permisible es igual a:

$$S_s = \sigma_t \cdot \mu_p = 3115 \frac{kg}{cm^2} \cdot 0.3 = 934.5 \frac{kg}{cm^2} = 91581000 \frac{N}{m^2}$$

Debido a los canales de las chavetas este esfuerzo se reduce un 85% para el cálculo. Entonces el esfuerzo será:

$$S_s = 91581000 \frac{N}{m^2} \cdot 0.85 = 77843850 \frac{N}{m^2}$$

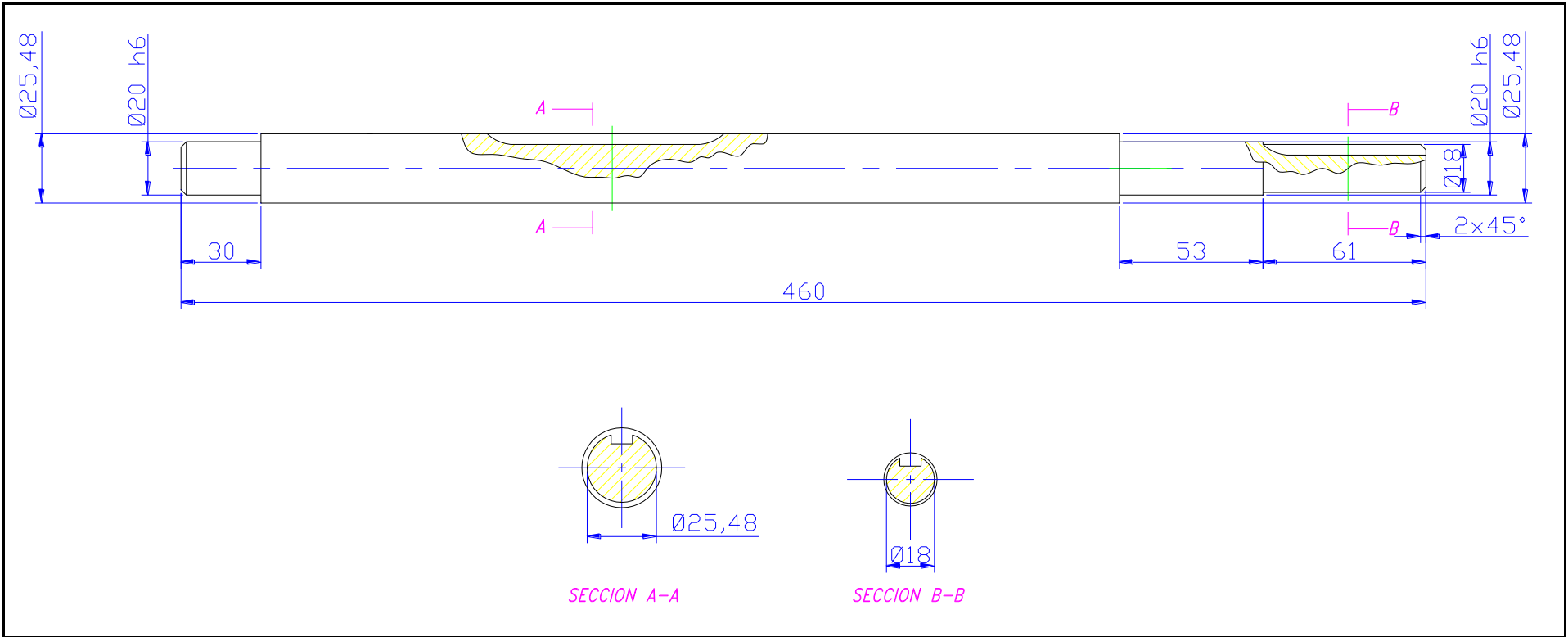
El diámetro mínimo del eje será:

$$\emptyset = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S_s} \sqrt{(Mt \cdot kt)^2 + (Mb \cdot kb)^2}}$$

$$\emptyset = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 77843850 \frac{N}{m^2}} \sqrt{(21.66Nm \cdot 1.25)^2 + (36.1Nm \cdot 1.25)^2}}$$

$$\emptyset = 0.0144m = 14.4mm \approx 5/8"$$

Por razones de mecanizado escogeremos un diámetro un poco mayor, el diagrama siguiente muestra la forma y las dimensiones generales del eje en estudio:



**Figura 43. Diagrama general del eje principal de la turbina**

Definidas las dimensiones de los ejes determinamos, las dimensiones de las chavetas existentes, la primera existente en el cubo de la turbina y la segunda en el cubo de la polea.

El material de las chavetas tiene que ser de menor resistencia o de menor esfuerzo permisible comparado con el esfuerzo permisible del material del eje. Por esta razón se utilizará hierro dulce como material de las chavetas. Como consideración inicial tomaremos una sección cuadrada recomendada para estos casos y un coeficiente de diseño de 2, se analizará las chavetas a la compresión y al corte.

Según el documento de Diseño de Elementos de Máquinas de V. M FAIRES los esfuerzos de cálculo para las chavetas son:

$$S_{sciz} = \frac{S_y \times \mu_p}{\mu_s} \text{ Esfuerzo permisible para cizalladura}$$

$$S_{comp} = \frac{S_y}{\mu_s} \text{ Esfuerzo permisible para compresión}$$

Para el material seleccionado tenemos:

$$S_y = 1757 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\mu_p = 0,5 \quad , \quad \mu_s = 2$$

$$S_{sciz} = \frac{1757 \frac{kg}{cm^2} \times 0.5}{2} = 439.25 \frac{kg}{cm^2} = 43046500 \frac{N}{m^2}$$

$$S_{comp} = \frac{1757 \frac{kg}{cm^2}}{2} = 878.5 \frac{kg}{cm^2} = 86093000 \frac{N}{m^2}$$

El lado de las chavetas se selecciona de la tabla siguiente (extracto del libro de Diseño de Elementos de Máquinas de V. M FAIRES anexo AT19:

**Tabla No 14**

<b>DIMENSIONES DE CHAVETAS</b>							
<b>libro de Diseño de Elementos de Máquinas de V. M FAIRES anexo AT19:</b>							
<b>Diametro del eje (inclusives)</b>		<b>b</b>		<b>t</b>		<b>Tolerancia en b</b>	
pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
1/2 - 3/16	12,7-14,3	1/3	3,2	3/32	2,4	-0,0020	-0,0508
5/8 - 1/3	15,9-22,2	4/16	4,8	1/8	3,2	-0,0020	-0,0508
15/16 - 1 1/4	23,8-31,7	1/4	6,4	3/16	4,8	-0,0020	-0,0508
1 5/16 - 1 3/8	33,3-34,9	5/16	7,9	1/4	6,4	-0,0020	-0,0508
1 7/16 - 1 3/4	36,5-44,4	3/5	9,5	1/4	6,4	-0,0020	-0,0508
1 13/16 - 2 1/4	46,0-75,1	1/2	12,7	1/8	9,5	-0,0025	-0,0635
2 3/16 - 2 3/4	58,7-69,8	5/8	15,9	7/16	11,1	-0,0025	-0,0635
2 1/3 - 3 1/4	73,0-82,5	3/4	19,1	1/3	12,7	-0,0025	-0,0635
3 3/8 - 3 3/4	85,7-95,2	1/8	22,2	5/8	15,9	-0,0030	-0,0762
3 7/8 - 4 1/2	98,4-114,3	1	25,4	3/4	19,1	-0,0030	-0,0762
4 3/4 - 5 1/3	120,7- 139,7	1 1/4	31,7	7/8	22,2	-0,0030	-0,0762
5 3/4 - 6	146,1- 152,4	1 1/2	38,1	1	25,4	-0,0030	-0,0762

En el caso de la medida del eje para la polea (diámetro del eje=18mm) el lado de la chaveta recomendado es: 4.8mm.

En el caso de la medida del eje para la turbina (diámetro del eje=25.4mm) el lado de la chaveta recomendado es: 6.4mm.

Conocidos estos valores se determina la longitud mínima de dichas chavetas:

Nos basamos en los siguientes esquemas:

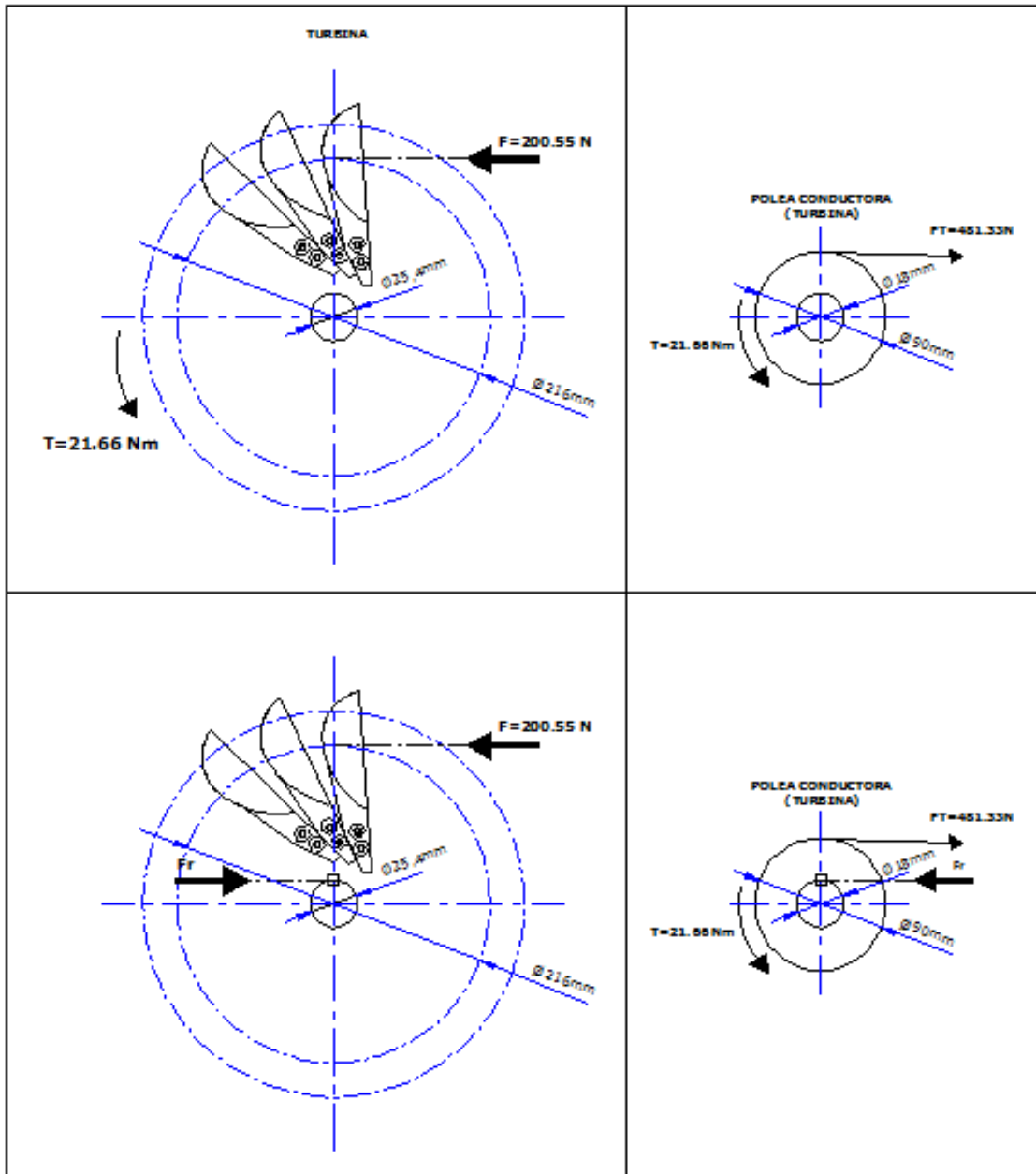


Figura 44. Diagrama para análisis de longitud de chavetas.

Igualando momentos en ambos casos, tenemos:

$$(F \times R) - (Fr \times Re) = 0$$

$$Fr = \frac{(F \times R)}{Re}$$

Relacionando con el esfuerzo, tenemos:

$$S_s = \frac{Fr}{A} = \frac{F \times R}{Re \times A} = \frac{F \times R}{Re \times L \times a}$$

$$L = \frac{F \times R}{S_s \times Re \times a}$$

Para la chaveta de la turbina, tenemos:

$$L = \frac{200.55N \times 0.108m}{43046500 \frac{N}{m^2} \times 0.0127m \times 0.0064m} = 0.0062m = 6.2mm \text{ Cizallamiento}$$

$$L = \frac{200.55N \times 0.108m}{86093000 \frac{N}{m^2} \times 0.0127m \times 0.0064m} = 0.0031m = 3.1mm \text{ Compresion}$$

Para la chaveta de la polea, tenemos:

$$L = \frac{481.33N \times 0.045m}{43046500 \frac{N}{m^2} \times 0.009m \times 0.0048m} = 0.0116m = 11.6mm \text{ Cizallamiento}$$

$$L = \frac{481.33N \times 0.108m}{86093000 \frac{N}{m^2} \times 0.009m \times 0.0048m} = 0.0058m = 5.8mm \text{ Compresion}$$

En este caso se elegirá valores mayores a los calculados debido a que los cubos de los elementos son de mayor longitud. Para ver detalles revisar (anexo 1) planos de turbina.

### **3.5.1 Cálculo del diámetro mínimo de los pernos sujetadores de las cucharas**

Las cucharas antes calculadas, serán sujetadas a la manzana de la turbina mediante dos pernos, es necesario determinar el diámetro mínimo necesario de los mismos, para ello se hará a continuación un análisis respecto a los esfuerzos máximos al corte que soportarán.

Dentro de esto se considera las siguientes suposiciones:

- Que en cierto instante el momento torsor es aportado por una sola de las cucharas.
- El material del perno, es acero de baja resistencia y galvanizado.
- Que el primer perno cumple el papel (suposición) de una articulación.

Con estas condiciones iniciales se muestra el esquema de las cargas que soportaría cada cuchara.



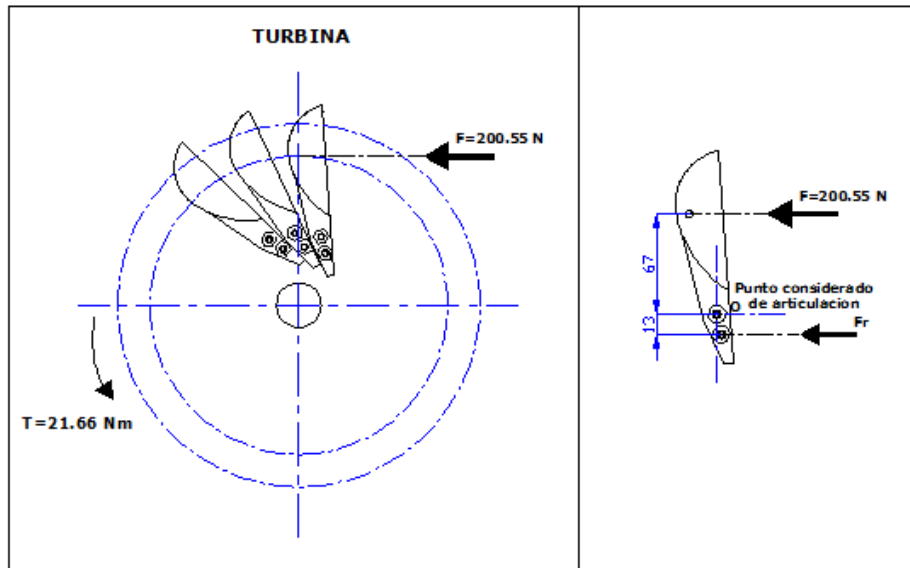


Figura 45. Diagrama para análisis de diámetro de pernos.

$$\sum Mom_o F = 0$$

$$\sum Mom_o F = F \times 0.067m - Fr \times 0.013m = 0$$

$$200.55N \times 0.067m - Fr \times 0.013m = 0$$

$$13.437Nm - Fr \times 0.013m = 0$$

$$-Fr = -\frac{13.437Nm}{0.013m}$$

$$Fr = 1033.6N$$

Para el material seleccionado tenemos:

$$S_y = 1757 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\mu_p = 0,5 \quad , \quad \mu_s = 2$$

$$S_{sciz} = \frac{1757 \frac{kg}{cm^2} \times 0.5}{2} = 439.25 \frac{kg}{cm^2} = 43046500 \frac{N}{m^2}$$

El diámetro mínimo del perno será:

$$S_s = \frac{Fr}{A} \rightarrow A = \frac{Fr}{S_s}$$

$$\frac{\pi \emptyset^2}{4} = \frac{Fr}{S_s}$$

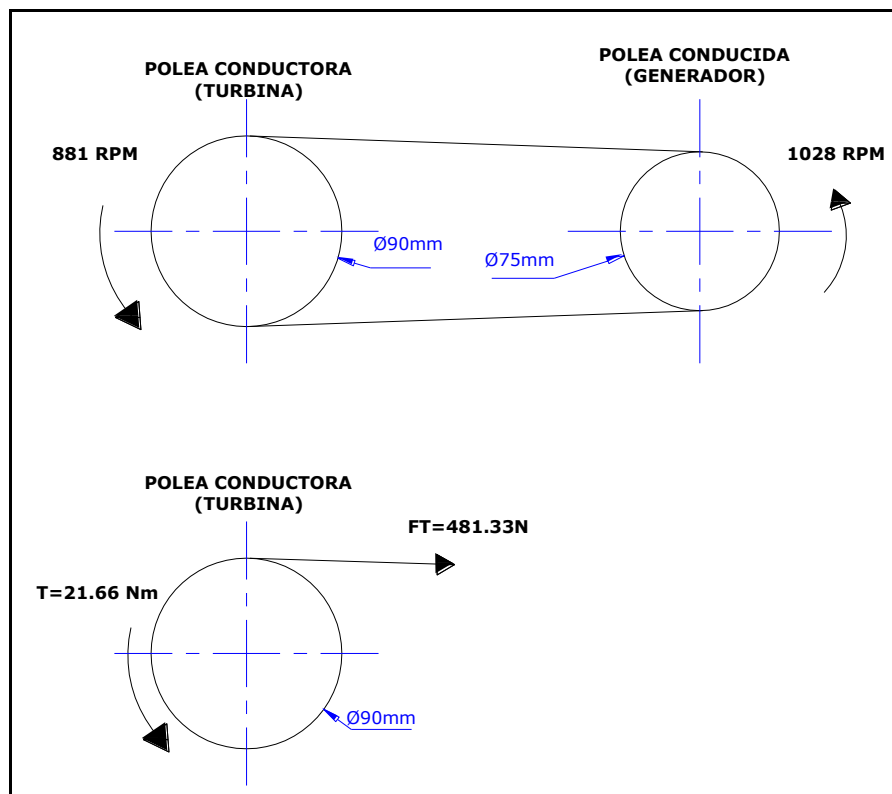
$$\emptyset = \sqrt{\frac{4 \times Fr}{\pi \times S_s}}$$

$$\emptyset = \sqrt{\frac{4 \times 1033.6N}{\pi \times 43046500 \frac{N}{m^2}}} = 0.0053m = 5.3mm \approx 1/4''$$

De lo anterior se selecciona pernos de 6mm, de esta manera se asegura el diseño.

### 3.5.2 Geometría de la transmisión por bandas, número y el tipo de correas necesarias

En la sección anterior se determinó las dimensiones de las poleas para la transmisión de potencia de acuerdo a las revoluciones y la potencia de diseño. El esquema siguiente muestra las dimensiones generales.



**Figura 46. Diagrama de transmisión por bandas y fuerza tangencial.**

Conocidos los diámetros, se puede determinar la distancia entre centros, la cual varía entre 0.8 y 2.4 veces la suma de los diámetros (extracto del libro de diseño de máquinas de Drovoslovski), por razones de tamaño se escoge un valor medio de 1.6 veces la suma de los diámetros de las poleas.

$$D_c = 1.6(D_1 + D_2)$$

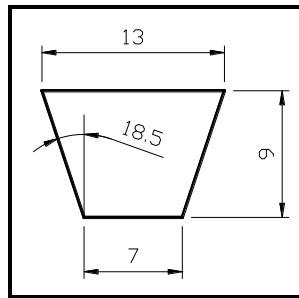
$$D_c = 1.6(0.09\text{m} + 0.075\text{m})$$

$$D_c = 0.264\text{m}$$

De acuerdo a lo calculado la distancia entre centros será aproximadamente 26.5cm.

**Determinación del número de correas necesarias para transmisión de potencia.** A continuación se determinará el número de correas necesarias para la transmisión de potencia de diseño. Anteriormente hemos hecho la selección previa del tipo de correa.

Las correas mencionadas son trapezoidales tipo **A**, y tienen las siguientes características:



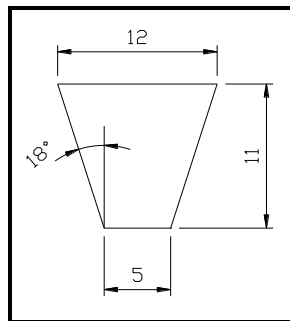
**Figura 47. Sección de las correas trapezoidales tipo A.**

- Área =  $90 \text{ mm}^2$ .
- Densidad =  $0.043 \text{ lb/pulg}^3$ .
- Tensión permisible =  $2840 \text{ lb/pulg}^2$ .
- Angulo de garganta  $37^\circ$ .

Las características de las poleas son las siguientes:

- Polea conductora 3.5 pulg (9 cm).
- Polea conducida 3 pulg (7.5 cm).
- Distancia entre centros 26.5 cm.
- Material de la polea conductora (Aluminio).
- Material de la polea conducida (Aluminio).

De acuerdo a la norma MPTA (Mechanical Power Transmission Association), las poleas con canales o ranuras trapecoidales tienen o deben tener la siguiente forma básica.

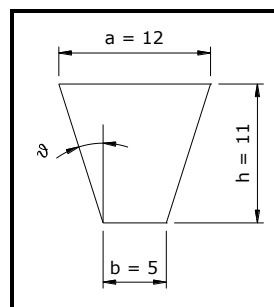


**Figura 48. Sección de los canales de las poleas.**

Las características de la transmisión son:

- Revoluciones de la turbina  $Rpm = 881$
- Potencia de diseño = 2000W.

Con estos datos determinamos la máxima potencia que puede ser transmitida por una correa, para luego, estimar el número de correas haciendo referencia a la potencia total a transmitir. Así tenemos:



**Figura 49. Esquema representativo para el ángulo de garganta en correas tipo A**

**Cálculo del ángulo de garganta de las poleas.**

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{a-b}{2h} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{12-5}{2 \times 11} \right)$$

$$\theta = 17.65^\circ$$

Conocido el valor del ángulo de garganta de las poleas, determinamos los ángulos de abrazamiento de correa sobre las poleas.

Cálculo de los ángulos de abrazamiento.

*r = 45mm Radio de la polea conductora*

*R = 37.5mm Radio de la polea conducida*

*Dc = 265 mm Distancia entre centros*

$$\beta = \sin^{-1} \left( \frac{r-R}{Dc} \right) = 1.3718^\circ$$

*$\alpha_1 = 180 + 2 \cdot \beta = 183.14^\circ$  Angulo de abrazamiento polea conductora*

*$\alpha_2 = 180 - 2 \cdot \beta = 176.45^\circ$  Angulo de abrazamiento polea conducida*

Conocidos los ángulos de abrazamiento y de garganta de las poleas determinamos la capacidad de conducir carga en cada una de ellas, siendo la de menor capacidad la que nos sirva para las bases del diseño.

**Capacidad de conducir carga.**

$\mu_{r1-2} = 0.15$  *Coficiente de rozamiento entre poleas y correas*

$$C_{cp1} = e^{\left(\frac{\mu_{r1-2} \times \alpha_1 \times \pi}{\frac{180^\circ}{\sin \theta}}\right)}$$

$C_{cp1} = 4.865$  *coeficiente de conduccion de carga de polea conductora*

$$C_{cp2} = e^{\left(\frac{\mu_{r1-2} \times \alpha_2 \times \pi}{\frac{180^\circ}{\sin \theta}}\right)}$$

$C_{cp2} = 4.6$  *coeficiente de conduccion de carga de polea conducida*

Basados en la capacidad de conducción de carga de la polea conducida y la tensión en el ramal tirante de la correa, determinamos la tensión en el ramal flojo de la misma. Así tenemos:

**Cálculo de las tensiones en la correa.**

$S_s = 6.841 \times 10^6 Pa$  *Esfuerzo permisible de la correa*

$A_c = 8.968 \times 10^{-5} m^2$  *Area de la correa*

$\delta = 1.19 \times 10^3 \frac{kg}{m^3}$  *Densidad de la correa*

$$\omega = 881 \text{rpm} = 92.258 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$R = 0.045 \text{m}$  Radio de polea conductora

$$V = \omega \cdot R = 92.258 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0.045 \text{m} = 4.152 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ velocidad lineal de la correa}$$

$$P_c = \delta \cdot A_c = 1.19 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 8.968 \times 10^{-5} \text{m}^2 = 1.045 \frac{\text{N}}{\text{m}} \text{ Peso de la correa}$$

$$F_{Ec} = \frac{P_c \cdot V^2}{g} = \frac{1.045 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot \left(4.152 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1.84 \text{N} \text{ Fuerza energia cinetica}$$

$$T_1 = S_s \times A_c = 6.841 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 8.968 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

$T_1 = 613.5 \text{N}$  Tension maxima en el lado tirante de la correa

$$T_2 = \frac{T_1 - F_{Ec}}{Ccp2} + F_{Ec}$$

$$T_2 = \frac{577.63 \text{N} - 1.84 \text{N}}{4.6} + 1.84 \text{N}$$

$T_2 = 134.8 \text{N}$  Tension maxima en el lado flojo de la correa



Obtenidos los valores de las tensiones, determinamos la capacidad de potencia que puede transmitir este tipo de correas bajo estas condiciones de trabajo.

$$C_p = \frac{(T_1 - T_2)}{2} \times V = \frac{613.5N - 134.8N}{2} \times 4.152 \frac{m}{s}$$

$$C_p = 993.8 \text{ vatios}$$

Con este valor determinamos el número de correas para la potencia total.

$$\#c = \frac{P_d}{C_p} = \frac{2000 \text{ vatios}}{993.8 \text{ vatios}} = 2.01$$

$$\#c = 2$$

Como se puede observar el ***número de correas que debe tener la transmisión es igual a 2.***

### **3.5.3 Pruebas de la Turbina:**

La puesta en marcha del sistema inicia en el momento en que se llena el tanque o reservorio de agua, se enciende la bomba, y se precede a abrir la válvula de la tubería de presión y también la del inyector permitiendo que el chorro de agua golpee los álabes de la turbina y a través del sistema de transmisión dar movimiento al generador produciendo de esta manera energía eléctrica.

Durante la puesta en marcha del sistema electromecánico de debe analizarlo siguiente:

No existan ruidos inusuales, los cuales alerten de algún daño o desajuste en algún componente de a turbina o de sistema de transmisión.

Que las vibraciones se encuentren en valores mínimos y aceptables, para garantizar la vida útil de todos los elementos de la maquinaria.

La turbina y el generador deben estar correctamente alineados y nivelados, para garantizar un perfecto funcionamiento del sistema de transmisión.

Los empaques deberían estar correctamente montados para que no existan fugas exteriores de agua hacia el generador y rodamientos, ocasionando daños graves y disminuyendo la vida útil.

Ya superado todo lo expuesto y después de hacer los correctivos que sean necesarios de hacerlos, se deben realizar algunas pruebas a la pico central; para determinar los parámetros reales de funcionamiento como son: la potencia, la frecuencia, e voltaje, la corriente y rpm de la turbina y generador.

Para determinar estos valores, se realizaron pruebas mediante una bomba de agua los cual se realizaron variando el caudal que ingresa al sistema con ayuda de una

válvula del inyector y manteniendo el generador con una carga constante de 2000 W, la altura neta de 20 a 25mca la cual debe mantenerse constante.

Para a toma de datos, en las pruebas se procedió de la siguiente manera:

Encendimos el sistema

Medimos el caudal con un caudalímetro en donde se observa la velocidad del agua en la tubería. Aproximadamente tenemos un caudal de 25mca.

Se mide la corriente y el voltaje en los bornes del generador con el multímetro el cual nos dio un valor de 25.6 V

Se mide el número de revoluciones de la turbina y el generador, la turbina tubo un valor aproximado de 500 rpm, el generador obtuvo un valor aproximado de 1100 rpm.

Se obtuvo una eficiencia máxima en una turbina del 85%

### 3.5.4 Pruebas de simulación

Para comprobar el diseño de las cucharas de la turbina, se opta por realizar una simulación mediante elementos finitos, el análisis por elementos finitos (**FEA** por sus siglas en inglés para: *Finite Element Analysis*) es una técnica de simulación por computador usada en ingeniería. Usa una técnica numérica llamada Método de los elementos finitos (FEM) de dichos dispositivos sometidos a las cargas antes calculadas.

El método de los elementos finitos (MEF en castellano o FEM en inglés) es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El MEF está pensado para ser usado en computadoras y permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas. El MEF se usa en el diseño y mejora de productos y aplicaciones industriales, así como en la simulación de sistemas físicos y biológicos complejos. La variedad de problemas a los que puede aplicarse ha crecido enormemente, siendo el requisito básico que las ecuaciones constitutivas y ecuaciones de evolución temporal del problema a considerar sean conocidas de antemano.

Para nuestra simulación utilizamos el programa SOLIDWORKS ya que este programa nos permitió desarrollar y obtener los resultados requeridos para la corroboración de nuestro modelo.

SolidWorks es una herramienta potente de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) que posibilita la simulación rápida y sencilla del flujo de fluidos, de la transferencia de calor y de las fuerzas de los fluidos, especialmente en los casos en los que esas interacciones resultan cruciales para el éxito de sus diseños.

Con este programa podemos averiguar hasta qué punto los modos de vibración o inestables pueden acortar la vida útil de los equipos y provocar averías inesperadas.

Además podemos evaluar los efectos del aumento de la rigidez que pueden producirse bajo cargas externas con base en la respuesta de frecuencia o de pandeo.

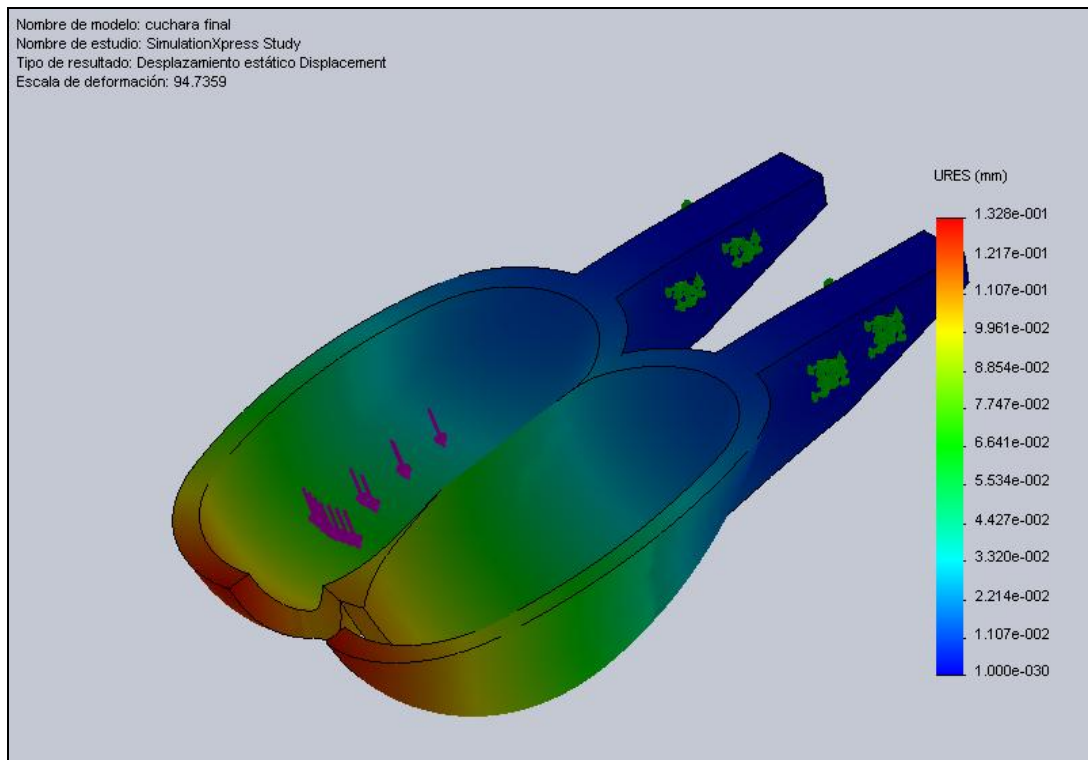
Mediante este programa se pueden desarrollar algunos tipos de análisis comunes que usan el método de los elementos finitos son:

- **Análisis estático** se emplea cuando la estructura está sometida a acciones estáticas, es decir, no dependientes del tiempo.
- **Análisis vibracional** es usado para analizar la estructura sometido a vibraciones aleatorias, choques e impactos. Cada uno de estas acciones puede actuar en la frecuencia natural de la estructura y causar resonancia y el consecuente fallo.
- **Análisis de cargas o fatiga** ayuda a los diseñadores a predecir la vida del material o de la estructura, prediciendo el efecto de los ciclos de carga sobre el espécimen. Este análisis puede mostrar las áreas donde es más probable que se presente una grieta. El análisis por fatiga puede también predecir la tolerancia al fallo del material.

Para nuestra simulación utilizamos el análisis de carga o fatiga, para ello se realiza un elemento sólido, al cual se le define el material de construcción para luego comparar los esfuerzos y las deformaciones producidos en dicho modelo y así estimar un coeficiente de seguridad referido a la resistencia del material. El material de las cucharas es bronce común, comercialmente se lo encuentra en bocines o bujes. En la tabla (ANEXO 2) se detalla las propiedades del material (referido como bronce comercial) en donde podemos resaltar lo siguiente:

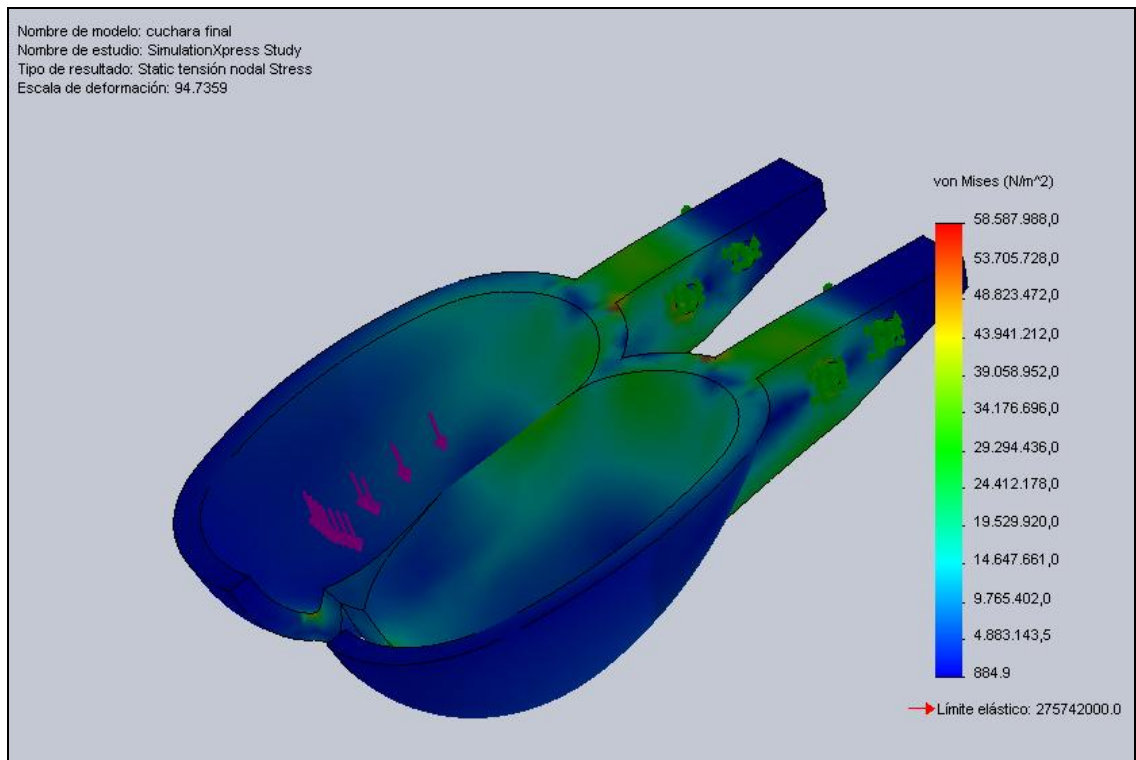
- *Denominación:* Bronce comercial (134-2)
- *Resistencia máxima:* 5062 Kg/cm<sup>2</sup> (496Mpa)
- *Límite de fluencia:* 4359 Kg/cm<sup>2</sup> (426Mpa)

Los resultados de la simulación son mostrados en las figuras siguientes:



**Figura 50. Desplazamiento total de la cuchara bajo acción de la carga.**

Como se puede observar en la figura 50 de desplazamientos, el resultante tiene un valor muy insignificante el cual es aproximadamente 0.13mm, por lo que es necesario corroborar el modelo de la pieza sometida en análisis mediante la comparación de esfuerzos generados por la misma carga.



**Figura 51. Esfuerzos producidos en la cuchara bajo acción de la carga.**

En la segunda grafica (figura 51) se observa que el esfuerzo máximo es aproximadamente  $58587988 \text{ N/m}^2$  lo que equivale aproximadamente a 59MPa.

Este valor es de gran importancia ya que permite comparar los esfuerzos producidos en el elemento y obtener un coeficiente de seguridad frente a las características del material seleccionado.

- Respecto a la Resistencia máxima se tiene un coeficiente de seguridad igual a:

$$\mu_s = \frac{496Mpa}{59Mpa} = 8.4$$

- Respecto al límite de fluencia se tiene un coeficiente de seguridad igual a:

$$\mu_s = \frac{426Mpa}{59Mpa} = 7.22$$

Por los coeficientes antes determinados se puede afirmar que las cucharas soportarán sin deformaciones ni esfuerzos considerables las condiciones de trabajo.



## Conclusiones.

- El diseño hidráulico de la turbina esta realizado en base al análisis del triangulo de velocidades en un álabe, los datos obtenidos en este análisis brinda dos números de álabes reales, con estos dos valores se estandariza el número de álabes óptimo para esta turbina, para realizar esta estandarización se utiliza la relación de diámetros del chorro con el diámetro de rodete.
- La geometría de cada álabes es determinada en función del diámetro del chorro, para determinar la geometría de un álabes se utilizó el método grafico y los ángulos de entrada y salida del chorro que se calcula con el triangulo de velocidades.
- Se realizó una comprobación del diseño de los componentes mecánicos del equipo, utilizando un software (SOLIDWORKS), el mismo que arrojo varios valores como factores de seguridad, esfuerzos y deformaciones sobre el comportamiento real del sistema.
- En la construcción del prototipo se utilizó materiales y tecnologías encontradas en el medio como es el caso de la utilización de fundiciones de bronce para la construcción de los álabes. Para pulir los álabes se utilizó materiales abrasivos como lijas y cuidadosamente se comprobó la geometría de los álabes con las plantillas.
- La tecnología que se utiliza para este tipo de sistemas es sencilla, por lo que no se prevén dificultades en la operación y mantenimiento de la Picocentral.
- Este tipo de proyectos tendría una buena aceptación en zonas rurales y especialmente en sectores alejados de la ciudad donde no cuenten con vías

de acceso y es muy difícil que llegue una red de energía, siendo una alternativa para que habitantes de estos sectores gocen de un servicio básico como es la energía eléctrica.

- Según las pruebas de funcionamiento el sistema, presenta valores aceptables de eficiencia para trabajar en cargas parciales, llegando a la plena carga con una eficiencia de la turbina en el orden del 85%
- Sería muy importante crear un plan maestro o un proyecto a nivel local y hacer una evaluación del potencial hídrico de la provincia, con el objetivo de promover este tipo de proyectos.

## **Recomendaciones.**

- Se recomienda, que al construir la carcasa de la turbina se tenga en cuenta todas las escuadras y tolerancias geométricas porque de eso depende el alineamiento de la turbina, en caso de no tener perfectamente escuadra la carcasa se recomienda utilizar rodamientos autoalineables o de rotula, o en su caso emplear chumaceras de pared en los soportes de la turbina.
- En la etapa de diseño se recomienda considerar un cambio de la cinta de grafito teflonado por retenedores, puesto que se pueden tener fugas de agua y los rodamientos pueden averiarse rápidamente.
- Es recomendable una revisión en la tubería de presión ya que en los accesorios instalados pueden existir fugas y aumentan las perdidas en los accesorios.
- Es recomendable utilizar un software especializado para pruebas y control de este tipo de máquinas, y así verificar si el tipo de material es el adecuado; y con los datos obtenidos comprobar el coeficiente de seguridad frente a las características del material seleccionado.
- Se recomienda mantener constante el flujo de agua con e fin de evitar e paro inesperado del sistema.
- Es recomendable realizar una limpieza del tanque de reservorio de agua evitando que se acumule gran cantidad de sedimentos, pudiendo estos obstaculizar el paso de agua y así generar perdidas en la turbina.

- La apertura y e cierre del inyector se lo debe realizar de forma lenta para evitar el golpe de ariete.
- Se recomienda realizar un mantenimiento trimestral a la turbina con el propósito de que se corra.

## Valoración Ambiental y Económica

- El sistema de micro generación eléctrica propuesto, por lo general produce un bajo impacto ambiental que se justifica mediante el aprovechamiento de una fuente natural de energía y por la no emisión de gases nocivos ni de consumibles contaminantes, que son de uso frecuente en equipos electrógenos.
- De lo mencionado anteriormente se puede concluir que: El sistema de hidrogenación no presenta un mayor daño al medio ambiente, por lo contrario se presenta como una alternativa de generación de energía limpia lo cual justifica en este sentido su desarrollo.

### Valoración Económica

Álabes.....	\$ 14 (\$7 fundición + \$7 acabados)
Polea (turbina).....	\$6
Plancha acero 3mm.....	\$80
Eje de la turbina.....	\$10
Empaques.....	\$5
Discos metálicos.....	\$16
Pernos.....	\$9
Pintura 2/4.....	\$14
Soldadura.....	\$7,50
Otros.....	\$57
Mano de Obra.....	\$ 400
Total.....	\$842,50

## **BIBLIOGRAFIA:**

### **LIBROS:**

CALERO, Roque; CARTA, José. 1999. Fundamentos de mecanismos y maquinas para ingenieros. España, McGraw-Hill A-U

Church. A.H Bombas y Maquinas Soplantes Centrifugas.

FAIRES V.M. Montaner y Simon s.a. diseños de elementos de maquinas

MACDONALD, A. Introducción a la mecánica de fluidos

Manual del Ingeniero Mecánico - Tomo 1 Materiales y Diseño Mecánico

MATAIX. C. Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, 2da edición México: editorial del castillo, 1982

NORTON, ROBERT L. Turbo maquinas hidráulicas

OLADE. ESTANDARIZACION LATINOAMERICANA (OLADE). Lineamientos generales para el desarrollo de pequeñas centrales hidroeléctricas. 4ta edición. Quito (OLADE), 1981

OLADE. Apuntes para un manual Técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para las pequeñas centrales hidroeléctricas – turbinas Pelton, Lima

ORTIZ, R. Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Bogota: McGraw-hill-2001

PIZZONY. Principios y aplicación de la energía eléctrica, México Limusa 1977

Scharkus. Rolf, Robert EDUARD, 1984 Tablas para la industria GTZ

SHIGLEY, J. Diseño en ingeniería Mecánica. 6ta edición: México

UGARTE, F. Mecánica de fluidos

**SITIOS WEB:**

[www.encyclopedialibre.com](http://www.encyclopedialibre.com)

[www.google.com](http://www.google.com)

[www.rincondelvago.com](http://www.rincondelvago.com)

[www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)