



**UNIVERSIDAD DE TALCA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA**

**EVALUACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA PARA LA INSTALACIÓN  
DE UNA MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA EN LA PLANTA DE  
TRATAMIENTOS DE AGUAS SERVIDAS UBICADA EN TALCA DE  
LA EMPRESA AGUAS NUEVO SUR S.A.**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

**PROFESOR GUÍA: DR. -ING. GONZALO EUGENIO SALINAS SALAS**

**PABLO IGNACIO CASTILLO NÚÑEZ**  
**CURICÓ - CHILE**

**2019**

## CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular official stamps and handwritten signatures in blue ink. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS' of the 'UNIVERSIDAD DE TALCA'. The right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO' of the 'UNIVERSIDAD DE TALCA'.

Curicó, 2022

## **AGRADECIMIENTOS**

Se agradece a la empresa Nuevo Sur S.A., Don Jorge Valladares y el equipo de mantenimiento, por la cordialidad y la buena disposición en las visitas a la planta y, la facilitación de datos necesarios para llevar a cabo este informe.

Se extiende el agradecimiento a mi profesor guía, el profesor Gonzalo Salinas Salas, quien fue un gran apoyo en el ámbito académico y un importante pilar en mi arduo proceso de formación profesional.

Se agradece, también, a todo el cuerpo docente y administrativo, quienes, con su esfuerzo día a día, ayudaron a formarme profesionalmente en este largo proceso.

Agradezco a mis padres Luis Castillo y María Angelica Núñez, por su apoyo incondicional y por enseñarme a levantarme y seguir mis metas por sobre la adversidad. A mi hermano Alexis Castillo por su apoyo, críticas constructivas y sabios consejos.

Agradezco el apoyo infinito y fundamental de mi esposa Consuelo Muñoz y el amor de mi hija Ignacia.

*Dedicado a mi esposa y mi hija,  
mis mayores motivaciones en la vida.*

## RESUMEN

El presente trabajo, aborda el interés por parte de la empresa Aguas Nuevo Sur S.A., ubicada en Talca camino a Colín Km 3, s/n, Región del Maule, de aprovechar la energía presente en un salto de agua dentro de uno de los procesos del tratamiento de aguas servidas. La solución propuesta en este trabajo consiste en la construcción de una micro central hidroeléctrica, la cual funcionará provista de una turbina Banki. El motivo de la elección de una turbina Banki son, el bajo caudal de  $0,375 \text{ m}^3/\text{s}$  y pequeña altura de salto de 1,7 m, presentes en el sector dónde se desea instalar la micro central hidroeléctrica. Además, construir una turbina Banki es un trabajo más económico y sencillo comparado con otros tipos de turbinas, lo que refuerza la elección de este tipo de turbina para el proyecto. La turbina Banki y el eje serán construidos en acero SAE 1045.

Una vez diseñada la turbina Banki en función a las condiciones de caudal y altura del salto, se procederá por el cálculo y diseño del eje de la turbina, el marco de la turbina y el sistema motriz compuesto por un tornillo de potencia y un volante manual que cumplen la función de desplazar el marco de la turbina de manera vertical para posicionar la turbina a la altura necesaria para su óptimo funcionamiento.

Finalmente se realizará un cálculo económico dónde se comparará el costo de construcción de la micro-central hidroeléctrica y el ahorro en energía eléctrica, por parte de la empresa, producto del uso de la energía eléctrica generada por la micro central. Se realizará un flujo de caja del proyecto a diez años y se calculará el VAN y TIR.

La utilización de la energía eléctrica producida por la micro central hidroeléctrica, podría ser empleada en iluminarias dentro de la planta, ya que, en caso de algún tipo de falla, no afectaría de manera perjudicial alguno de los procesos del tratamiento de las aguas servidas. Considerando una eficiencia del 61%, la micro central hidroeléctrica generaría 3,84 kW.

## ABSTRACT

The present work addresses the interest on the part of the company Nuevo Sur SA, located in Talca on the way to Colín Km 3, s / n, Región del Maule, to take advantage of the energy present in a waterfall within one of the processes of the sewage treatment. The solution proposed in this work consists of the construction of a micro hydroelectric plant, which will work with a Banki turbine. The reason for the choice of a Banki turbine are, the low flow of 0,375 m<sup>3</sup> / s and small height of jump of 1,7 m, present in the sector where you want to install the micro hydroelectric plant. In addition, building a Banki turbine is a more economical and simple work compared to other types of turbines which reinforces the choice of this type of turbine for the project. The Banki turbine and the shaft will be built in SAE 1045 steel.

Once the Banki turbine has been designed according to the conditions of flow and height of the jump, the calculation and design of the turbine shaft, the frame of the turbine and the driving system consisting of a power screw and a handwheel will proceed that fulfill the function of displacing the frame of the turbine vertically to position the turbine at the height necessary for its optimal operation.

Finally, an economic calculation will be carried out, comparing the construction cost of the hydroelectric power plant and the electric energy savings, by the company, as a result of the use of the electric power generated by the micro power plant. A project cash flow of ten years will be made and the NPV and IRR will be calculated.

The use of electric energy produced by the micro hydroelectric plant would be used in lighting inside the plant, since, in case of some type of failure, it would not affect in a detrimental way any of the wastewater treatment processes. Considering an efficiency of 61%, the micro hydroelectric plant would generate 3.84 kW.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
<b>CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACION.....	2
1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.3 SOLUCIÓN PROPUESTA.....	2
1.4 OBJETIVOS.....	3
1.4.1 Objetivo General.....	3
1.4.2 Objetivos Específicos.....	3
1.5 ALCANCES.....	4
<b>CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>5</b>
2.1 CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	6
2.1.1 Altura bruta.....	6
2.1.2 Clasificación de las centrales hidroeléctricas.....	6
2.2 TURBINAS HIDRÁULICAS.....	8
2.2.1 Turbinas de acción.....	9
2.3 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS.....	11
2.3.1 Ecuación de Euler.....	11
2.4 ECUACIÓN DE BERNOULLI.....	13
2.5 TEOREMA DE IMPULSO EN AGUA.....	14
2.6 CRITERIO DE SELECCIÓN DE TURBINA.....	17
2.6.1 Potencia hidráulica.....	17
2.6.2 Número específico de revoluciones.....	18
2.6.3 Turbinas según rango de aplicación.....	18
2.7 TURBINA BANKI.....	19
2.7.1 Geometría del rodete.....	19
2.7.2 Diseño del eje.....	25
2.7.3 Selección de rodamientos.....	27
2.7.4 Cálculo de pernos y tornillos.....	28
2.7.5 Tornillo de potencia.....	31
<b>CAPÍTULO III: DISEÑO.....</b>	<b>37</b>
3.1 PLANTA TALCA.....	38
3.1.1 Estanque de contacto de cloración.....	39
3.1.2 Salto de agua.....	40
3.2 MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA.....	41
3.3 DISEÑO HIDRÁULICO.....	44
3.3.1 Parámetros de funcionamiento.....	44

3.3.2	Potencia hidráulica .....	44
3.3.3	Material de construcción.....	44
3.3.4	Diámetro del rodete.....	45
3.3.5	Velocidad de la turbina.....	45
3.3.6	Número específico de revoluciones .....	45
3.3.7	Selección de la turbina .....	45
3.3.8	Ancho del rodete .....	46
3.3.9	Dimensiones del rodete calculados por tabla .....	46
3.3.10	Numero de álabes .....	46
3.3.11	Espesor del álabe.....	46
3.3.12	Resumen datos .....	47
3.4	<b>DISEÑO MECÁNICO.....</b>	<b>47</b>
3.4.1	Cálculo del eje.....	47
3.4.2	Rodamientos del eje.....	48
3.4.3	Generador .....	50
3.4.4	Marco de la turbina.....	53
3.4.5	Tornillo de potencia .....	54
3.4.6	Volante .....	55
3.4.7	Rodamientos del volante .....	55
3.4.8	Puente de accionamiento .....	57
3.4.9	Estructura anclada .....	58
3.4.10	Unión entre el generador y el rodete .....	59
3.4.11	Pintura anticorrosiva.....	59
3.4.12	Tapa del generador .....	60
3.4.13	Canal metálico.....	61
	<b>CAPÍTULO IV: EVALUACIÓN DE COSTOS Y EVALUACIÓN ECONÓMICA</b>	<b>62</b>
4.1	<b>EVALUACIÓN DE COSTOS.....</b>	<b>63</b>
4.1.1	Generación eléctrica.....	63
4.1.2	Cotizaciones.....	63
4.2	<b>EVALUACIÓN ECONÓMICA.....</b>	<b>65</b>
4.2.1	Flujo de caja .....	65
	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>67</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>70</b>
	<b>APÉNDICE.....</b>	<b>71</b>
7.1	<b>CÁLCULO DE ECUACIONES .....</b>	<b>71</b>
7.1.1	Ancho del rodete “A”.....	71
7.1.2	Velocidad.....	71
7.1.3	Potencia hidráulica .....	71

7.1.4	Número específico de revoluciones .....	72
7.1.5	Calculo eje.....	72
7.1.6	Fuerza en los alabes .....	73
7.1.7	Esfuerzo sobre el álabe.....	74
7.1.8	Capacidad de carga básica dinámica “C” para rodamientos del eje .....	75
7.1.9	Pernos soporte de rodamientos .....	76
7.1.10	Tornillo de potencia .....	77
7.1.11	Rodamiento axial del volante .....	79
7.1.12	Planos .....	80
7.1.13	Cotización Mecanizado y Fabricación .....	84

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1:	Turbina Pelton.....	10
Ilustración 2:	Turbina Banki.....	10
Ilustración 3:	Plano transversal del rodete de una turbina Banki.....	11
Ilustración 4:	Triangulo de velocidades entrada agua .....	12
Ilustración 5:	Fuerza sobre un sistema .....	15
Ilustración 6:	Fuerza sobre un álabe en movimiento .....	16
Ilustración 7:	Velocidad del rodete y el agua a la entrada de la turbina Banki .....	21
Ilustración 8:	Ejemplo del cálculo para el eje de una turbina Banki .....	27
Ilustración 9:	Curva típica log-log de carga-vida de un cojinete .....	27
Ilustración 10:	Esquema de una rosca cuadrada.....	32
Ilustración 11:	Partes de un tornillo de potencia .....	33
Ilustración 12:	Geometría de rosca cuadrada .....	36
Ilustración 13:	Planta de tratamiento de aguas servidas Talca .....	38
Ilustración 14:	Estanque de contacto de cloración .....	39
Ilustración 15:	Monitor de caudal .....	40
Ilustración 16:	Salto Dónde se instalará la turbina.....	40
Ilustración 17:	Dos posiciones de la turbina Banki .....	41
Ilustración 18:	Generador y turbina.....	42
Ilustración 19:	Guías, marco, turbina y generador .....	42
Ilustración 20:	Volante manual, tornillo de potencia y puente de accionamiento .....	43
Ilustración 21:	Esquema del funcionamiento de la turbina Banki .....	43
Ilustración 22:	Catalogo rodamientos Y SKF .....	49
Ilustración 23:	Soporte de pestaña cuadrado para rodamientos Y SKF.....	49
Ilustración 24:	Generador eólico sin núcleo.....	51
Ilustración 25:	Cargas cortantes primarias y secundarias en los tornillos .....	52
Ilustración 26:	Esquema y medidas perfil UPE .....	53
Ilustración 27:	Marco de la turbina .....	54
Ilustración 28:	Volante de acero estampado.....	55
Ilustración 29:	Rodamiento axial de bolas .....	56
Ilustración 30:	Puente de accionamiento .....	57
Ilustración 31:	Esquema y medidas del perfil tipo canal.....	57
Ilustración 32:	Ilustración referencial de la estructura anclada .....	58
Ilustración 33:	Esquema perfil UPE .....	58
Ilustración 34:	Machón de transmisión.....	59
Ilustración 35:	Tapa del generador .....	60
Ilustración 36:	Canal metálico para dirigir el agua a la turbina .....	61

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1:	Rango de aplicación de turbinas hidráulicas .....	19
Tabla 2:	Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones .....	22
Tabla 3:	Centro de gravedad y momento de inercia del álabe .....	24
Tabla 4:	Dimensiones del perfil del rodete .....	24
Tabla 5:	Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino .....	30
Tabla 6:	Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero .....	30
Tabla 7:	Coefficiente de rozamiento $\mu$ .....	34
Tabla 8:	Parámetros y dimensiones del rodete .....	47
Tabla 9:	Superficies para pintar con anticorrosivo .....	59
Tabla 10:	Ahorro económico debido a la generación eléctrica con una eficiencia del 61% .....	63
Tabla 11:	Cotización servicio de Mecanizado y Fabricación .....	64
Tabla 12:	Costos de mano de obra en el montaje mecánico .....	64
Tabla 13:	Valores de compra e ingreso al país del generador .....	64
Tabla 14:	Resumen costos .....	65
Tabla 15:	Flujo de caja del proyecto a diez años .....	66

## **CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN**

## **1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN**

La empresa Aguas Nuevo Sur S.A., encargada de proveer soluciones y servicios en el ciclo del agua (agua potable, alcantarillado y descontaminación de aguas servidas), tiene interés en aprovechar la energía hidráulica del agua tratada en una de sus plantas de tratamientos de aguas servidas, ubicada en Talca Región del Maule, de esta manera generar energía eléctrica por medio de algún sistema hidroeléctrico y reducir su consumo eléctrico a través de ésta.

La planta de tratamiento de aguas servidas en que desarrolla esta memoria se encuentra ubicada en Talca camino a Colín Km 3, s/n, Región del Maule. Las aguas servidas que llegan a esta planta de tratamientos son filtradas, desarenadas, tratadas con lodos activados, clarificadas y finalmente cloradas.

Al final de este proceso de cloración, justo antes de devolver el agua a un cauce natural, se generó una cascada de 1,7 m de altura bruta, la que podría aprovecharse por medio de una micro central hidroeléctrica la energía del agua y generar electricidad necesaria para satisfacer en parte, la demanda energética de la planta.

## **1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

El problema que se presentó a la empresa Aguas Nuevo Sur S.A., en su intención por aprovechar la energía presente en una cascada, fue que no encontraron equipos comerciales que satisficieran su necesidad, es por esto que optaron por la opción del diseño de un sistema personalizado según las características del salto de agua, caudal y la obra civil presente en el lugar.

Si bien es cierto ésta no es una condición sine qua non para el normal funcionamiento de la planta. La posibilidad de implementar una central hidroeléctrica reduciría los costos operaciones de la planta, a través de la utilización de la energía eléctrica así generada.

## **1.3 SOLUCIÓN PROPUESTA**

La solución que se propone es la implementación de una micro central hidroeléctrica, que aproveche el caudal y la caída de agua tratada, a fin de que pueda reinyectar energía eléctrica a la planta, para reducir sus costos operacionales. Para esto, se requiere

determinar los caudales existentes, debido a que estos no son constantes en el tiempo y la magnitud de la caída de agua. Además, se debe estudiar la composición química del agua, de esta manera elegir el material adecuado en la construcción de la turbina.

Dependiendo de las condiciones de altura, caudal y obras civiles existentes, se deberá seleccionar el tipo de turbina más adecuado a estas condiciones. A partir de ésta, se podrá seleccionar el grupo de equipos restantes, a partir de un análisis de su comportamiento en estas condiciones y finalmente seleccionas los equipos requeridos.

Además, se requiere analizar los cambios necesarios en las obras civiles y de arte, ya existentes, para implementar el micro central, bajo el criterio de minimizar los cambios que impliquen la menor intervención a éstas, así evitar incurrir en gastos que finalmente eleven los costos del proyecto.

## **1.4 OBJETIVOS**

Los objetivos de la presente memoria son los que se indican a continuación.

### **1.4.1 Objetivo General**

Desarrollar una evaluación técnica y económica para un anteproyecto de una micro central hidroeléctrica que genere electricidad al aprovechar la energía de una caída de agua, que se produce dentro de uno de los procesos en el tratamiento de aguas servidas, en una planta de tratamiento de aguas servidas de la empresa NuevoSur S.A. ubicada en Talca camino a Colín Km. 3, s/n, Región del Maule.

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

- Realizar un registro visual en la zona dónde se instalará la turbina. Medir altura de salto y caudal.
- Seleccionar un tipo de turbina.
- Diseñar la micro central hidroeléctrica, la turbina y seleccionar generador.
- Tabular y analizar las cotizaciones para realizar un análisis económico y factibilidad del proyecto.

## **1.5 ALCANCES**

Debido a que existen más plantas de tratamiento de aguas servidas de similar naturaleza constructiva, de la misma empresa. Este estudio podría aplicarse a éstas, considerando cambios en caudal y altura, realizando los correspondientes ajustes a la propuesta original.

## **CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO**

## 2.1 CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Los aspectos teórico-prácticos asociados a centrales hidroeléctricas, consideran que éstas se construyen en territorios naturales, los que dependen del régimen hídrico y las condiciones orográficas y con aguas limpias, que no han sido tratadas con químicos. Dado que este anteproyecto considera aguas tratadas, se utilizará la teoría general de turbomáquinas y los antecedentes empíricos del diseño de micro centrales hidroeléctricas, para desarrollar el diseño conceptual de la micro central hidroeléctrica que se emplearía en la planta de tratamiento de aguas servidas.

### 2.1.1 Altura bruta

La altura bruta “ $H_b$ ” se relaciona con el desnivel que existe en un curso de agua, evaluado como la diferencias entre las cotas “ $Z_1$ ” y “ $Z_2$ ”, como se indica en la ecuación (2-1).

$$H_b = Z_1 - Z_2 = \Delta Z \quad (2-1)$$

Dónde:

$H_b$ : Altura bruta, [m].

$Z_1$ : Cota de altura superior, [m].

$Z_2$ : Cota de altura inferior, [m].

$\Delta Z$ : Diferencia entre cotas “ $Z_1$ ” y “ $Z_2$ ”, [m].

### 2.1.2 Clasificación de las centrales hidroeléctricas

Las centrales hidroeléctricas se deben adaptar a las diferentes condiciones del terreno y características de la caída de agua existente. Es por esto, que existen diferentes tipos de turbinas, las que generalmente se clasifican según cuatro variables. A continuación, se darán a conocer las características con las que se clasifican las centrales hidroeléctricas y se explicará, a grandes rasgos, cada una de ellas.

### **2.1.2.1 Según la forma de suministrar el flujo**

A continuación, se presentarán los diferentes tipos de centrales hidroeléctricas según la forma de disponer el agua usada en el proceso de generación eléctrica.

1. Centrales de agua fluyente: No tienen un embalse propiamente tal. El agua se utiliza en las turbinas o se derrama por el aliviadero de la central según sea necesario. Son las más comunes y entre ellas se encuentran las centrales de mayor potencia. Se caracterizan por poseer gran caudal y pequeña altura. La central se instala en el curso mismo del río o en un canal desviado. Se pueden sub-clasificar en centrales con reserva, esto se obtiene ensanchando un poco más el río para cierta acumulación de agua, o sin reserva.
2. Centrales con embalse: Este tipo de centrales constan de un embalse que tiene por objetivo regular las aportaciones del caudal de los ríos. Posterior al embalse el agua se dirige a la central por medio de un canal de alimentación. El canal de alimentación se construye con poca pendiente y gran sección transversal para disminuir las pérdidas y aprovechar al máximo la energía.  
Finalmente, el agua llega a la central por medio de la tubería forzada, en esta tubería el agua se encuentra bajo presión.
3. Centrales de acumulación por bombeo: El principio básico de una central de acumulación por bombeo es que en los periodos de poca demanda energética se utiliza energía sobrante de la red, proveniente de otras centrales conectadas eléctricamente con la central de bombeo, para bombear agua del nivel de aguas abajo al nivel de aguas arriba de la central. La acumulación en un embalse superior constituye el mejor método al presente para acumular dicha energía sobrante, para después ser aprovechada en los periodos de mayor consumo energético. Estas centrales constan con dos embalses, uno superior y otro inferior.

### **2.1.2.2 Según potencia**

Las centrales se clasifican en cuatro grupos, aunque evidentemente los límites de potencia que se indican son convencionales.

1. Micro-centrales: Potencia bajo los 99 kW.
2. Centrales de pequeña potencia: Potencia entre 100 a 999 kW.

3. Centrales de potencia media: Potencia entre 1.000 a 9.999 kW.
4. Centrales de gran potencia: Potencias superiores a 10.000 kW.

### **2.1.2.3 Según altura del salto neto**

Se entiende como salto neto, o altura neta “H”. Corresponde a la altura bruta “H<sub>b</sub>” menos las pérdidas de carga, que se generan por la conducción del caudal de agua, desde la superficie libre del agua, en el estanque superior a la energía en forma de altura de presión que existe a la entrada de la turbina.

La clasificación de las centrales según la altura de salto es la más importante porque es el salto neto más que ninguna otra característica el que determina tanto la obra civil, el tipo de turbina, la velocidad del grupo turbina generador y el tipo de alternador. Los límites aquí mencionados son meramente referenciales.

1. Saltos de pequeña altura: Altura neta,  $H \leq 14,99$  m.
2. Saltos de mediana altura: Altura neta,  $15,00 \leq H \leq 49,99$  m.
3. Saltos de gran altura: Altura neta,  $H \geq 50$  m.

### **2.1.2.4 Según economía de la explotación**

Las centrales se clasifican de la siguiente manera.

1. Centrales independientes: Alimentan una red individual no conectada a otras centrales.
2. Centrales interconectadas: Alimentan una red común junto a otras centrales hidráulicas. La tendencia moderna es crear una red nacional única, con interconexiones de todas las centrales.

## **2.2 TURBINAS HIDRÁULICAS**

Las turbinas han sido utilizadas durante siglos para convertir la energía mecánica disponible en un curso de agua, en trabajo mecánico útil. Este traspaso de energía se realiza por lo general mediante un eje rotatorio. Cuando el agua de trabajo es agua, las turbomáquinas se llaman turbinas hidráulicas. La parte rotatoria de una turbina hidráulica

se denomina rodete. Al conectar las turbinas hidráulicas a un generador, se transforma la energía hidráulica en energía eléctrica.

Las turbinas hidráulicas se componen, principalmente, de un distribuidor que transforma presión en velocidad y funciona como tobera, un rodete provisto de álabes, Dónde se transforma la energía hidráulica en mecánica y un tubo de aspiración que cumple la función de un órgano de desagüe, exceptuando a las turbinas de acción Dónde el agua cae libremente.

### **2.2.1 Turbinas de acción**

En una turbina de acción, el agua se envía y dirige mediante una tobera aceleradora, de modo que la mayor parte de su energía mecánica se convierta en energía cinética. El chorro así generado choca con los álabes del rodete, intercambiando cantidad de movimiento, lo que da lugar a fuerzas y momentos, que engendran el movimiento rotacional del rodete.

Dentro de esta categoría, se encuentran las turbinas Pelton y Banki. La turbina Pelton es la turbina de acción más usada industrialmente. La turbina Banki es considerada casi como una turbina de bajo costo, que se emplea en saltos y caudales de oportunidad.

#### **2.2.1.1 Turbina Pelton**

Lester A. Pelton (1829 - 1908) inventó en 1878 la turbina de acción moderna y dentro de esta familia de turbinas es más eficiente y en honor de su inventor se le denomina turbina o rueda Pelton. La *ilustración 1*, muestra un esquema del funcionamiento de esta máquina. Los álabes o cangilones de una turbina Pelton están diseñados para que dividan el flujo de agua proporcionado por una tobera o inyector, en dos partes iguales y cambien la dirección de escurrimiento en casi 180° respecto de la dirección de entrada de este caudal.

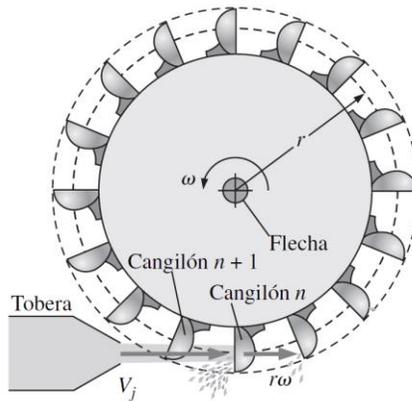


Ilustración 1: Turbina Pelton (Fuente: Mecánica de Aguas, Fundamentos y Aplicaciones - Yunus Cengel)

### 2.2.1.2 Turbina Banki

La turbina Banki o Mitchell corresponde a una turbina de acción del tipo de flujo cruzado, que en la literatura alemana se denomina turbina Ossberger.

A diferencia de la mayoría de las turbinas hidráulicas de acción, que tienen un flujo axial o radial, la turbina Banki que es de flujo transversal, el agua atraviesa los álabes de forma diagonal a estos. Lo que implica que el agua entra en el borde superior de la turbina, egresando al interior de ésta. Tras atravesar el vano central sale por el lado opuesto a su ingreso. Es una máquina de acción. La *ilustración 2* presenta esquemáticamente una turbina Banki.

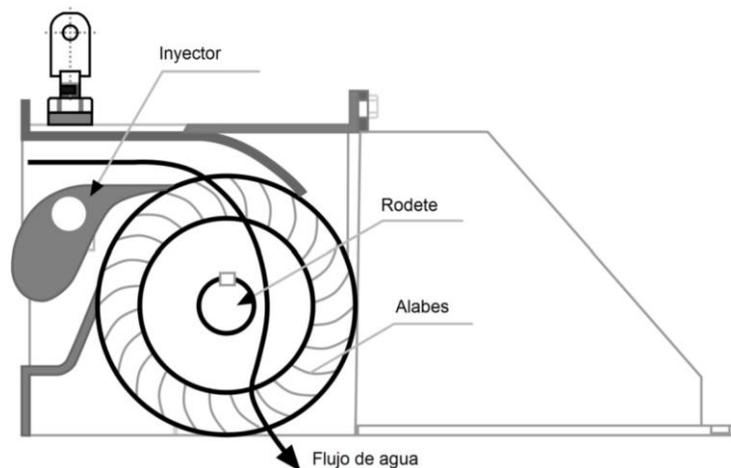


Ilustración 2: Turbina Banki (fuente: <https://termotech.wordpress.com/tag/Turbina-hidraulica/>)

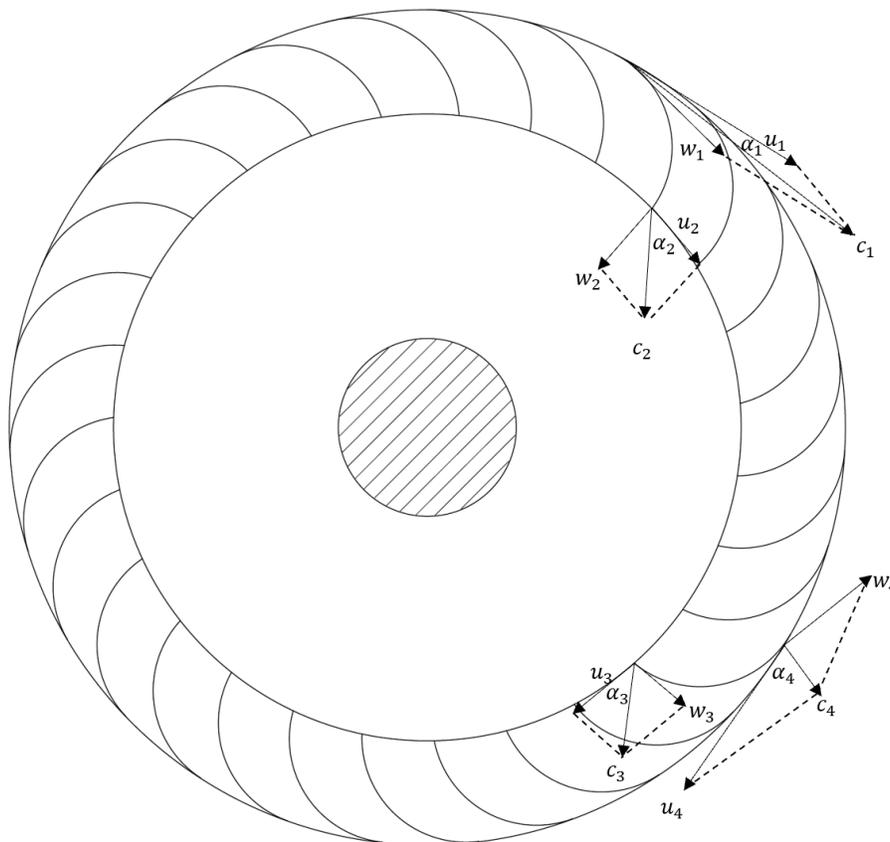
## 2.3 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS

La ecuación fundamental de las turbomáquinas, o ecuación de Euler, se utiliza para el análisis y diseño de turbo máquinas hidráulicas. Constituye la ecuación básica para el estudio de bombas centrífugas y turbinas hidráulicas. Es la ecuación que expresa la energía intercambiada entre el rodete y el líquido de todas estas máquinas.

### 2.3.1 Ecuación de Euler

Las velocidades vectoriales de entrada y salida del agua en el rodete de una turbina, bomba o ventilador se representan mediante vectores y un triángulo de velocidades.

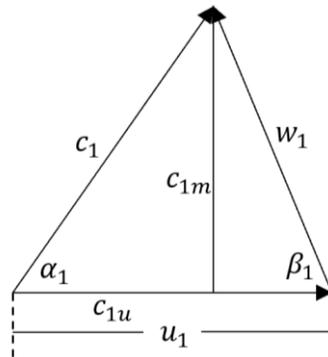
En la *ilustración 3* se muestra la aplicación de los vectores de velocidad en el plano transversal de una turbina Banki.



*Ilustración 3: Plano transversal del rodete de una turbina Banki (Fuente: Elaboración propia)*

La turbina Banki es llamada turbina de doble efecto debido a que el agua que reingresa al rodete en la posición 3 para salir en la posición 4, engendra un segundo efecto que entrega energía a la turbina.

Los triángulos de velocidades formados con los vectores de velocidad son de carácter internacional debido a que es utilizado en la mayoría de los países. Triángulo de velocidades de la entrada del agua al rodete en la *ilustración 4*.



*Ilustración 4: Triángulo de velocidades entrada agua (Fuente: Elaboración propia)*

En la *ilustración 4* se muestra el triángulo de entrada del agua al rodete con subíndice 1. En este triángulo, “c” corresponde a la velocidad absoluta del agua, “u” corresponde a la velocidad absoluta tangencial al alabe, “w” corresponde a la velocidad relativa del agua respecto al álabe, “c<sub>m</sub>” es la componente meridional de la velocidad absoluta del agua, “c<sub>u</sub>” es la componente periférica de la velocidad absoluta del agua, “α” es el ángulo que forma las velocidad absolutas del agua y la velocidad tangencial al álabe, y “β” es el ángulo que forma la velocidad relativa del agua respecto al álabe con la velocidad absoluta tangencial al álabe pero con sentido opuesto, o sea “- u” .

La segunda forma de la ecuación Euler está representada por la ecuación (2-2) el subíndice 1 corresponde a la entrada del agua al rodete y el subíndice 2 corresponde a la salida del agua desde el rodete, “g” corresponde a la aceleración de gravedad considerada como 9,81 m/s<sup>2</sup>.

$$H = \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} \right) \quad (2-2)$$

Dónde:

$H$ : Altura hidráulica transmitida, [m].

$u$ : Velocidad absoluta tangencial al álabe, [m/s].

$w$ : Velocidad relativa del agua respecto al álabe, [m/s].

$c$ : Velocidad absoluta del agua, [m/s].

## 2.4 ECUACIÓN DE BERNOULLI

Para un flujo isotérmico de agua, considerada ésta como un fluido cuasi incompresible, se puede aplicar la ecuación de Bernoulli, la que adopta forma matemática representada la ecuación (2-3).

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \quad (2-3)$$

Dónde:

$p$  : Presión estática, [Pa].

$\gamma$  : Peso específico de fluido, [N/m<sup>3</sup>].

$V$  : Velocidad media del fluido, [m/s].

$z$  : Altura del fluido, [m].

Como los puntos 1 y 2 son puntos arbitrarios sobre la línea de corriente, de acuerdo con la descripción Euleriana del movimiento de un fluido. Conceptualmente, la ecuación de Bernoulli representa la conservación de la energía en una línea de corriente, en un sistema conservativo de energía.

La constante de Bernoulli “H” se denomina la carga total. El término “ $p/\gamma$ ” corresponde a la energía de presión asociada al trabajo de flujo ejecutado, “ $z$ ” es la energía potencial y “ $V^2 / 2g$ ” corresponde a la energía cinética del fluido.

## 2.5 TEOREMA DE IMPULSO EN AGUA

El teorema de impulso o cantidad de movimiento junto con la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli son las tres ecuaciones básicas que representan los principios de la mecánica de fluidos.

Según la segunda ley de Newton, para un sistema, la relación que existe entre el impulso provocado por fuerzas externas como fuerzas de corte, presiones, gravedad, entre otras, y el cambio en el momentum lineal del sistema viene dada por la ecuación (2-4).

$$\sum_{ext} \vec{F} = \frac{d(m \cdot \vec{v})}{dt} \quad (2-4)$$

Dónde:

$\vec{F}$ : Fuerzas externas, [N].

$\vec{v}$ : Velocidad del centro de masa del fluido, [m/s].

$m$ : Masa del fluido, [kg].

Si las fuerzas que actúan sobre el sistema producen un momento de torsión neto, el impulso del momento de torsión ocasiona un cambio en el momentum angular representado en la ecuación (2-5).

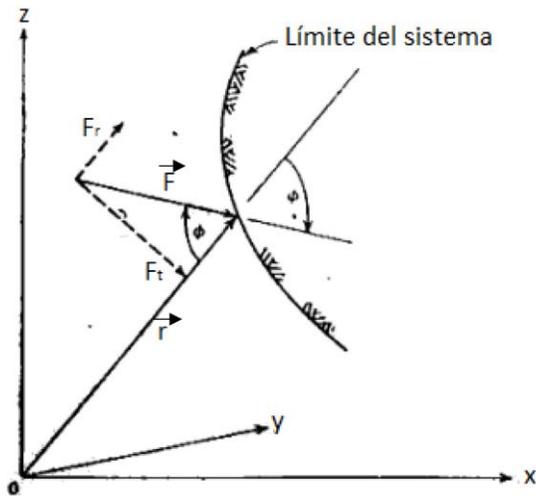
$$\vec{T} = \sum (\vec{r} \times \vec{F}) = \frac{d(\vec{r} \times m \cdot \vec{v})}{dt} \quad (2-5)$$

Dónde:

$\vec{T}$ : Momento de torsión neto producido por las fuerzas sobre el sistema, [N-m].

$\vec{r}$ : Radio vector desde el origen "O" hasta el punto de aplicación de la fuerza, [m].

La *ilustración 5* presenta un esquema de las fuerzas que actúan en un sistema.



*Ilustración 5: Fuerza sobre un sistema (Fuente: Elemento de mecánica de aguas – Vennard - Street)*

La ecuación (2-5) aplicada a la *ilustración 5* es representada en la ecuación (2-6) de manera escalar.

$$T_y = rF_t = |\vec{r}| |\vec{F}| \text{sen } \phi \quad (2-6)$$

Dónde:

$T_y$ : Torque respecto al eje "y", [N-m].

$r$ : Radio desde el origen "O" hasta el punto de aplicación de la fuerza, [m].

$F_t$ : Componente tangencial de la fuerza " $\vec{F}$ ", [N].

$\phi$ : Ángulo generado entre la fuerza " $\vec{F}$ " y el radio " $r$ ".

Cuando por medio de la superficie de un álabe se desvía un chorro libre, ocurre un cambio de momentum y se ejerce una fuerza sobre el álabe. Si se permite que el álabe se mueva, esta fuerza actuará a través de una distancia, y, a partir de ese álabe en movimiento se podrá derivar potencia, éste es el principio básico de las turbinas de acción.

En la *ilustración 6* está representado un chorro de agua que choca con un álabe en movimiento. Dónde se presenta el cambio de la dirección del agua causado por una fuerza que lo desvía.

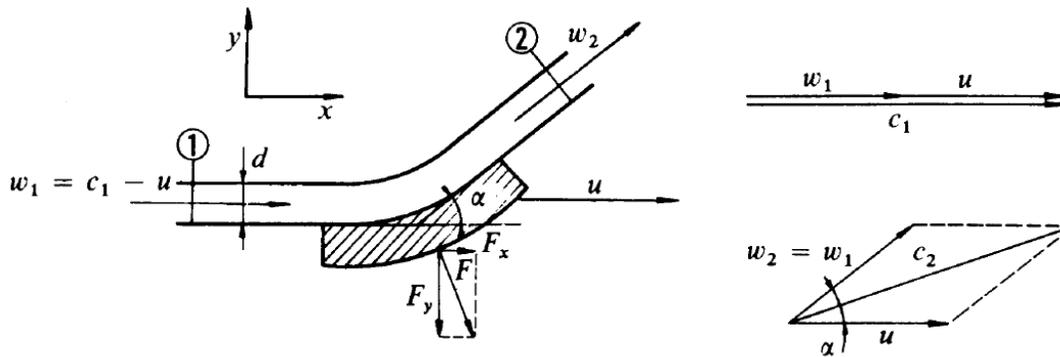


Ilustración 6: Fuerza sobre un álabe en movimiento (Fuente: Mecánica de aguas y maquinas hidráulicas - Claudio Mataix)

El álabe se mueve con movimiento de traslación y velocidad “u” en la misma dirección que la velocidad del chorro antes del álabe “c<sub>1</sub>”. Si se deprecia el rozamiento, la velocidad relativa del agua con respecto al álabe en la salida “w<sub>2</sub>” será igual a la velocidad relativa del agua a la entrada “w<sub>1</sub>”, pero formará un ángulo de “α” con “u”.

La ecuación de impulso aplicado al agua, en la dirección “x”, está representada de manera escalar por la ecuación (2-7).

$$F_x = Q \rho (c_1 - u)(1 - \cos \alpha) \quad (2-7)$$

Dónde:

- $F_x$ : Fuerza en dirección al eje “x”, [N].
- $Q$ : Caudal del agua, [m<sup>3</sup>/s].
- $\rho$ : Densidad del agua, [kg/m<sup>3</sup>].
- $c_1$ : Velocidad del chorro antes del álabe, [m/s].
- $u$ : Velocidad tangencial del álabe, [m/s].
- $\alpha$ : Ángulo generado entre “w<sub>1</sub>” y “u”.

Como el álabe no se desplaza en el eje “y”, la fuerza “F<sub>y</sub>” no realiza trabajo. La potencia teórica de la máquina, ecuación (2-8), se obtiene al multiplicar la fuerza “F<sub>x</sub>” por la velocidad tangencial del álabe “u”.

$$P = Q \rho (c_1 - u)(1 - \cos \alpha) u \quad (2-8)$$

Dónde:

$P$ : Potencia teórica de la máquina, [W].

Al derivar la función de potencia teórica de la turbina (2-8) con respecto a la velocidad tangencial del agua “ $u$ ” se obtiene la condición de máxima potencia representada por la ecuación (2-9), lo que se obtiene al aplicar el criterio de igualar la derivada de la función respecto a la velocidad tangencial a cero y que su segunda derivada sea negativa.

$$u = \frac{c_1}{2} \quad (2-9)$$

Es decir, cuando la velocidad tangencial al álabe “ $u$ ” es igual a la mitad de la velocidad del agua al ingreso “ $c_1$ ”, la turbina alcanza su máxima potencia teórica.

## 2.6 CRITERIO DE SELECCIÓN DE TURBINA

A continuación, se presentarán los cálculos necesarios para seleccionar un tipo de turbina dentro de una lista, según el rango de aplicación.

### 2.6.1 Potencia hidráulica

Para calcular la máxima potencia hidráulica se usará la ecuación (2-10).

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2-10)$$

Dónde:

$P_h$ : Potencia hidráulica, [W].

$\rho$ : Densidad del agua, [kg/m<sup>3</sup>].

$Q$ : Caudal, [m<sup>3</sup>/s].

$h$ : Altura del salto bruta, [m].

### 2.6.2 Número específico de revoluciones

El número específico de revoluciones, de una turbina, corresponde a la velocidad que desarrolla una turbina semejante geométrica, cinemática y dinámicamente, operando con una altura y caudal unitario. Este otro rodete semejante es un modelo que representa a la turbina a analizar. Además, el número específico de revoluciones es útil para la selección preliminar de una turbina según los parámetros de funcionamiento a los que estará sometida. Esto permite agrupar los distintos tipos de turbinas, de acuerdo con sus condiciones operacionales.

Para calcular número específico de revoluciones para una turbina se usará la ecuación (2-11).

$$n_s = n \cdot \frac{P_h^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2-11)$$

Dónde:

$n_s$ : Número específico de revoluciones, adimensional.

$n$ : Velocidad, [rpm].

$H$ : Altura del salto, [m].

$P_h$ : Potencia hidráulica, [CV].

### 2.6.3 Turbinas según rango de aplicación

La selección de turbina, según el número específico de revoluciones, se realizará utilizando la *tabla 1*.

Tabla 1: Rango de aplicación de turbinas hidráulicas (Fuente: Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas volumen 1, Banki)

Rango de aplicación de turbinas hidráulicas	
Tipo de turbina	$N_s$
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 tobera	14 - 42
Turbina Pelton de 3 tobera o más	17 - 73
Turbina Banki	60 - 200
Turbina Francis Lenta	69 - 125
Turbina Francis Normal	125 - 225
Turbina Francis Rápida	225 - 450
Turbinas axiales	350 - 1000

## 2.7 TURBINA BANKI

La turbina Banki es una turbina de acción, de flujo transversal, de admisión parcial y de doble efecto, que posee como elementos principales un inyector o tobera que regula y orienta el flujo de agua que ingresa a la turbina, y un rodete que genera potencia al eje de la turbina al recibir doble impulso del flujo de agua que circula por la misma.

La turbina Banki es una de las turbinas que presenta mejores perspectivas de utilización en micro centrales hidroeléctricas, por su simplicidad de diseño y fabricación, su buena eficiencia cuando opera a cargas parciales y su reducido costo de fabricación y mantenimiento.

Las principales características de las turbinas Banki son:

- La velocidad de giro puede ser seleccionada de un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento usando pequeñas turbinas.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable.

### 2.7.1 Geometría del rodete

A continuación, se presentará las ecuaciones para calcular la geometría del rodete de una turbina Banki.

### 2.7.1.1 Diámetro del rodete

El diámetro de la turbina Banki no depende del caudal, debido a esto se facilita su diseño, ya que se otorgará al diámetro el carácter de parámetro independiente. La turbina Banki funciona en un gran rango de velocidad, es por estas características que el diámetro se puede definir en primer término y en base a éste determinar las demás variables.

Según la bibliografía<sup>1</sup>, el diámetro de la turbina Banki para pequeños aprovechamientos, varían, comúnmente, entre 200 mm y 500 mm.

### 2.7.1.2 Ancho del rodete

El ancho del rodete “B”, se calcula utilizando la ecuación semi empírica (2-12), recomendada por la literatura técnica consultada para el diseño de turbinas Banki.

$$B = \frac{3 \cdot Q}{D_e \cdot \sqrt{H \cdot g}} \quad (2-12)$$

Dónde:

- B*: Ancho del rodete, [m].
- Q*: Caudal, [m<sup>3</sup>/s].
- H*: Altura del salto, [m].
- D<sub>e</sub>*: Diámetro exterior rodete, [m].

### 2.7.1.3 Velocidad del rodete

La velocidad del rodete de la turbina Banki se calcula a partir de la ecuación (2-9), anteriormente definida.

La máxima potencia teórica de una turbina de acción se obtiene cuando la velocidad tangencial del rodete “u” es igual a la mitad de la velocidad del agua al ingreso “c<sub>1</sub>”.

---

<sup>1</sup> Curso: Pequeñas centrales hidráulicas, Unidad 6: Turbinas de flujo transversal o Michell Banki, Universidad Nacional del Comahue, Argentina, p 11.

Esta condición es propia de las turbinas de acción del tipo Pelton. Debido a que el agua en una turbina Banki no ingresa, como en las turbinas Pelton, de manera tangencial al rodete, para poder aplicar esta ecuación se debe considerar la componente tangencial, “ $c_{u1}$ ”, de la velocidad de entrada del agua al rodete “ $c_1$ ”. Velocidad del rodete y velocidad de entrada del agua a una turbina Banki en la *ilustración 7*.

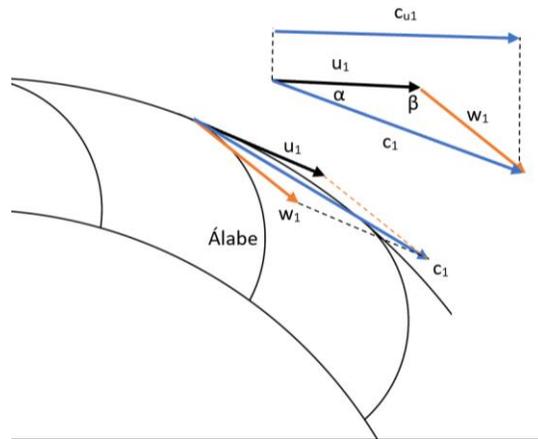


Ilustración 7: Velocidad del rodete y el agua a la entrada de la turbina Banki (Fuente: Elaboración propia)

Al considerar la componente tangencial “ $c_{u1}$ ” de la velocidad de entrada del agua “ $c_1$ ” en la ecuación (2-9), se obtiene la ecuación (2-13).

$$u = \frac{c_{u1}}{2} = \frac{c_1 \cdot \cos \alpha}{2} \quad (2-13)$$

Dónde:

- $u$ : Velocidad tangencial del álabe, [m/s].
- $c_1$ : Velocidad de entrada del agua al rodete, [m/s].
- $c_{u1}$ : Componente tangencial de la velocidad de entrada del agua al rodete “ $c_1$ ”, [m/s].
- $\alpha$ : Ángulo entre “ $u$ ” y “ $c_1$ ”.

Si se aplica la ecuación de Bernoulli al inyector de una turbina de acción y se considera un coeficiente de inyector  $K_c$ , se obtiene la ecuación (2-14).

$$c_1 = K_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (2-14)$$

Al aplicar la ecuación (2-14) a (2-13), se obtiene la ecuación (2-15).

$$u = \frac{K_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot \cos \alpha}{2} \quad (2-15)$$

Lo anterior, permite obtener la ecuación (2-16).

$$n = (K_c \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{2 \cdot g}) \cdot \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{H}}{D_e} \quad (2-16)$$

Dónde:

$n$  : Velocidad de la turbina, [rpm].

$H$ : Altura del salto, [m].

$D_e$ : Diámetro exterior rodete, [m].

Se considera un ángulo “ $\alpha$ ” de 16,102°, y un coeficiente de inyección “ $K_c$ ” de 0,981, ambos valores recomendados por la bibliografía técnica consultada.

#### 2.7.1.4 Número de álabes

El número de álabes se seleccionará según la literatura técnica consultada, esta información se resume en la *tabla 2*. Dónde el número de álabes corresponde a la columna “ $z$ ”.

*Tabla 2: Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones (Fuente: Curso: “Pequeñas centrales hidráulicas”, unidad 6, Turbinas de flujo transversal o Banki, Facultad de ingeniería LA.M.HI.)*

REFERENCIA	D/d	D/B	z	$\eta_h$
YOKOHAMA, 1985, JAPON	0.66	4.25	26	80.60
VIGM, 1986, CCCP	0.63	3.00	24	78.00
GANZ, 1984, HUNGRIA	0.66	1.00	30	75.00
ALABAMA, 1983, USA	0.66	0.25	20	75.00
RESITA, 1983, RUMANIA	0.66	1.28	24	73.00
KTU, 1987, TRAZBON, TURKIA	0.54	0.81	24	71.30
OREGON, 1949, USA	0.66	1.09	20	68.00
VDI, 1981, ETIOPIA	0.67	3.26	36	66.00
LOS ANDES, 1973, COLOMBIA	0.62	1.87	27	60.60
ODTU, 1985, ANKARA, TURKIA	0.83	1.44	30	55.50

### 2.7.1.5 Fuerza del agua sobre los álabes

La fuerza sobre los álabes se calcula asumiendo al rodete detenido. La fuerza del agua sobre los álabes se calculará, según la bibliografía técnica<sup>2</sup>, con la ecuación (2-17), esta ecuación da como resultado la componente vertical de la fuerza.

$$F = \frac{\gamma \cdot Q \cdot c_1 \cdot \cos \theta}{g \cdot P \cdot z} \quad (2-17)$$

Dónde:

- $F$ : Fuerza vertical del agua sobre los álabes, [N].
- $\gamma$ : Peso específico del agua, [N/m<sup>3</sup>].
- $c_1$ : Velocidad de entrada del agua al rodete, [m/s].
- $P$ : Porcentaje de álabes presentes en el arco de admisión.
- $z$ : Número total de álabes en el rodete.

Se considera un ángulo “ $\theta$ ” de 39,8457° y un porcentaje de álabes presentes en el arco de admisión “ $P$ ” de 25%, recomendados por la bibliografía técnica consultada.

### 2.7.1.6 Esfuerzo en los álabes

El esfuerzo sobre los álabes, según la bibliografía, se calculará utilizando la ecuación (2-18).

$$\sigma = \frac{F \cdot B \cdot ((r + e) - Cg)}{12 \cdot I_{gx}} \quad (2-18)$$

Dónde:

- $\sigma$ : Esfuerzo sobre los álabes, [Pa].
- $r$ : Radio del álabe, [m].
- $e$ : Espesor del álabe, [m].

---

<sup>2</sup> Carlos Hernández, Enrique Indacochea, Rafael Pardo Gómez, “Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas volumen 1, Banki”, Olade, 1988, p. 34.

$C_g$ : Centro de gravedad del álabe, [m].

$I_{gx}$ : Momento de inercia del álabe, [m<sup>4</sup>].

El valor de centro de gravedad y momento de inercia se seleccionará consultando la bibliografía técnica, estos valores se observan en la *tabla 3*.

*Tabla 3: Centro de gravedad y momento de inercia del álabe (Fuente: Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas volumen 1, Banki)*

Centro de gravedad y momento de inercia del álabe			
Diámetro del rodete [mm]	Espesor del álabe [mm]	Centro de gravedad [cm]	Momento de inercia [cm <sup>4</sup> ]
300	2	4.66	0.1134
300	3	4.70	0.1822
400	2	6.18	0.2610
400	3	6.22	0.4098
500	2	7.70	0.5018
500	3	7.75	0.7780

### 2.7.1.7 Dimensiones del rodete

Considerando el diámetro exterior del rodete, se pueden obtener, a partir de la literatura técnica consultada, las demás dimensiones de éste, utilizando la *tabla 4*. Dependiendo de los posibles diámetros del rodete que están tabulados en la primera fila de la tabla, se obtiene los valores de diámetro interior “Di” y radio de los tubos usados para construir los álabes, correspondientes a la columna del diámetro según el caso.

*Tabla 4: Dimensiones del perfil del rodete (Fuente: Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas volumen 1, Banki)*

Cota (mm)	Diámetro del rodete - De (mm)			
	300	400	500	600
Di	100	133	167	200
r	49	65	82	98

Los diámetros en la tabla se encuentran en la fila superior, se selecciona uno de ellos y los demás valores correspondientes a este diámetro son los que se encuentran bajo este en la misma columna.

Para usar la *tabla 4*, el diámetro exterior del rodete debe tener un valor mínimo de 300 mm y un máximo de 600 mm. Pudiendo obtener valores a partir de la interpolación de los valores existentes en la *tabla 4*.

## 2.7.2 Diseño del eje

Para el cálculo del eje de la turbina se utilizará la norma ASME B106.1M: 1980 para diseño de ejes de transmisión<sup>3</sup>, la cual indica la ecuación (2-19), para el diámetro mínimo de un eje macizo con poca o nula carga axial.

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot S_d} \cdot \sqrt{(K_m \cdot M_{m\acute{a}x})^2 + (K_t \cdot T_{m\acute{a}x})^2} \quad (2-19)$$

Dónde:

- $d$ : Diámetro del eje, [m].
- $S_d$ : Esfuerzo límite de fluencia, [Pa].
- $K_m$ : Factor de momento flector
- $M_{m\acute{a}x}$ : Momento flector máximo en el eje, [N-m].
- $K_t$ : Factor de momento torsor.
- $T_{m\acute{a}x}$ : Torque máximo en el eje, [N-m].

Según la bibliografía técnica consultada<sup>4</sup>, los valores del factor de momento flector “ $K_m$ ” y el factor de momento torsor “ $K_t$ ” aplicados al eje que soporta una turbina Banki se asumen como:

- $K_m = 1,5$ .
- $K_t = 1,0$ .

---

<sup>3</sup> Stephen K. Armah, “Preliminary Design of a Power Transmission Shaft under Fatigue Loading Using ASME Code”, Department of Mechanical Engineering, North Carolina A&T State University, Greensboro, NC, USA, 2018, p. 232.

<sup>4</sup> Carlos Hernández, Enrique Indacochea, Rafael Pardo Gómez, “Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas volumen 1, Banki”, Olade, 1988, p. 42.

Para calcular el momento flector máximo en el eje " $M_{m\acute{a}x}$ ", se utilizará la ecuación (2-20).

$$M_{m\acute{a}x} = M_1 + M_2 \quad (2-20)$$

Dónde:

$M_{m\acute{a}x}$ : Momento flector máximo en el eje, [N-m].

$M_1$ : Momento flector generado por la fuerza del agua, [N-m].

$M_2$ : Momento flector generado por el peso del rodete, [N-m].

Los valores de los momentos flectores necesarios para calcular el momento flector máximo se calcularán utilizando las ecuaciones (2-21) y (2-22).

$$M_1 = \frac{F_r \cdot a \cdot g}{2} \quad (2-21)$$

$$M_2 = \frac{P_r \cdot a \cdot g}{2} \quad (2-22)$$

Dónde:

$a$ : Distancia entre los apoyos del eje y los discos que soportan los álabes, [m].

$F_r$ : Fuerza tangencial del rodete, [kgf].

$P_r$ : Peso del rodete, [kgf].

El torque máximo sobre el eje " $T_{m\acute{a}x}$ " expresado en [kgf - m] se calculará utilizando la ecuación (2-23).

$$T_{m\acute{a}x} = \frac{P_T}{\omega \cdot g} \quad (2-23)$$

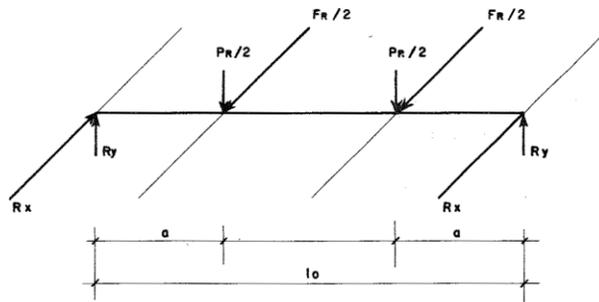
Dónde:

$T_{m\acute{a}x}$ : Torque máximo sobre el eje, [Kg<sub>f</sub>- m].

$P_T$ : Potencia de la turbina, [W].

$\omega$ : Velocidad angular del eje, [rad/s].

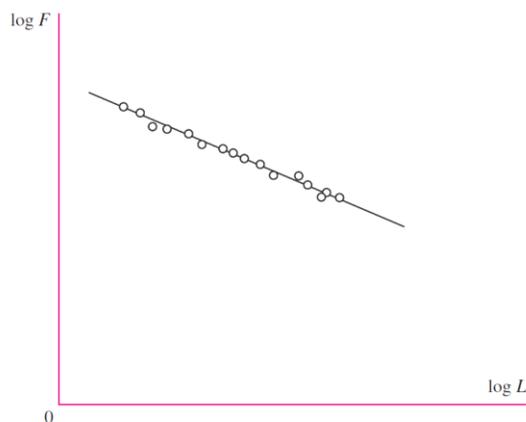
En la *ilustración 8* se presenta un ejemplo de diagramas de fuerza y momento aplicados al eje de una turbina Banki.



*Ilustración 8: Ejemplo del cálculo para el eje de una turbina Banki (Fuente: Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas volumen 1, Michell-Banki)*

### 2.7.3 Selección de rodamientos

Cuando se prueban grupos de cojinetes nominalmente idénticos con el criterio vida-falla a cargas diferentes, los datos se representan en gráficas como las de la *ilustración 9*, mediante una transformación log-log. La confiabilidad asociada a todos los puntos es 0.90. De esta forma, se obtiene una visión momentánea de la función del efecto carga-vida a una confiabilidad de 0.90. En la *ilustración 9* se presenta un gráfico tipo log-log de la carga-vida de un cojinete, en este gráfico “F” corresponde a la carga y “L” corresponde a los ciclos con unidades de revoluciones.



*Ilustración 9: Curva típica log-log de carga-vida de un cojinete (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)*

Para calcular la clasificación de carga de catálogo “C”, llamada por algunos fabricantes de rodamientos como “capacidad de carga básica dinámica”, se utilizará la ecuación de regresión (2-24).

$$C \cdot (L_R \cdot n_R \cdot 60)^{1/a} = F_r \cdot (L_D \cdot n_D \cdot 60)^{1/a} \quad (2-24)$$

Dónde:

- $C$ : Carga de catálogo, [kN].
- $L$ : Vida en horas.
- $n$ : Velocidad del eje, [rpm].
- $a$ : Corresponde a 3 para cojinetes de bola y 10/3 para cojinetes de rodillo.
- $F_r$ : Carga radial sobre el rodamiento, [kN].

El subíndice “R” corresponde a los valores nominales del rodamiento y el subíndice “D” corresponde a los valores deseados.

Para seleccionar los rodamientos se utilizará la ecuación (2-25) en dónde se considerará “ $L_R \cdot n_R \cdot 60$ ” igual a  $10^6$ , esto para hacer la selección en un catálogo técnico tomando como base  $10^6$  revoluciones nominales.

$$C = F_r \cdot \left( \frac{L_D \cdot n_D \cdot 60}{10^6} \right)^{1/a} \quad (2-25)$$

Dónde:

- $C$ : Carga de catálogo, [kN].
- $F_r$ : Carga radial sobre el rodamiento, [kN].
- $L_D$ : Vida en horas.
- $n_D$ : Velocidad del eje, [rpm].
- $a$ : Corresponde a 3 para cojinetes de bola y 10/3 para cojinetes de rodillo.

#### 2.7.4 Cálculo de pernos y tornillos

Para seleccionar la calidad del perno se analizará el esfuerzo de corte en el perno y el esfuerzo de aplastamiento.

Para calcular el esfuerzo de corte en el perno se utilizará la ecuación (2-26).

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \quad (2-26)$$

Dónde:

- $\tau$ : Esfuerzo de corte en el perno, [Pa].
- $F$ : Fuerza que soporta cada uno de los pernos, [N].
- $d$ : Diámetro del perno, [m].

Para calcular el esfuerzo de aplastamiento en el elemento o placa, se utilizará la ecuación (2-27):

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot d} \quad (2-27)$$

Dónde:

- $\sigma$ : Esfuerzo de aplastamiento, [Pa].
- $F$ : Fuerza que soporta cada uno de los pernos, [N].
- $t$ : Espesor de la placa, [m].
- $d$ : Diámetro del perno, [m].

Si es la sección de la rosca en el perno o tornillo la que se encuentra bajo el esfuerzo de corte, no se debe calcular el área transversal utilizando el diámetro nominal, en vez de eso, se debe utilizar el diámetro menor de la rosca. En la *tabla 5* se encuentran las áreas transversales correspondientes a la rosca, esta es el área de diámetro menos, según el diámetro nominal del perno o tornillo.

Tabla 5: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

Diámetro mayor nominal $d$ , mm	Serie de paso grueso		
	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07
2	0.40	2.07	1.79
2.5	0.45	3.39	2.98
3	0.5	5.03	4.47
3.5	0.6	6.78	6.00
4	0.7	8.78	7.75
5	0.8	14.2	12.7
6	1	20.1	17.9
8	1.25	36.6	32.8
10	1.5	58.0	52.3
12	1.75	84.3	76.3
14	2	115	104
16	2	157	144
20	2.5	245	225

Para seleccionar la resistencia del perno según el esfuerzo de corte, buscamos en la *tabla 6* el grado que corresponda. En la *tabla 6* se presenta los distintos grados de resistencia de los pernos y las medidas de su diámetro de la manera “M” seguida por el valor del diámetro en mm.

Tabla 6: Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

Clase de propiedad.	Intervalo de tamaños, inclusive.	Resistencia de prueba mínima MPa.	Resistencia mínima a la tensión MPa.	Material.	Marca en la cabeza.
4.6	M5-M36	225	400	Acero de bajo o medio carbono.	
4.8	M1.6-M16	310	420	Acero de bajo o medio carbono.	
5.8	M5-M24	380	520	Acero de bajo o medio carbono.	
8.8	M16-M36	600	830	Acero de medio carbono, T y R.	
9.8	M1.6-M16	650	900	Acero de medio carbono, T y R.	
10.9	M5-M36	830	1040	Acero martensítico de bajo carbono, T y R.	
12.9	M1.6-M36	970	1220	Acero aleado, T y R.	

### 2.7.4.1 Cálculo de esfuerzo cortante con carga excéntrica

Para calcular los tornillos que soportan el generador además de calcular el esfuerzo de corte producido por el peso del generador, hay que calcular el esfuerzo de corte producido por el momento que genera el agua sobre el rodete.

La fuerza sobre el tornillo producido por el peso del generador se llama carga cortante primaria, esta se calcula con la ecuación (2-28).

$$F' = \frac{V}{n} \quad (2-28)$$

Dónde:

$F'$ : Carga cortante primaria, [Pa].

$V$ : Peso del generador, [N].

$n$ : Número de tornillos.

La fuerza cortante secundaria generada por el momento, para tornillos dispuestos a la misma distancia un centro "o", se calcula con la ecuación (2-29).

$$F'' = \frac{M}{4 \cdot r} \quad (2-29)$$

Dónde:

$F''$ : Fuerza cortante secundaria, [Pa].

$M$ : Momento producido por el agua sobre el rodete, [N-m].

$r$ : Distancia desde el tornillo al centro "o", [m].

Al sumar estas dos cargas se identifica el tornillo crítico y se selecciona la resistencia según este tornillo.

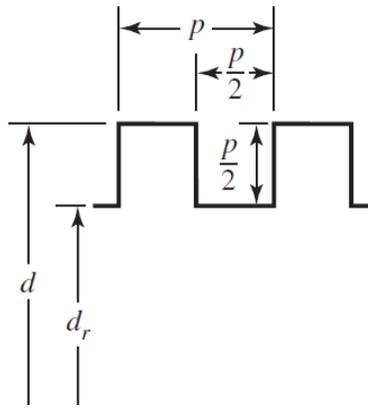
### 2.7.5 Tornillo de potencia

El propósito del tornillo de potencia es transformar el movimiento circular, aplicado al volante, en movimiento lineal ascendente y descendente en la turbina. Este movimiento

tiene como objetivo ubicar la turbina en la posición ideal y de máximo aprovechamiento de la energía de la caída de agua.

El volante estará conectado al tornillo por medio de una tuerca de bronce, al girar el volante girará la tuerca, de esta manera el tornillo se desplazará en dirección vertical hacia arriba o abajo según el sentido del giro del volante.

Un tipo de rosca utilizado en los tornillos de potencia es la rosca cuadrada, *ilustración 10*. En este esquema de una roca cuadrada,  $p$  corresponde al paso,  $d$  al diámetro mayor de la rosca y  $d_r$  es el diámetro menor o raíz, este es el diámetro menor de una rosca.



*Ilustración 10: Esquema de una rosca cuadrada (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)*

El paso “ $p$ ”, es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. La profundidad y el ancho de la rosca corresponden a la mitad del paso. Otra medida importante en los tornillos de potencia y que no se visualiza en la *ilustración 10*, es el avance “ $l$ ”.

El avance “ $l$ ”, es la distancia que se desplaza el tornillo, en forma paralela a su eje cuando se da una vuelta a la tuerca. En el caso de una rosca simple el avance es igual al paso.

Las partes de un tornillo de potencia se presentan en la *ilustración 11*, “ $F$ ” corresponde a la fuerza axial a la que está sometido este, “ $d_m$ ” es el diámetro medio.

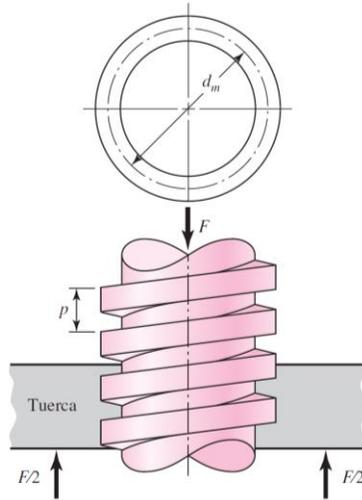


Ilustración 11: Partes de un tornillo de potencia (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

El cálculo del torque necesario para subir o bajar la turbina se realiza utilizando dos ecuaciones diferentes. Para calcular el torque necesario para subir la turbina “ $T_R$ ”, se utilizará la ecuación (2-30).

$$T_R = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left( \frac{l + \pi \cdot \mu \cdot d_m}{\pi \cdot d_m - \mu \cdot l} \right) \quad (2-30)$$

Para calcular el torque necesario para bajar la turbina “ $T_L$ ”, se utilizará la ecuación (2-31).

$$T_L = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot \mu \cdot d_m - l}{\pi \cdot d_m + \mu \cdot l} \right) \quad (2-31)$$

Dónde, para ambas ecuaciones:

$T_R$ : Torque necesario para subir la turbina, [N-m].

$T_L$ : Torque necesario para bajar la turbina, [N-m]

$F$ : Fuerza axial, [N].

$d_m$ : Diámetro medio del tornillo, [m].

$l$ : Avance del tornillo, [m].

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento.

El coeficiente de rozamiento “μ”, según el material del tornillo y la tuerca, se obtiene de la *tabla 7*.

*Tabla 7: Coeficiente de rozamiento μ (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)*

Coeficiente de rozamiento μ				
Material del Tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15 - 0.25	0.15 - 0.23	0.15 - 0.19	0.15 - 0.25
Acero, aceite para máquina	0.11 - 0.17	0.10 - 0.16	0.10 - 0.15	0.11 - 0.17
Bronce	0.08 - 0.12	0.04 - 0.06	---	0.06 - 0.09

Para calcular el esfuerzo axial en el cuerpo del tornillo debido a la carga “F”, se utilizará la ecuación (2-32).

$$\sigma = -\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_r^2} \quad (2-32)$$

Dónde:

$\sigma$ : Esfuerzo axial en el cuerpo del tornillo, [Pa].

$F$ : Fuerza axial, [N].

$d_r$ : Diámetro menor del tornillo, [m].

El cálculo del esfuerzo cortante nominal en torsión del cuerpo del tornillo se realizará con la ecuación (2-33).

$$\tau = \frac{16 \cdot T_R}{\pi \cdot d_r^3} \quad (2-33)$$

Dónde:

$\tau$ : Esfuerzo cortante nominal en torsión del cuerpo del tornillo, [Pa].

$T_R$ : Toque necesario para subir la turbina, [N-m].

$d_r$ : Diámetro menor del tornillo, [m].

Para calcular el esfuerzo en el apoyo de la rosca del tornillo se utilizará la ecuación (2-34).

$$\sigma_B = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_m \cdot n_t \cdot p} \quad (2-34)$$

Dónde:

$\sigma_B$ : Esfuerzo en el apoyo de la rosca, [Pa].

$F$ : Fuerza axial, [N].

$d_m$ : Diámetro medio del tornillo, [m].

$n_t$ : Número de roscas en contacto.

$p$ : Paso del tornillo, [m].

Para el cálculo del esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca se utilizará la ecuación (2-35).

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot F}{\pi \cdot d_r \cdot n_t \cdot p} \quad (2-35)$$

Dónde:

$\sigma_b$ : Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca, [Pa].

$F$ : Fuerza axial, [N].

$d_r$ : Diámetro menor del tornillo, [m].

$n_t$ : Número de roscas en contacto.

$p$ : Paso del tornillo, [m].

Según la bibliografía<sup>5</sup>, algunos experimentos muestran que la primera rosca en contacto soporta 0.38 de la carga, la segunda 0.25, la tercera 0.18 y la séptima está libre de carga.

Por eso, al calcular los esfuerzos en la rosca, se aconseja sustituir “F” por (0,38·F) y considerar “n<sub>t</sub>” igual a 1, de esta manera se obtendrá el nivel máximo de esfuerzos en la combinación rosca-tuerca.

La geometría de rosca cuadrada, Dónde se calcula el esfuerzo flexionante, se aprecia en la *ilustración 12*.

---

<sup>5</sup> Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, 8<sup>va</sup> edición (2008), p 405.

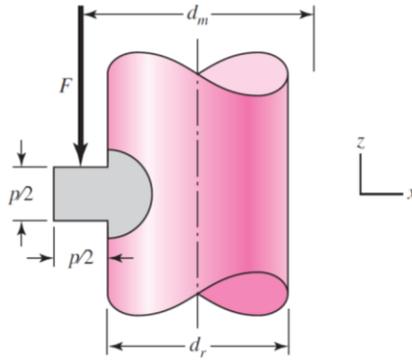


Ilustración 12: Geometría de rosca cuadrada (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

El esfuerzo de von Mises  $\sigma'$  en la parte superior del “plano” de la raíz, se determina identificando primero los esfuerzos normales ortogonales y los esfuerzos cortantes.

A partir del sistema coordenado de la *ilustración 12*, se observa el siguiente sistema de ecuaciones.

$$\sigma_x = \frac{6 \cdot F}{\pi \cdot d_r \cdot n_t \cdot p} \quad (2-36)$$

$$\sigma_y = 0 \quad (2-37)$$

$$\sigma_z = -\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_r^2} \quad (2-38)$$

$$\tau_{xy} = 0 \quad (2-39)$$

$$\tau_{yz} = \frac{16 \cdot T_R}{\pi \cdot d_r^3} \quad (2-40)$$

$$\tau_{zx} = 0 \quad (2-41)$$

Usando las componentes “x”, “y”, “z” del esfuerzo tridimensional, el esfuerzo von Mises puede escribirse como la ecuación (2-42).

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (2-42)$$

## **CAPÍTULO III: DISEÑO**

### 3.1 PLANTA TALCA

La planta de tratamiento de aguas servidas de la empresa Aguas Nuevo Sur S.A. recibe las aguas negras proveniente del sector La Florida en Talca, esta agua es tratada por medio de un proceso utilizando lodos activados, posteriormente pasa a través de los clarificadores y finalmente es clorada antes de ser dispuesta en el cauce de un río.

La planta se encuentra ubicada en Talca camino a Colín, s/n Km 3, Región del Maule. El lugar dónde se instalará la turbina es en el último proceso antes de disponer el agua al Río Claro, este proceso se produce en el estanque de contacto de cloración. En la *ilustración 13* se presenta en una imagen satelital de la planta y se indica con un círculo rojo dónde está el estanque de contacto de cloración.



*Ilustración 13: Planta de tratamiento de aguas servidas Talca (Fuente: Google Map)*

### 3.1.1 Estanque de contacto de cloración

Este estanque está construido de hormigón armado de sección rectangular y con muros divisorios de hormigón armado para permitir un escurrimiento en forma sinusoidal. Recibe el agua proveniente de los clarificadores para inyectarle cloro y lograr la desinfección del efluente el que posteriormente se envía a la tubería de descarga para finalmente vaciarse en el Río Claro.

Las dimensiones del estanque son 32,5 m de largo, 14,45 m de ancho, 2,9 m de altura, 2,4 m de altura de agua y una capacidad de 1.127 m<sup>3</sup> de agua.

En la *ilustración 14* se presenta una fotografía del estanque de contacto de cloración.



*Ilustración 14: Estanque de contacto de cloración (Fuente: Elaboración propia)*

Para medir el caudal de entrada al estanque, se utiliza un sensor ultrasónico, el caudal es visualizado en un monitor a un costado del estanque.

En la *ilustración 15* se presenta una fotografía del monitor que indica el caudal de entrada al estanque.

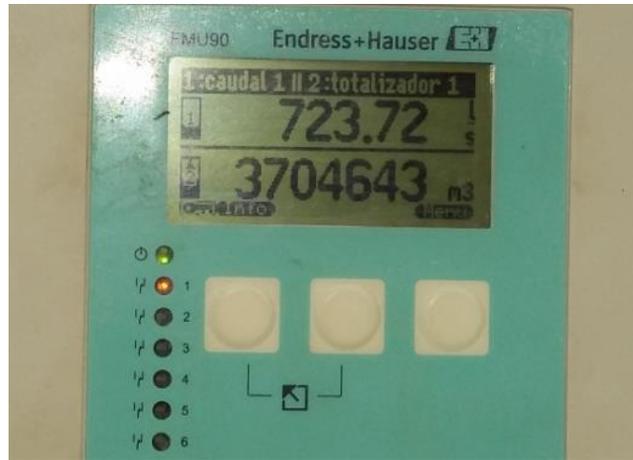


Ilustración 15: Monitor de caudal (Fuente: Elaboración propia)

### 3.1.2 Salto de agua

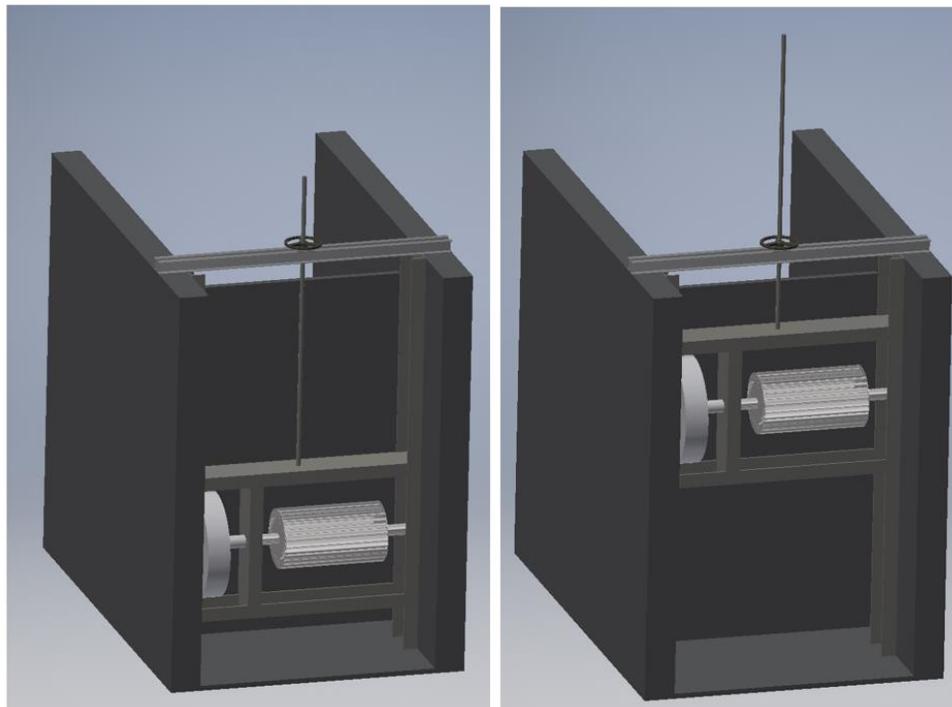
El salto de agua se encuentra al final del estanque de cloración, este mide 1,7 m de alto y 1,6 m de ancho. En este lugar, el agua se envía a través de un tubo hasta el Río Claro. En la *ilustración 16* se presenta una fotografía del salto de agua.



Ilustración 16: Salto Dónde se instalará la turbina (Fuente: Elaboración propia)

### 3.2 MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA

Para poder aprovechar la energía del salto de agua, se instalará una turbina Banki. Esta turbina estará montada en un eje conectado a un generador eólico de baja velocidad. Tanto la turbina como el generador estarán instalados en un marco móvil que subirá o bajará para posicionar la turbina dónde exista un mayor aprovechamiento hidráulico del salto. El movimiento ascendente y descendente se realizará por medio de un tornillo de potencia conectado a un volante manual. En la *ilustración 17* se aprecian dos imágenes, a la izquierda la turbina en una posición inferior y a la derecha la turbina en una posición superior.



*Ilustración 17: Dos posiciones de la turbina Banki (Fuente: Elaboración propia)*

En la *ilustración 18* se puede observar el generador eléctrico conectado por medio de un eje a la turbina Banki.

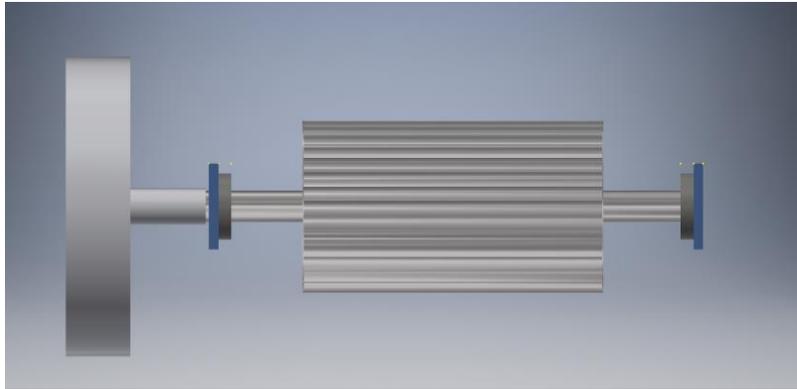


Ilustración 18: Generador y turbina (Fuente: Elaboración propia)

En la *ilustración 19* se aprecia el marco de la turbina, en este el generador se conectará directamente al eje del rodete. En la *ilustración 19* también se pueden apreciar las guías del marco, las que se fijarán a las paredes del canal.

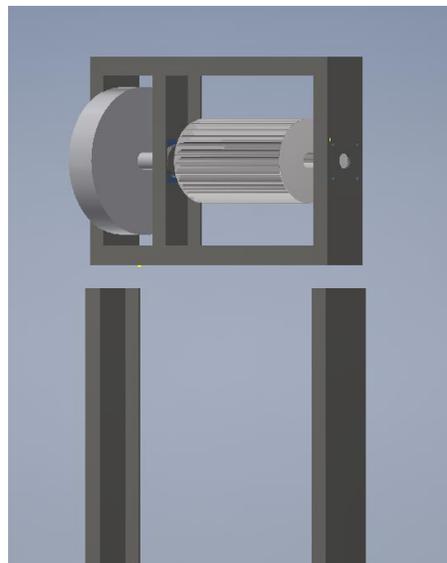


Ilustración 19: Guías, marco, turbina y generador (Fuente: Elaboración propia)

En la *ilustración 20* se puede observar el sistema para desplazar de manera vertical el marco de la turbina, en esta ilustración se encuentra el tornillo de potencia conectado al marco y el volante manual. El volante es soportado por dos perfiles “U” que se fijarán a la superficie superior de las paredes del canal.

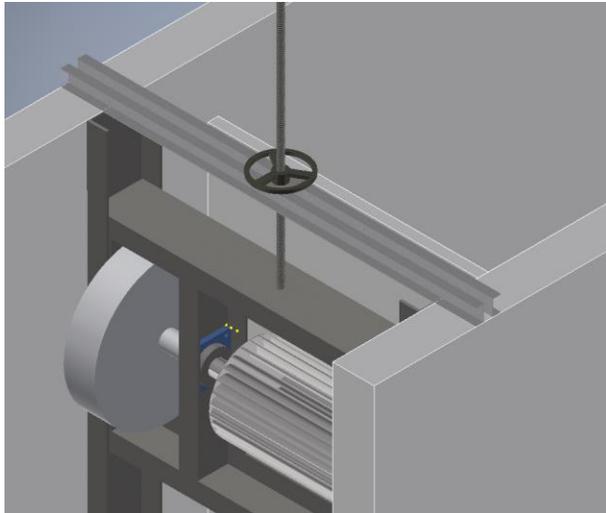


Ilustración 20: Volante manual, tornillo de potencia y puente de accionamiento (Fuente: Elaboración propia)

En la *ilustración 21* se puede observar un esquema, con una vista lateral, de la manera en que el agua caerá sobre el rodete, atravesará los álabes para generar movimiento rotacional en este y finalmente hará egreso. En la ilustración se representa la fuerza sobre los álabes con la letra “F”, se puede apreciar como esta fuerza genera en el rodete un movimiento rotacional representado por una velocidad en “rpm”.

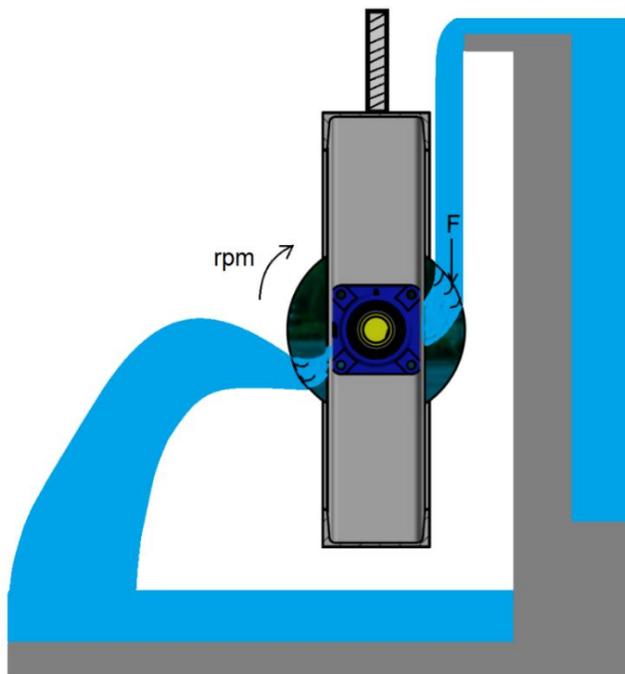


Ilustración 21: Esquema del funcionamiento de la turbina Banki (Fuente: Elaboración propia)

### **3.3 DISEÑO HIDRÁULICO**

Los parámetros de funcionamiento caudal y altura definen el diseño hidráulico. A partir de estos dos valores es posible desarrollar los cálculos pertinentes para diseñar los elementos móviles y estáticos de la turbina y su sistema de alimentación.

#### **3.3.1 Parámetros de funcionamiento**

Los parámetros de funcionamiento corresponden al caudal “Q” y la altura del salto aprovechable en este proyecto, “H”.

En este caso son:

- $H = 1,7 \text{ m.}$
- $Q = 0,375 \text{ m}^3/\text{s.}$

Si bien es cierto el caudal varía según el día y la hora, se consideró un caudal constante, correspondiente al caudal promedio para realizar los cálculos pertinentes.

#### **3.3.2 Potencia hidráulica**

Usando los parámetros de funcionamiento en la ecuación de la potencia hidráulica máxima (2-10) se obtiene una potencia ideal máxima de 6,3 kW.

#### **3.3.3 Material de construcción**

La construcción del rodete será realizada utilizando acero SAE 1045. Este acero se caracteriza por ser un acero de medio carbono, buena maquinabilidad, responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción. Por su dureza y tenacidad es utilizado para la fabricación de componentes de maquinaria. Debido a que el rodete estará en contacto directo con el agua, se deberá realizar un pintado con pintura anticorrosiva o un cromado para evitar la corrosión. La elección de este material es debido a su alto stock en el mercado, su bajo precio y su tenacidad. Las características principales de este acero son las siguientes:

- Límite de fluencia: 392 MPa
- Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup>

### 3.3.4 Diámetro del rodete

El diámetro de la turbina Banki no depende del caudal, debido a esto se facilita su diseño, ya que se otorgará al diámetro el carácter de parámetro independiente.

Para los cálculos se considerará un rodete de un diámetro exterior de 400 mm. Este diámetro es acorde a la bibliografía<sup>6</sup> que indica un diámetro entre 200 mm y 500 mm para turbinas de pequeños aprovechamientos.

### 3.3.5 Velocidad de la turbina

Utilizando la ecuación (2-16) y considerando un ángulo “ $\alpha$ ” de 16,102°, y un coeficiente de inyección “ $K_c$ ” de 0,981, ambos valores recomendados por la bibliografía técnica consultad<sup>7</sup>, se obtiene una velocidad de 130 rpm.

### 3.3.6 Número específico de revoluciones

Al remplazar los datos correspondientes en la ecuación de número específico de revoluciones (2-11), se obtiene un valor adimensional de 194, que de acuerdo con la *tabla* 1, está en el rango de utilización de turbinas Banki.

### 3.3.7 Selección de la turbina

Si bien es cierto, la elección de utilizar una turbina Banki se adoptó desde un comienzo debido a las condiciones de bajo caudal y una caída de agua pequeña de sólo 1,7 m, se puede respaldar esta elección considerando que el número específico de revoluciones está dentro de los rangos que para este tipo de máquina recomienda la *tabla*

---

<sup>6</sup> Curso: Pequeñas centrales hidráulicas, Unidad 6: Turbinas de flujo transversal o Michell Banki, Universidad Nacional del Comahue, Argentina, p 11.

<sup>7</sup> Curso: Pequeñas centrales hidráulicas, Unidad 6: Turbinas de flujo transversal o Michell Banki, Universidad Nacional del Comahue, Argentina, p 9, p10.

1. Además, el bajo costo de construcción, de este tipo de turbinas, aconseja su selección para el proyecto.

### **3.3.8 Ancho del rodete**

El ancho del rodete se calcula con la ecuación (2-12), obteniéndose un valor de 700 mm.

### **3.3.9 Dimensiones del rodete calculados por tabla**

Según la *tabla 4*, las dimensiones del perfil del rodete, para un diámetro exterior de 0,4 m, son las siguientes.

- Diámetro interior: 266 mm.
- Radio tubos para construir álabes: 65 mm.

### **3.3.10 Numero de álabes**

Según la *tabla 2*, el número óptimo de álabes debe ser entre 24 y 30, en este caso se considerará el promedio correspondiente a un número de 27 álabes para el diseño.

### **3.3.11 Espesor del álabe**

Al usar la ecuación (2-18) para el cálculo del esfuerzo en el álabe, se considera un ángulo “ $\theta$ ” de  $39,8457^\circ$  y un porcentaje de álabes presentes en el arco de admisión “P” de 25%, recomendados por la bibliografía técnica consultada<sup>8</sup>.

Considerando el material de construcción acero SAE 1045, los álabes tendrán 2 mm de espesor.

---

<sup>8</sup> Carlos Hernández, Enrique Indacochea, Rafael Pardo Gómez, “Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas volumen 1, Banki”, Olade, 1988, p. 34.

### 3.3.12 Resumen datos

La *tabla 8* presenta un cuadro que contiene los parámetros y dimensiones relevantes de la turbina a diseñar.

*Tabla 8: Parámetros y dimensiones del rodete (Fuente: Elaboración propia)*

Altura [H]	1,7 m
Caudal [Q]	0,375 m <sup>3</sup> /s
Potencia [P]	6,3 kW
Velocidad [n]	130 rpm
Diámetro interior	266 mm
Diámetro exterior	400 mm
Ancho del rodete	700 mm
Número de álabes	27
Radio de álabe	65 mm
Espesor álabes	2 mm
Masa del rodete	30 kg

## 3.4 DISEÑO MECÁNICO

A continuación, se desarrollará el diseño de los componentes mecánicos del sistema donde se montará la turbina.

### 3.4.1 Cálculo del eje

El eje se construirá con acero SAE 1045, el mismo utilizado en la construcción del rodete.

Se debe considerar para el cálculo, la masa del rodete de 30 kg y la masa del agua de 236 kg,

Para estas condiciones el diámetro mínimo del eje, calculado con la ecuación (2-19), debe ser de 74 mm y una longitud de 1150 mm. La medida de rodamientos que más se acerca al diámetro mínimo del eje es de 75 mm, usando este diámetro para el eje, la masa del eje es de 40 kg.

### 3.4.2 Rodamientos del eje

Para seleccionar el rodamiento se utilizará la capacidad de carga básica dinámica “C”, esta se calcula utilizando la ecuación (2-25). Para poder fijar el rodamiento al marco se utilizará un soporte de pestañas tipo cuadrado, este tipo de soporte está diseñado para ser utilizado con rodamiento de bolas tipo Y.

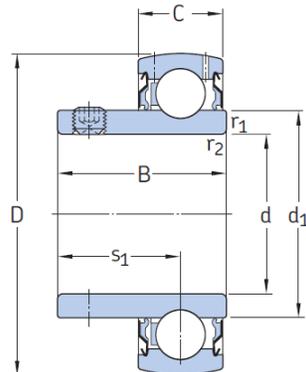
En esta ecuación se deben ingresar los datos de funcionamiento deseados, en este caso los datos ingresados son:

- Vida del rodamiento en horas: 200.000 hrs.
- Velocidad: 130 rpm.
- Carga radial sobre el rodamiento: 1,5 kN.

Utilizando estos datos deseados de funcionamiento la capacidad de carga básica dinámica es 17,4 kN.

El fabricante de rodamiento seleccionado es SKF debido a la calidad de sus productos y su gran presencia en el mercado, lo que facilita la adquisición de sus productos.

En el catálogo SKF de rodamientos de bolas tipo Y, existe un producto que se adapta a las necesidades del proyecto, en la *ilustración 22* se muestra el producto seleccionado.



Dimensiones							Capacidad de carga básica dinámica C	estática C <sub>0</sub>	Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidad límite con tolerancia del eje h <sub>6</sub>	Masa	Designación
d	D	B	C	d <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>	r <sub>1,2</sub> min.						
mm							kN	kN	r. p. m.	kg	-	
65	120	68,3	27	82,5	42,9	1,5	57,2	40	1,7	3 000	1,7	YAR 213-2F
	120	68,3	27	82,5	42,9	1,5	57,2	40	1,7	1 600	1,7	YAR 213-2RF
70	125	69,9	28	87	39,7	1,5	62,4	45	1,86	2 800	1,9	YAR 214-2F
75	130	73,3	29	92	46,3	1,5	66,3	49	2,04	2 600	2,1	YAR 215-2F
80	140	77,8	30	97,4	47,6	2	72,8	53	2,16	2 400	2,7	YAR 216-2F
85	150	81	34	105	50,8	2	83,2	62	2,4	2 200	3,35	YAR 217-2F

Ilustración 22: Catálogo rodamientos Y SKF (Fuente: SKF rodamientos PUB BU/P 1 10000/2 E S · Octubre de 2015)

El rodamiento seleccionado tiene como diámetro interno 75 mm, la misma medida del eje de la turbina, este es el principal criterio de selección. Las demás características de este rodamiento, así como la capacidad de carga básica dinámica, cubren las necesidades del proyecto.

### 3.4.2.1 Soporte de rodamiento

El soporte de rodamiento seleccionado es de pestaña cuadrada para rodamientos Y de la marca SKF, este soporte se fijará con pernos al perfil que forma el marco de la turbina.

El diseño y medidas del soporte para el rodamiento seleccionado se muestran en la ilustración 23.

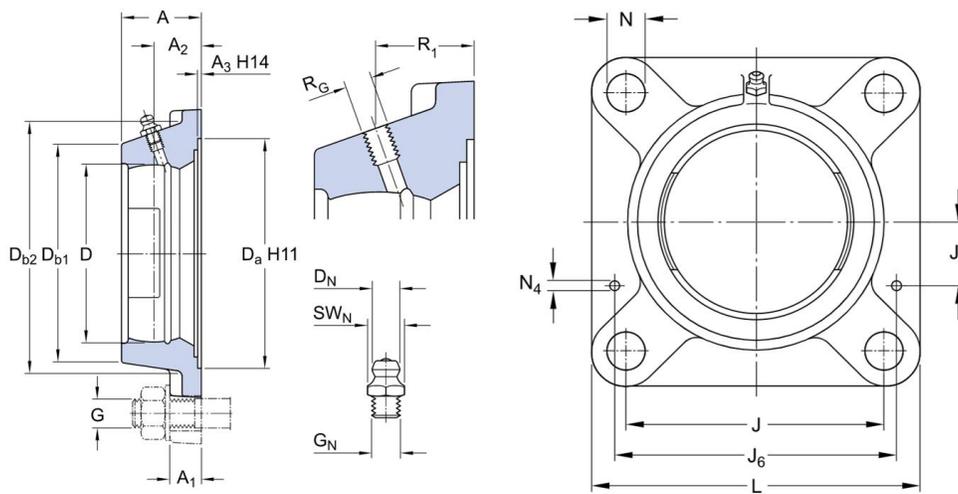


Ilustración 23: Soporte de pestaña cuadrado para rodamientos Y SKF (Fuente: <https://www.skf.com/cl/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/square-flanged-housings-for-y-brgs/index.html?designation=FYJ%20520>)

Las principales medidas del soporte son:

- Ancho del soporte (L): 200 mm.
- Diámetro alojamiento rodamiento (D): 130 mm.
- Distancia entre pernos (J): 159 mm.
- Diámetro perforación para pernos (N): 19 mm.
- Masa del soporte: 4,1 kg.
- Diámetro recomendado para los tornillos de fijación (G): 16 mm.

### **3.4.2.2 Pernos para soporte de rodamientos**

Cada soporte de rodamiento es fijado al marco por medio de 4 pernos, en total son dos soportes. La fuerza "F" que soporta cada uno de esos 8 pernos es de 391 N cada uno.

Utilizando 1,5 como factor de diseño de, los valores de los esfuerzos son:

- Esfuerzo de corte en los pernos, en la zona de la rosca: 4,1 MPa.
- Esfuerzo de aplastamiento de la placa: 3 MPa.

Considerando los esfuerzos en los pernos y la placa, se utilizarán pernos con una longitud de 50 mm, un diámetro de 16 mm de grado mínimo 4,6.

### **3.4.3 Generador**

Se utilizará un generador trifásico, sin núcleo de imanes permanentes. Irá montado en el marco de la turbina por medio de pernos. Las características del generador son:

- Tipo: Generador de energía eólica.
- Potencia nominal: 5 kW.
- Voltaje nominal: 96 V / 220 V / 380 V.
- Eficiencia: 85%.
- Velocidad nominal: 100 rpm / 150 rpm.
- Corriente nominal: 12,9 A.
- Masa: 135 kg.

- Carcasa de aleación aluminio.

El motivo de utilizar un generador para energía eólica es que estos están diseñados para generar electricidad a bajo torque y baja velocidad. Las medidas del generador son:

- Diámetro: 700 mm.
- Largo, generador más eje: 326 mm.
- Diámetro eje: 85 mm.

El generador eólico de imanes permanentes en la *ilustración 24*.



*Ilustración 24:* Generador eólico sin núcleo (Fuente: [www.amgpowersolutions.com](http://www.amgpowersolutions.com))

#### **3.4.3.1 Fijación del generador al marco**

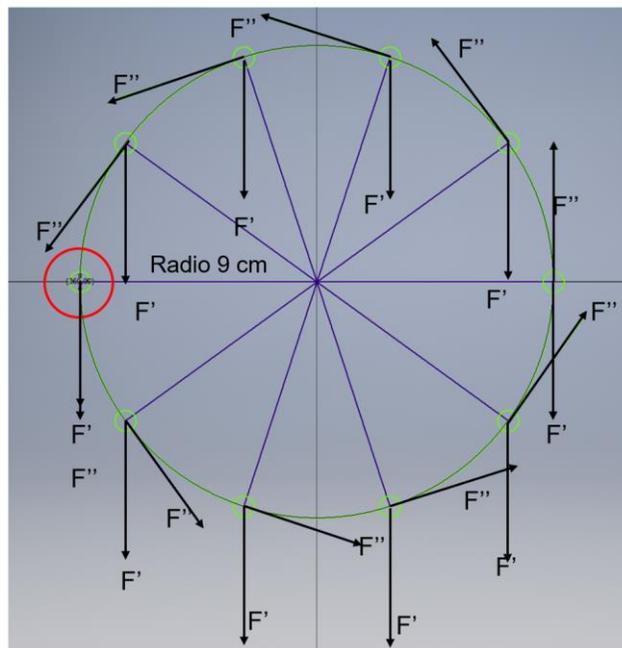
Para fijar el generador al perfil del marco, se usarán 10 tornillos de 8 mm de diámetro, estos irán fijados en la parte trasera del generador. Estos tornillos están ordenados en el perímetro de una circunferencia de radio 9 cm. En la *ilustración 23* se puede apreciar la parte delantera del generador con los mismos agujeros que posee en la parte trasera.

En estos 10 tornillos existen cargas cortantes primarias producidas por el peso del generador y cargas cortantes secundarias producidas por el momento que genera el agua sobre el rodete.

El valor de las cargas es:

- Carga cortante primaria ( $F'$ ): 132 N.
- Carga cortante secundaria ( $F''$ ): 1.285 N.

En la *ilustración 25* se observa, marcado por un círculo rojo, cual es el tornillo crítico que soporta la mayor carga. Esto se debe a que tanto la carga cortante primaria como secundaria tienen la misma dirección, por lo tanto, la suma de estas es mayor a la de cualquier otro tornillo.



*Ilustración 25: Cargas cortantes primarias y secundarias en los tornillos (Fuente: Elaboración propia)*

Para la elección del grado del tornillo, se consideró como criterio, la resistencia a la fluencia correspondiente a cada uno de los grados.

- La carga total que soporta el tornillo crítico es  $F' + F'' = 1417$  N.
- El esfuerzo de corte para el tornillo crítico, en la zona de la rosca, es  $\sigma = 43,2$  MPa.
- El esfuerzo de aplastamiento sobre el perfil es  $\sigma = 25$  Mpa.

Considerando estos dato se utilizarán tornillos M8 con un grado como mínimo de 4,6.

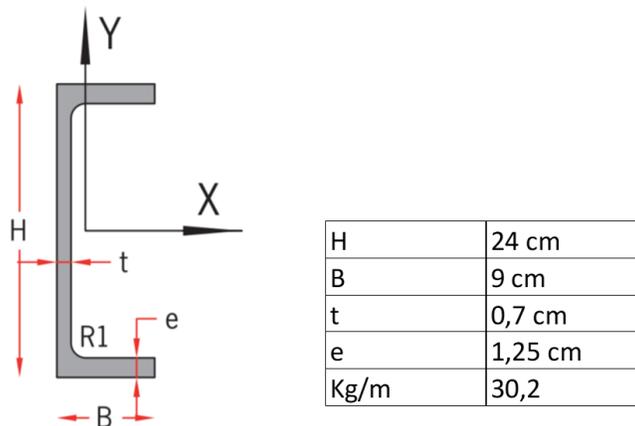
### 3.4.4 Marco de la turbina

El marco de la turbina se construirá de perfiles “UPE” tipo U de alas paralelas, fabricados de acero estructural S275JR.

Las características mecánicas del acero estructural S275JR son:

- Límite de resistencia a la tracción: 410 MPa.
- Módulo de rigidez: 81 MPa.
- Límite elástico: 275 MPa.

El esquema del perfil con las medidas se aprecia en la *ilustración 26*.



*Ilustración 26:* Esquema y medidas perfil UPE (Fuente: Catálogo de productos edición 2016 ACERONE S.A.)

En el irán montado el generador, los soportes de rodamientos, los rodamientos y el eje de la turbina. A continuación, se presenta una ilustración con las medidas del marco de la turbina, *ilustración 27*.

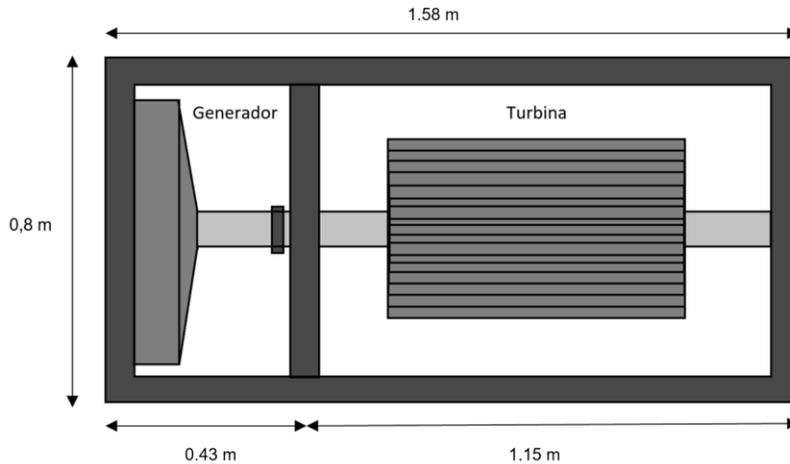


Ilustración 27: Marco de la turbina (Fuente: Elaboración propia)

El marco se compondrá de dos perfiles largos de 1,58 m y tres perfiles de 0,8 m. La longitud total del marco sea de 5,56 m, lo que conlleva que la masa total del marco sea, aproximadamente, 170 kg.

### 3.4.5 Tornillo de potencia

El tornillo de potencia estará conformado por una rosca cuadrada simple. El tornillo enroscará en una tuerca de bronce dispuesta en un volante, de esta manera, el avance hacia arriba o abajo dependerá del sentido de giro del volante. El material de fabricación del tornillo es acero SAE 1045.

Las dimensiones del tornillo serán:

- Diámetro del Tornillo: 30 mm.
- Diámetro medio del tornillo: 26 mm.
- Diámetro de raíz del tornillo: 22 mm.
- Paso del tornillo: 8 mm.
- Largo del tornillo: 2 m.

Considerando estas medidas, los torques necesarios para operar el tornillo, y mover la carga de 623 kg, son:

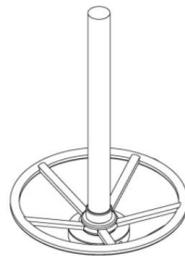
- Torque para subir la turbina ( $T_r$ ): 23,3 N-m.
- Torque para bajar la turbina ( $T_i$ ): 7,18 N-m.

- La eficiencia global al elevar la carga ( $e_f$ ), es: 33%.

### 3.4.6 Volante

Considerando que la masa total es 623 kg, y que el torque necesario para elevar esta carga es de 23,3 N-m, el volante tendrá un diámetro de 250 mm. Con esta medida la fuerza aplicada será de 10 kg<sub>f</sub> al momento de elevar la turbina. El material de fabricación será de acero estampado.

A continuación, se presenta una ilustración referencial de un volante, *ilustración 28*.



*Ilustración 28: Volante de acero estampado (Fuente: FKB industria de equipamientos Ltda. Compuerta de canal abierto – vco-17)*

El volante va conectado a un tornillo por medio de una tuerca de bronce que subirá o bajará el marco de la turbina según el sentido del giro.

### 3.4.7 Rodamientos del volante

El rodamiento utilizado para este caso es un rodamiento de bolas para carga axial. Para la selección del rodamiento del volante, se utilizará como criterio la capacidad de carga estática básica requerida ( $C_0$ ). La capacidad de carga estática se utiliza en los casos en los que los rodamientos giren a menos de 10 rpm, en estos casos se prioriza la capacidad de soportar las cargas de manera estática y no dinámica como en el caso de los rodamientos que giran a mayor velocidad.

El cálculo de ( $C_0$ ) se realiza multiplicando la carga axial que soporta el rodamiento por un factor de seguridad estática, según la empresa SKF para el caso de los rodamientos axiales se debe utilizar un factor de seguridad estática mayor o igual a 4.

Si consideramos:

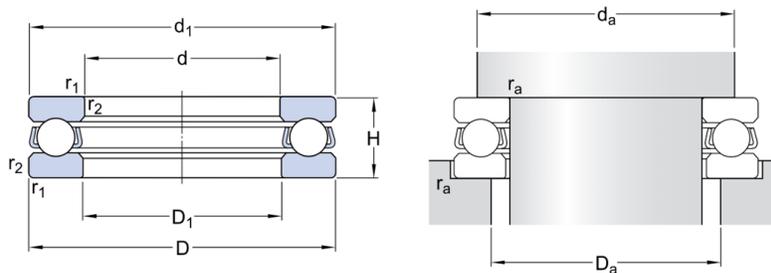
- Carga axial en el rodamiento: 6,11 kN.
- Factor de seguridad: 4.

El valor de la capacidad de carga estática básica requerida es:

- $C_0 = 24,4$  kN.

Además de utilizar como criterio el valor de la capacidad de carga estática básica, se considerará el diámetro del tornillo de potencia, este medirá 30 mm de diámetro y pasará por el interior del rodamiento sin tocarlo, por este motivo el rodamiento no puede tener un diámetro interno igual o menor a 30 mm.

En la *ilustración 29* se muestra un esquema del rodamiento axial de bolas de simple efecto.



*Ilustración 29: Rodamiento axial de bolas (Fuente: <https://www.skf.com/cl/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?designation=51108>)*

Las principales medidas del rodamiento son:

- d: 40 mm.
- d1: 60 mm.
- D: 60 mm.
- D1: 42 mm.
- da: Mínimo 52 mm.
- Da: Máximo 48 mm.

### 3.4.8 Puente de accionamiento

El puente de accionamiento se conforma por dos perfiles tipo canal conformados en frío, de calidad A270ES. Estos estarán ubicados paralelamente sobre la superficie de la pared del canal y tendrán una longitud de 2 m cada uno. En la *ilustración 30* se muestra la manera como irán instalados los perfiles.

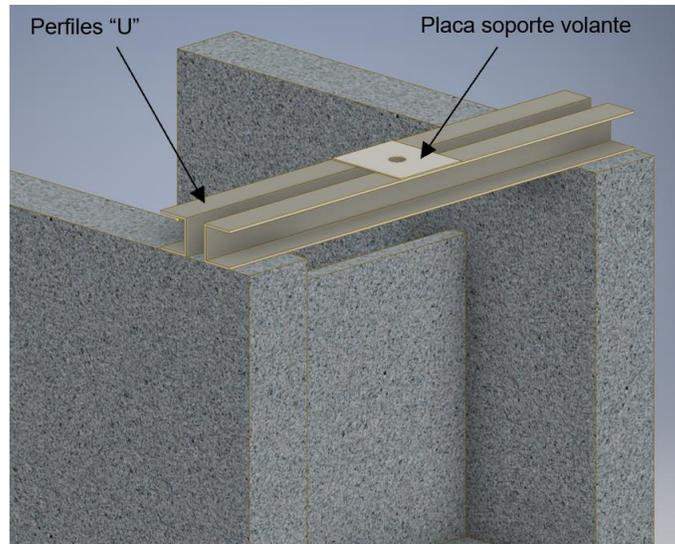


Ilustración 30: Puente de accionamiento (Fuente: Elaboración propia)

Sobre el puente de accionamiento se instalará una placa soporte para el volante.

El módulo resistente  $W_x$  mínimo que debe poseer el perfil para soportar el esfuerzo producido por la flexión, considerando un factor de seguridad de 3, es de  $11,18 \text{ cm}^3$ . El esquema del perfil con las medidas se aprecia en la *ilustración 31*.

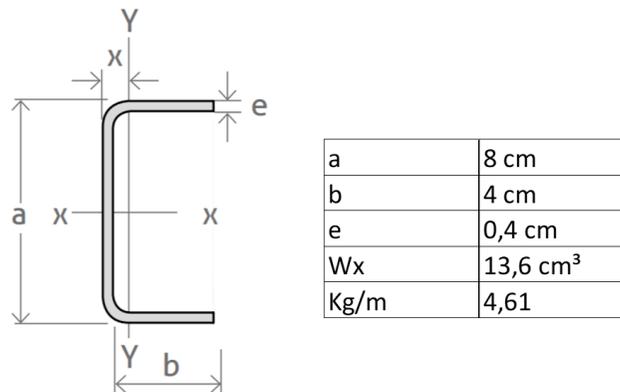
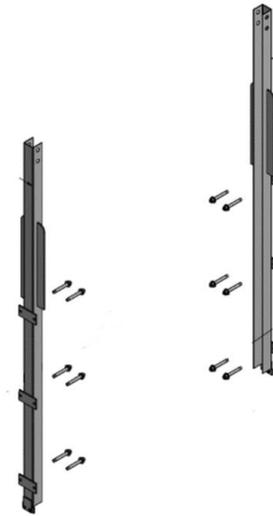


Ilustración 31: Esquema y medidas del perfil tipo canal (Fuente: PRODALAM catálogo de aceros y productos industriales)

### 3.4.9 Estructura anclada

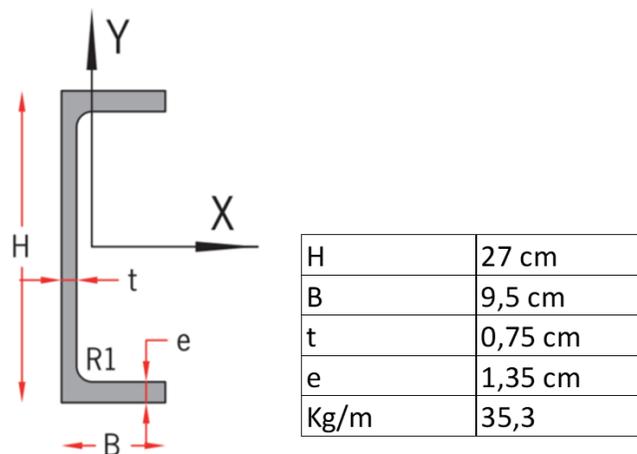
La estructura anclada consiste en dos perfiles “UPN” del tipo “U” fijados verticalmente a las paredes del canal, estos serán fijados por medio de pernos de anclaje. Los perfiles funcionarán como guías, para que el marco de la turbina se pueda desplazar verticalmente. El marco de la turbina se deslizará por el interior de los perfiles anclados.

El material de construcción es acero estructural S275JR. A continuación, se presenta una ilustración referencial de la estructura anclada, *ilustración 32*.



*Ilustración 32: Ilustración referencial de la estructura anclada (Fuente: FKB industria de equipamientos Ltda. Compuerta de canal abierto – vco-17)*

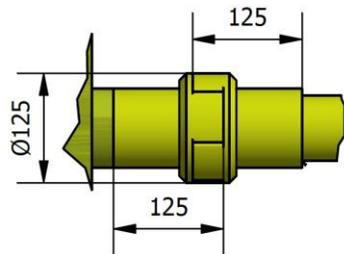
El esquema del perfil con las medidas se aprecia en la *ilustración 33*.



*Ilustración 33: Esquema perfil UPE (Fuente: Catálogo de productos edición 2016 ACERONE S.A.)*

### 3.4.10 Unión entre el generador y el rodete

Para la unión entre el eje del rodete y el generador se utilizará un machón de transmisión. En la *ilustración 34* un esquema del machón de transmisión que se utilizará en este proyecto, las medidas en mm.



*Ilustración 34: Machón de transmisión (Fuente: MANEC Manufacturas Ecaso S.A.)*

### 3.4.11 Pintura anticorrosiva

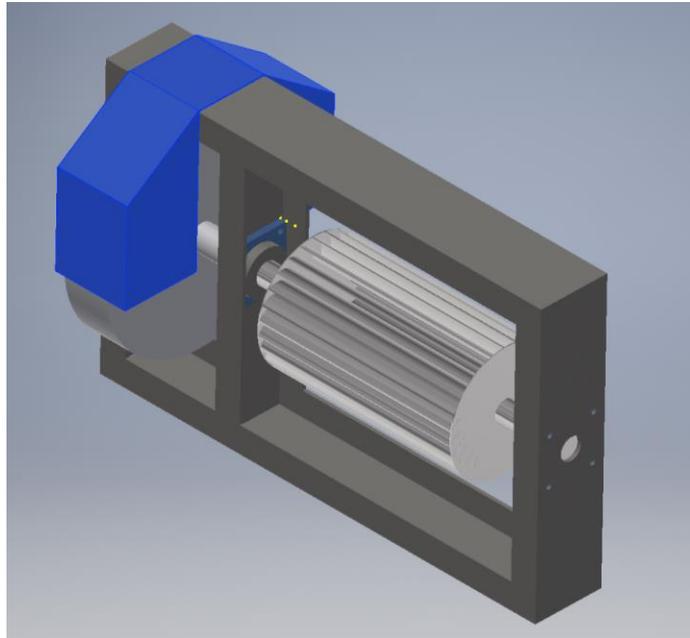
Se utilizará una pintura anticorrosiva para proteger las partes metálicas del agua. A continuación, en la *tabla 9*, la superficie a pintar de los componentes y la superficie total del proyecto.

*Tabla 9: Superficies para pintar con anticorrosivo (Fuente: Elaboración propia)*

Componente	Superficie [m <sup>2</sup> ]
Eje	0,2798
Rodete	3,7732
Marco	4,7322
Perfiles guía	4,9046
Perfiles puente	1,2504
Tornillo	0,1899
Placa	0,0291
Volante	0,0836
Total	15,24

### 3.4.12 Tapa del generador

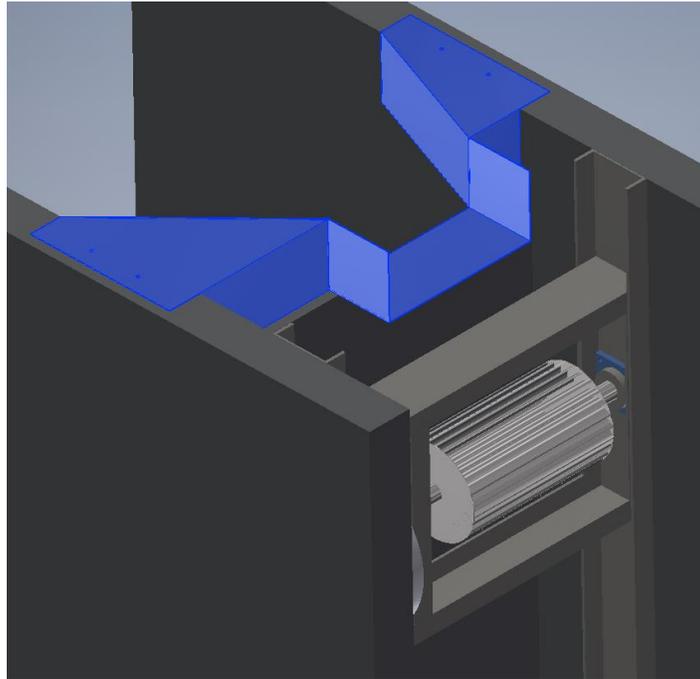
El generador estará cubierto por una tapa construida con una plancha de acero al carbono de 3 mm de espesor. El objetivo de la tapa es proteger al generador de las salpicaduras de agua desde el rodete de la turbina. En la *ilustración 35* la tapa del generador.



*Ilustración 35: Tapa del generador (Fuente: Elaboración propia)*

### 3.4.13 Canal metálico.

Con el objetivo de guiar el agua en dirección a la turbina se instalará un canal metálico construido de una plancha de acero de 4 mm de espesor. En la *ilustración 36* el canal metálico.



*Ilustración 36: Canal metálico para dirigir el agua a la turbina (Fuente: Elaboración propia)*

El canal metálico se fijará a las caras superiores de las paredes del canal de concreto por medio de cuatro pernos de anclaje, dos pernos por cada pared.

## **CAPÍTULO IV: EVALUACIÓN DE COSTOS Y EVALUACIÓN ECONÓMICA**

## 4.1 EVALUACIÓN DE COSTOS

El ahorro energético y costos económicos del proyecto se desarrolla en esta sección.

### 4.1.1 Generación eléctrica

Para efectos de esta evaluación económica, se asumió que una micro central hidroeléctrica dotada de una turbina Banki presenta, de acuerdo con lo indicado en la literatura técnica<sup>9</sup>, eficiencias que oscilan entre un 61% y 82%. Por lo que, para los fines de la evaluación del dinero ahorrado por su operación, en este proyecto, se consideró el límite inferior de este rango, esto es que el rendimiento global de la central es 61%. Bajo esta consideración fue posible construir la *tabla 10*. Para realizar el análisis económico se consideró el cambio entre US y CLP existente con fecha 10 / 06 / 2019, donde 1 US \$ equivalía a CLP 694,50. Este cambio se aplicó a toda la evaluación de costos y evaluación económica.

*Tabla 10: Ahorro económico debido a la generación eléctrica con una eficiencia del 61% (Fuente: Elaboración propia)*

Eficiencia [%]	61
Precio kWh <sup>10</sup> [CLP]	\$ 65
Potencia teórica [kW]	6,3
Potencia generada en la central [kW]	3,8
Generación en un día [kWh]	92,23
<b>Dinero ahorrado en un año [US \$]</b>	<b>\$ 3.108</b>

### 4.1.2 Cotizaciones

A partir de los equipos y elementos requeridos, se desarrollaron diversas cotizaciones, a fin de evaluar los costos de la construcción de la micro central, incluyendo es estos, tanto materiales, equipos y mano de obra.

---

<sup>9</sup> Curso: Pequeñas centrales hidráulicas, unidad 6: turbinas de flujo transversal o Michell Banki, Universidad Nacional del Comahue, Argentina, p 5.

<sup>10</sup> El valor del kWh se obtuvo directamente de la empresa, la empresa no compartió más información que el precio del kWh, correspondiente a 65 CLP el kWh, además de indicar que contaban con tarifa libre.

La cotización de la construcción de los elementos mecánicos del proyecto, incluida en éstos la de la turbina, se presenta en la *tabla 11*.

*Tabla 11: Cotización servicio de Mecanizado y Fabricación (Fuente: MANEC Manufacturas Ecaso S.A.)*

Ítem	Servicio de Mecanizado	Unidades	Valor total US \$	Valor Total Servicio + IVA US \$
1	Servicio de Fabricación de Marco y Turbina Contempla guías de perfil UPN y Anclajes Correspondientes a 720 kg de material Calidad ASTM - A36	1	\$4.089	\$4.089

Para el montaje se estima que se requieren dos mecánicos, un eléctrico y un encargado de supervisar el trabajo, por un periodo de tiempo del orden de 2 semanas. De modo que la *tabla 12* presenta los costos estimados asociados a la mano de obra para el diseño y montaje de la micro central hidroeléctrica.

*Tabla 12: Costos de mano de obra en el montaje mecánico (Fuente: MANEC Manufacturas Ecaso S.A.)*

	Valor en US \$
Sueldo por trabajador	\$ 477
Comida por trabajador	\$ 50
Total para un trabajador	\$ 527
<b>Total para cuatro trabajadores</b>	<b>\$ 2.108</b>

La cotización del generador eléctrico y sus costos de transporte y su internación al país se presenta en la *tabla 13*.

*Tabla 13: Valores de compra e ingreso al país del generador (Fuente: <https://www.aliexchile.cl/calculadora-de-impuestos-en-chile-al-comprar-en-aliexpress.html>)*

	Valor en US \$
Valor Generador	\$ 5.760
Envío [FedEx]	\$ 187
Derecho de aduana (6%)	\$ 357
IVA (19%)	\$ 1.198
Total tributos aduaneros	\$ 1.554
Almacenaje fiscal	\$ 1
Total a pagar por internación de producto	\$ 1.555
<b>Valor total compra e internación generador</b>	<b>\$ 7.502</b>

Finalmente, la *tabla 14*, presenta un resumen de los distintos ítems, presentando el costo total que involucra implementar la micro central hidroeléctrica. Se incorpora a esta tabla un estimado de 40 horas de ingeniería, con un costo de US\$ 40 por hora.

*Tabla 14: Resumen costos (Fuente: Elaboración propia)*

	Valor en US \$
Costos de ingeniería (40 Horas)	\$ 1.600
Cotización servicio de Mecanizado y Fabricación	\$ 4.089
Costos montaje mecánico	\$ 2.108
Valor de compra e ingreso al país del generador	\$ 7.502
<b>Total</b>	<b>\$ 15.299</b>

## 4.2 EVALUACIÓN ECONÓMICA

La evaluación económica se efectuará analizando un flujo de caja del proyecto a diez años, de este flujo se considerará los criterios de evaluación privada de proyectos empleándose el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR). Lo que permitirá estimar la factibilidad de implementar este proyecto y su eventual rentabilidad.

### 4.2.1 Flujo de caja

En la *tabla 15* se presenta el flujo de caja estimado para el proyecto, considerando un horizonte de diez años. El ingreso, con un valor de US \$ 3.108 al año, corresponde al dinero ahorrado en energía eléctrica. Cada cinco años se realizará una mantención con un costo de US \$ 800. El generador sufre una devaluación debido a su vida útil de diez años.

Tabla 15: Flujo de caja del proyecto a diez años (Fuente: Elaboración propia)

	0	1	2	3	4
Ingreso		\$ 3.108	\$ 3.108	\$ 3.108	\$ 3.108
Mantenimiento					
Dep. generador		\$ -750,2	\$ -750,2	\$ -750,2	\$ -750,2
Utilidad		\$ 2.357	\$ 2.357	\$ 2.357	\$ 2.357
Impuesto 19%		\$ -448	\$ -448	\$ -448	\$ -448
Utilidad neta		\$ 1.909	\$ 1.909	\$ 1.909	\$ 1.909
Dep. generador		\$ 750	\$ 750	\$ 750	\$ 750
Ingeniería	\$ -1.600				
Fabricación	\$ -4.089				
Generador	\$ -7.502				
Montaje	\$ -2.108				
Flujo	\$ -15.299	\$ 2.660	\$ 2.660	\$ 2.660	\$ 2.660

5	6	7	8	9	10
\$ 3.108	\$ 3.108	\$ 3.108	\$ 3.108	\$ 3.108	\$ 3.108
\$ 800					\$ 800
\$ -750,2	\$ -750,2	\$ -750,2	\$ -750,2	\$ -750,2	\$ -750,2
\$ 3.157	\$ 2.357	\$ 2.357	\$ 2.357	\$ 2.357	\$ 3.157
\$ -600	\$ -448	\$ -448	\$ -448	\$ -448	\$ -600
\$ 2.557	\$ 1.909	\$ 1.909	\$ 1.909	\$ 1.909	\$ 2.557
\$ 750	\$ 750	\$ 750	\$ 750	\$ 750	\$ 750
\$ 3.308	\$ 2.660	\$ 2.660	\$ 2.660	\$ 2.660	\$ 3.308

El Valor Actual Neto (VAN) del proyecto, se calculó considerando una tasa de descuento del 12 %. Al término del ejercicio del proyecto, esto es los diez años, el Valor Actual Neto (VAN) alcanza el valor de US \$ 305, mientras que la Tasa Interna de Retorno (TIR) adopta el valor de 12 %.

## **CONCLUSIONES**

Fue posible establecer la disponibilidad de energía contenida en el agua que egresa de la planta de tratamiento, tanto en altura como caudal. Ya que se contó con la colaboración de la empresa Aguas Nuevo Sur S.A., donde estas mediciones se hicieron en terreno.

A partir de estos datos, se seleccionó una turbina de acción, por el considerable incremento de costo constructivo que conlleva un tubo de aspiración. Luego, se seleccionó una turbina Banki, ya que tomando en cuenta los aspectos técnicos hidrodinámicos, la turbina Banki es considerada como la mejor opción a utilizarse en condiciones de saltos pequeños con bajos caudales, que son las condiciones que se presentaban en la zona dónde se quiere instalar la micro central. A esto se suman sus bajos costos de fabricación y el hecho de intervenir lo menos posible, con las obras civiles requeridas para su instalación.

El diseño de una micro central hidroeléctrica, utilizando una turbina Banki, puede llegar a transformarse en una tarea ardua, debido a, la escasa bibliografía e información teórica enfocada a este tipo de turbinas que existe en bibliotecas físicas y digitales. Mucha de la información respecto a este tipo de turbinas, es información práctica y empírica que manejan las grandes empresas constructoras de este tipo de máquinas, que muchas veces, se reservan el derecho de divulgar. Aun así, este tipo de turbinas se siguen utilizando en proyectos hasta el día de hoy, debido a su bajo costo de fabricación y alta eficiencia. Cabe indicar que el generador y los equipos eléctricos adicionales utilizados en este proyecto, se importaran del extranjero considerando solo su montaje.

En este trabajo se pudo comprobar que, técnicamente, es factible construir una micro central hidroeléctrica bajo las condiciones de altura de salto y caudal presentes en el sector donde se pretende aprovechar la energía potencial de una cascada, en la planta de tratamientos de aguas servidas de la empresa Aguas Nuevo Sur S.A.

Además de la factibilidad técnica, también se comprobó que es factible económicamente su construcción, ya que, una vez realizados los cálculos de diseño y considerando el ahorro en energía eléctrica, los costos que implica la construcción de la máquina, su montaje y obras civiles, se realizó un flujo de caja a diez años. En el flujo de caja, el ingreso de dinero corresponde al ahorro de la energía eléctrica que produce la micro central hidroeléctrica, estos son US \$ 3.108 al año.

A los diez años el Valor Actual Neto (VAN), considerando una tasa de descuento del 12 %, es de US \$ 305 y la Tasa Interna de Retorno (TIR) es 12 %.

Por todo lo anterior, se desprende que es completamente factible técnica y económicamente la implementación de este proyecto.

Cabe indicar que la utilización de la energía eléctrica producida por la micro central hidroeléctrica, se emplearía en iluminarias dentro de la planta, ya que, en caso de algún tipo de falla, no afectaría de manera perjudicial alguno de los procesos del tratamiento de las aguas servidas. Considerando una eficiencia del 61%, la micro central hidroeléctrica generaría 3,84 kW, lo que permitiría suplir los requerimientos de iluminación de la planta y algún otro equipo.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Catálogo de productos edición 2016 ACERONE S.A., (2016).
2. Catálogo SKF rodamientos PUB BU/P 1 10000/ 2 E S · Octubre de 2015, (2015).
3. Claudio Mataix, 2<sup>da</sup> edición (1986), Mecánica de aguas y maquinas hidráulicas.
4. Carlos Hernández, Enrique Indacochea, Rafael Pardo Gómez, 1988, Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas volumen 1, Banki”.
5. Curso: Pequeñas centrales hidráulicas, unidad 6: turbinas de flujo transversal o Michell Banki, Universidad Nacional del Comahue, Argentina.
6. Nassir Sapag Chaín, 1<sup>ra</sup> edición (2007), Proyectos de Inversión Formulación y Evaluación.
7. PRODALAM catálogo de aceros y productos industriales, (2018).
8. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 8<sup>va</sup> edición (2008), Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.
9. Russell C. Hibbeler, 12<sup>va</sup> edición (2010), Ingeniería Mecánica Estática.
10. Stephen K. Armah, Department of Mechanical Engineering, North Carolina A&T State University, Greensboro, NC, USA, (2018), Preliminary Design of a Power Transmission Shaft under Fatigue Loading Using ASME Code.
11. Vennard – Street, 2<sup>da</sup> edición (1979), Elemento de mecánica de aguas.
12. Yunus a. Çengel, John m. Cimbala, 1<sup>ra</sup> edición (2006), MECÁNICA DE FLUIDOS Fundamentos y aplicaciones.

## APÉNDICE

### 7.1 CÁLCULO DE ECUACIONES

#### 7.1.1 Ancho del rodete "A"

$$Q := 0,375 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$De := 0,4 \text{ m}$$

$$H := 1,7 \text{ m}$$

$$A := \frac{0,96}{\sqrt{1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}} \cdot \frac{Q}{De \cdot \sqrt{H}}$$

$$A = 0,6903 \text{ m}$$

#### 7.1.2 Velocidad

$$De := 0,4 \text{ m} \quad H := 1,7 \text{ m}$$

$$n := \left( 4,174 \cdot \frac{\sqrt{\text{m}}}{\text{s}} \right) \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{\sqrt{H}}{De}$$

$$n = 129,9237 \text{ Hz}$$

#### 7.1.3 Potencia hidráulica

$$Q := 0,375 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad H := 1,7 \text{ m} \quad g := 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P := \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

$$P = 6253,875 \text{ W}$$

### 7.1.4 Número específico de revoluciones

$$n := 130 \quad ph := (1000 \cdot 9,81 \cdot 0,375 \cdot 1,7) \cdot 0,00134 \quad H := 1,7$$

$$ns := n \cdot \frac{ph}{H} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{5}{4}$$

$$ns = 193,8694$$

### 7.1.5 Calculo eje

#### 7.1.5.1 Momento 1

$$Pt := 6,3 \text{ kW}$$

$$N := 13,61 \cdot \frac{1}{s}$$

$$De := 0,4 \text{ m}$$

$$Fr := \frac{2 \cdot Pt}{N \cdot De \cdot 9,81 \frac{m}{s}}$$

$$Fr = 235,9301 \text{ kg}$$

$$a = 0,225 \text{ m}$$

$$M1 := \frac{Fr \cdot a}{2}$$

$$M1 = 26,5421 \text{ kg m}$$

#### 7.1.5.2 Momento 2

$$a := 0,225 \text{ m}$$

$$Pr := 30 \text{ kg}$$

$$M2 := \frac{Pr \cdot a}{2}$$

$$M2 = 3,375 \text{ kg m}$$

### 7.1.5.3 Momento máximo

$$M_{max} := M1 + M2$$

$$M_{max} = 29,9171 \text{ kg m}$$

### 7.1.5.4 Torque máximo

$$T_{max} := \frac{Pt}{N} \cdot \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$T_{max} = 47,186 \text{ kg m}$$

### 7.1.5.5 Diámetro eje

$$Sd := 815494 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$d := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot Sd} \cdot \sqrt{((1,5 \cdot M_{max})^2 + T_{max}^2)}}$$

$$d = 0,0741 \text{ m}$$

### 7.1.6 Fuerza en los alabes

$$Di := 0,266 \text{ m} \quad De := 0,4 \text{ m} \quad r := \frac{65}{1000} \text{ m} \quad \phi := 73^\circ \quad \rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad g := 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$K := 0,98 \quad H := 1,7 \text{ m} \quad \alpha := 16^\circ \quad Z := 27 \quad P := 0,25 \quad Q := 0,375 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\gamma := \rho \cdot g$$

$$C := K \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$\theta1 = 39,8457^\circ$$

$$F := \frac{\gamma \cdot Q \cdot C \cdot \cos(\theta_1)}{g \cdot P \cdot Z \cdot g}$$

$$F = 24,6088 \text{ kg}$$

### 7.1.7 Esfuerzo sobre el álabe

$$es = 0,002 \text{ m}$$

$$Lgx := 0,2610 \text{ cm}^4$$

$$cg = 0,0618 \text{ m}$$

$$\sigma_{max} := \frac{F \cdot 0,7 \text{ m} \cdot ((0,065 \text{ m} + es) - 0,0628 \text{ m})}{12 \cdot 0,2610 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_{max} = 2,31 \cdot 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma := \sigma_{max} \cdot g$$

$$\sigma = 2,2661 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

### 7.1.8 Capacidad de carga básica dinámica “C” para rodamientos del eje

$$a := 3$$

$$Ld := 200000$$

$$nd := 130$$

$$Rx := \frac{70}{2} \quad Ry := \frac{236}{2}$$

$$Fr := Rx + Ry$$

$$Fr = 153$$

$$C := Fr \cdot \left( \left( \frac{Ld \cdot nd \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \right)$$

$$C = 1774,4603$$

$$CN := C \cdot 9,81 \text{ N}$$

$$CN = 17407,4559 \text{ N}$$

### 7.1.9 Pernos soporte de rodamientos

Aplastamiento de los pernos

$F := 391 \text{ N}$  Fuerza que soporta cada uno de los 8 pernos.

$t := 7 \text{ mm}$

$d := 16 \text{ mm}$

$$\sigma_p := \frac{F}{t \cdot d}$$

$\sigma_p = 3,4911 \text{ MPa}$

$\sigma_{pn} := \sigma_p \cdot 1,5$

$\sigma_{pn} = 5,2366 \text{ MPa}$

Aplastamiento de los elementos

$\sigma_e := \sigma_p$

$\sigma_e = 3,4911 \text{ MPa}$

$\sigma_{en} := \sigma_e \cdot 1,5$

$\sigma_{en} = 5,2366 \text{ MPa}$

cortante en el perno

$$\tau := \frac{F}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}}$$

$\tau = 1,9447 \text{ MPa}$

$\tau_n := \tau \cdot 1,5$

$\tau_n = 2,917 \text{ MPa}$

### 7.1.10 Tornillo de potencia

Rosca cuadrada simple.

Material: Acero SAE 1045.

Límite de fluencia: 392 MPa.

Tr torque elevación.

$$F := 623 \text{ kgf}$$

$$d := 30 \text{ mm}$$

$$p := 8 \text{ mm}$$

$$dm := d - \frac{p}{2}$$

$$dr := d - p$$

$$f := 0,19$$

$$l := p$$

$$l = 0,008 \text{ m}$$

$$Tr := \frac{F \cdot dm}{2} \cdot \left( \frac{l + \pi \cdot f \cdot dm}{\pi \cdot dm - f \cdot l} \right)$$

$$Tr = 23,3031 \text{ J}$$

Eficiencia global al elevar la carga ef.

$$ef := \frac{F \cdot l}{2 \cdot \pi \cdot Tr}$$

$$ef = 0,3338$$

Torque descenso Tl

$$Tl := \frac{F \cdot dm}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot f \cdot dm - l}{\pi \cdot dm + f \cdot l} \right)$$

$$Tl = 7,1781 \text{ J} \quad \text{Es autobloqueante ya que el resultado no es un torque negativo.}$$

Radio del volante circular r.

$$r := \frac{Tr}{10 \text{ kgf}}$$

$$r = 23,7626 \text{ cm}$$

Esfuerzo axial en el cuerpo del tornillo.

$$\sigma := \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot dr^2}$$

$\sigma = 16,0721 \text{ MPa}$  Dentro de los límites de fluencia para el material.

Carga estática equivalente "P0" en rodamientos axiales:

$$P0 := Fa$$

Donde "Fa" es la carga axial en este caso 6112 N.

$$Fa := 6112 \text{ N}$$

Capacidad de carga estática básica "C0".

Factor de seguridad estática "S".

$$C0 := S0 \cdot P0$$

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar  $S0 \geq 4$  [SKF].

$$S0 := 4$$

$$C0 = 24,448 \text{ kN}$$

Esfuerzo cortante nominal en la torsion T del cuerpo del tonillo.

$$\tau := \frac{16 \cdot Tr}{\pi \cdot dr^3}$$

$$\tau = 11,1459 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de apoyo  $\sigma_B$  con una rosca que soporta  $0,38F$ .  
nt numeros de roscas en contacto.

$$p := 8 \text{ mm}$$

$$nt := 1$$

$$\sigma_B := \frac{2 \cdot (0,38 \cdot F)}{\pi \cdot dm \cdot nt \cdot p}$$

$$\sigma_B = 7,1057 \text{ MPa}$$

Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca  $\sigma_b$ .

$$\sigma_b := \frac{6 \cdot (0,38 \cdot F)}{\pi \cdot d_r \cdot n_t \cdot p}$$

$$\sigma_b = 25,1931 \text{ MPa}$$

Esfuerzos de Von Mises

$$\sigma_x := \sigma_b \quad \tau_{xy} := 0$$

$$\sigma_y := 0 \quad \tau_{yz} := \tau$$

$$\sigma_z := -\sigma \quad \tau_{zx} := 0$$

$$\sigma' := \left( \frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \left( (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 40,873 \text{ MPa}$$

### 7.1.11 Rodamiento axial del volante

Carga estática equivalente "P0" en rodamientos axiales:

$$P0 := Fa$$

Donde "Fa" es la carga axial en este caso 6112 N.

$$Fa := 6112 \text{ N}$$

Capacidad de carga estática básica "C0".

Factor de seguridad estática "S".

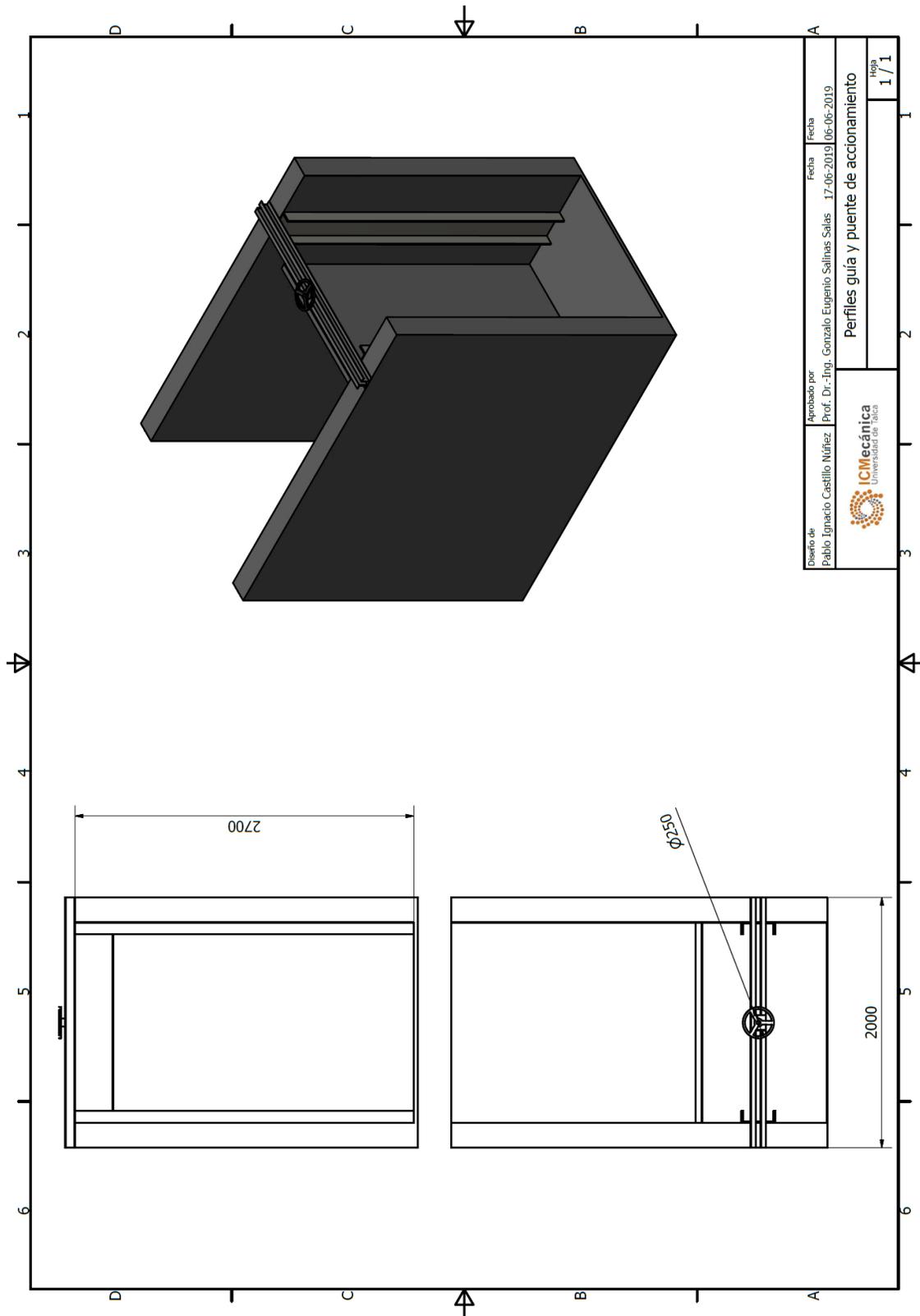
$$C0 := S0 \cdot P0$$

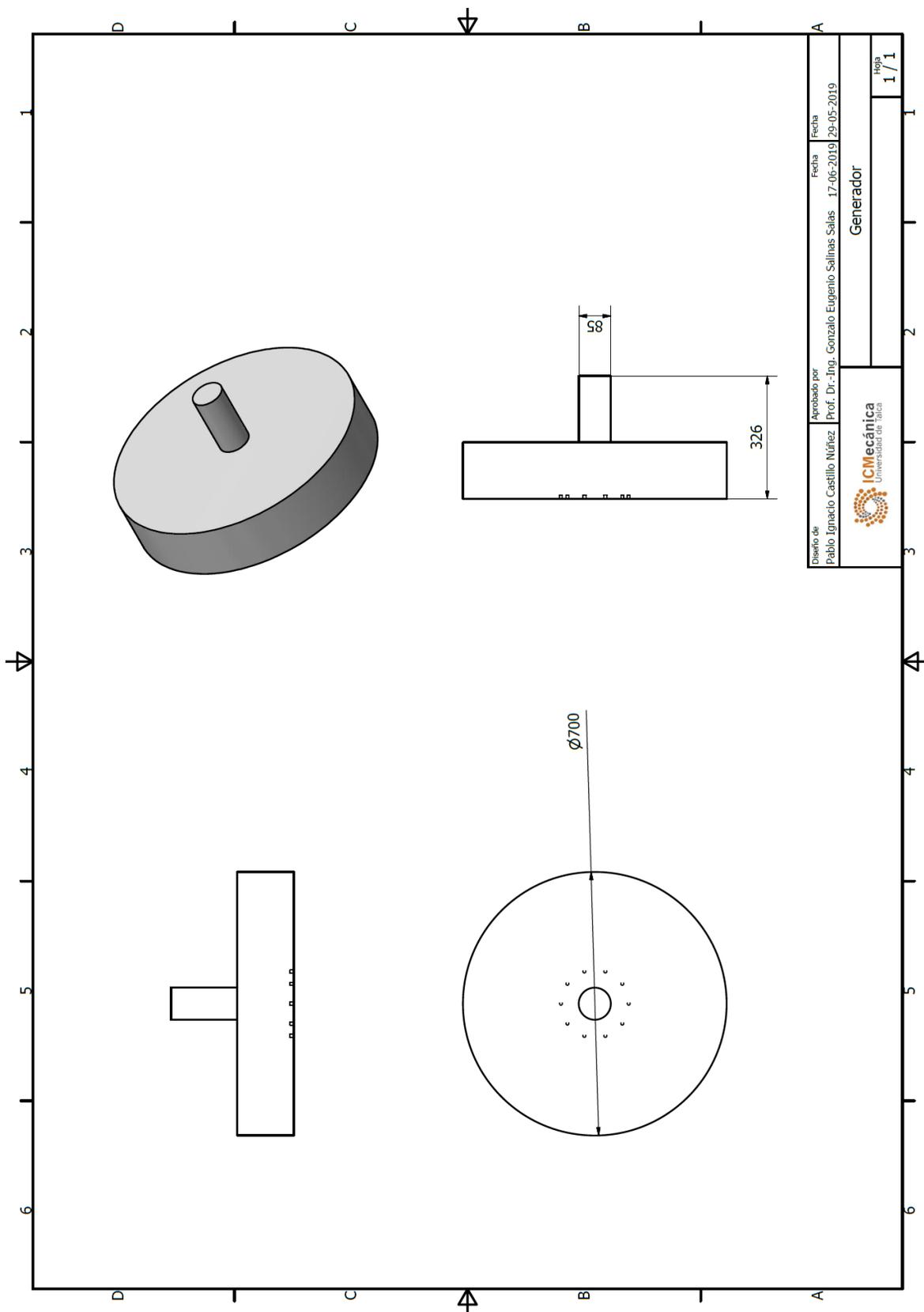
Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar  $S0 \geq 4$  [SKF].

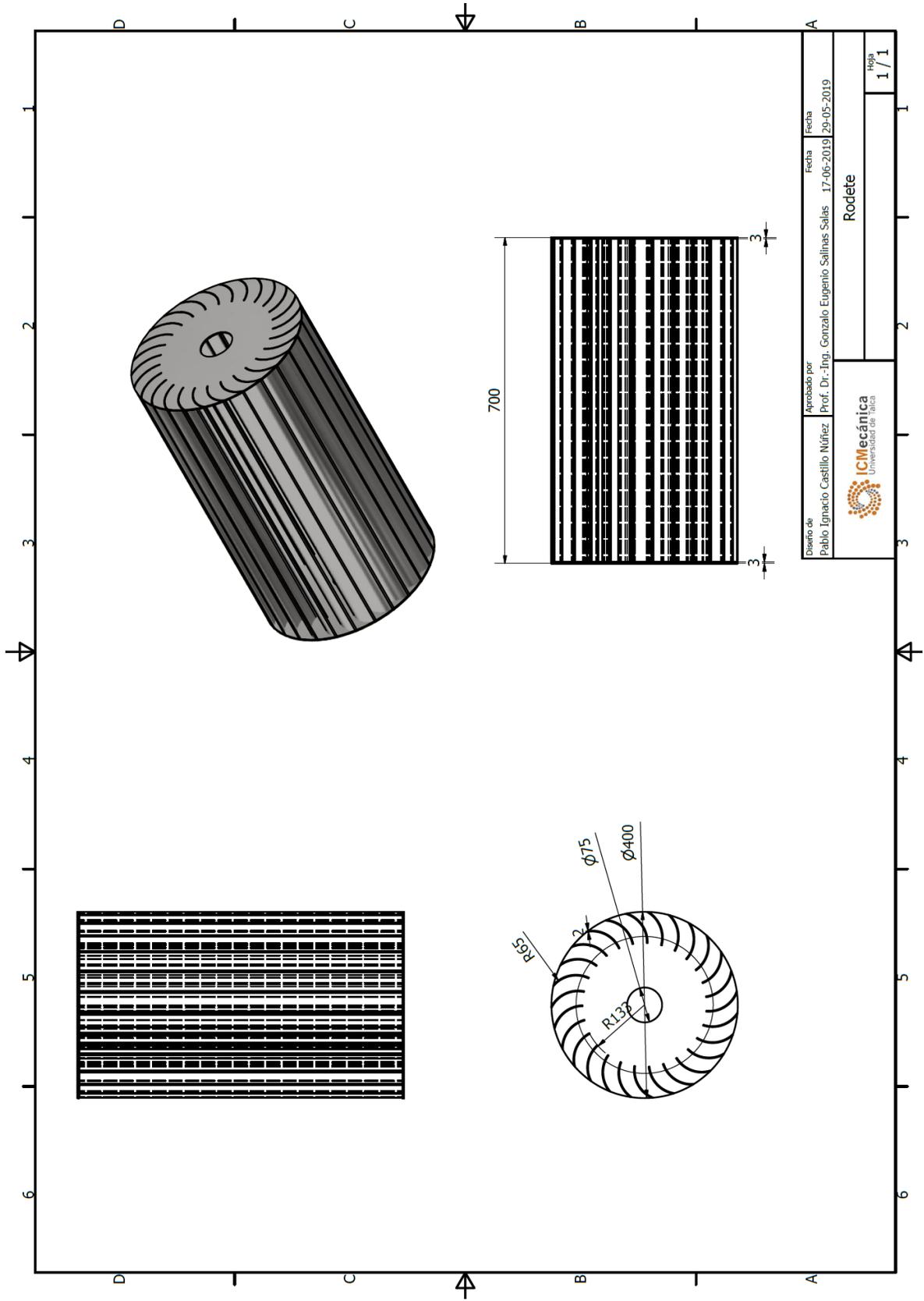
$$S0 := 4$$

$$C0 = 24,448 \text{ kN}$$

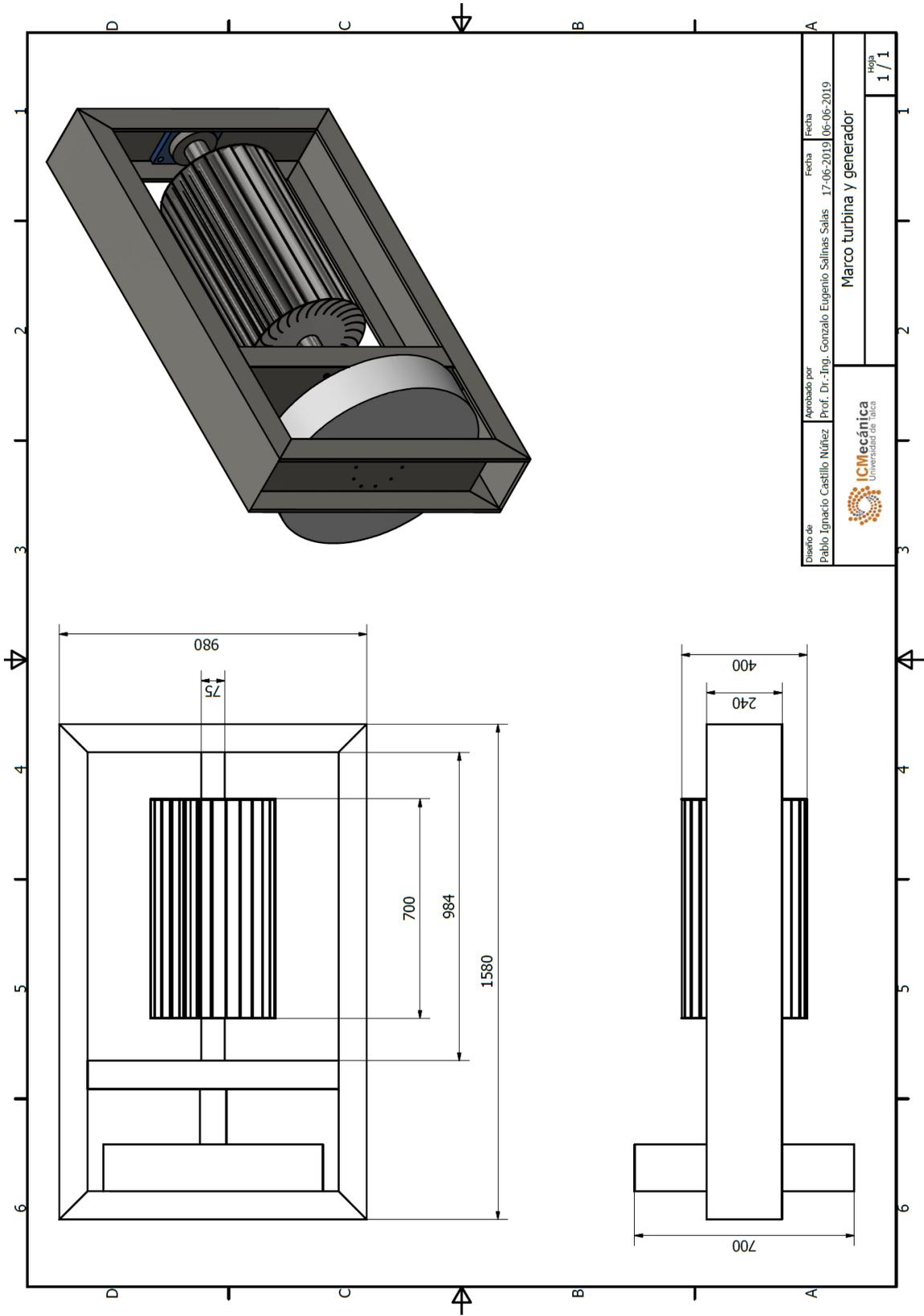
## 7.2 PLANOS







Diseño de Pablo Ignacio Castillo Núñez	Aprobado por Prof. Dr.-Ing. Gonzalo Eugenio Salinas Salas	Fecha 17-06-2019	Fecha 29-05-2019
	<b>Rodete</b>		Hoja 1 / 1



## 7.3 COTIZACIÓN MECANIZADO Y FABRICACIÓN



### Area Mecanizado Diseño -- Fabricacion -- Rectificado

Talca, 31 de Mayo del 2019

Señores.  
Presente

**Cotización N° 2019001017/Mec-019**

**Atn.: Sr. Pablo Castillo**

Por medio del presente documento, tenemos el agrado de hacer llegar a Ud., nuestra cotización por el servicio solicitado por:

Ítem	Servicio de Mecanizado	Unidades	Valor total	Valor Total Servicio + IVA
1	Servicio de Fabricación de compuerta Turbina Contempla guías de perfil UPN y Anclajes Correspondientes a 720 kg de material Calidad ASTM - A36	1	\$ 2.840.000	\$ 2.840.000

**Total \$ 2.840.000 + iva**

Consideraciones:

- Se contempla Entrega de Lunes a viernes entre 9:00 a 17:00 hrs
- Tolerancias de perforado +0.05 / + 0.1 mm
- Considera perforado y hilo de ½"unc x 13 hilos
- Tolerancias de mecanizado +/- 0.05
- Tolerancias de

**Plazo de entrega** : de 3 semanas a partir de llegada la orden de compra.

**Forma de pago** : **50% anticipo 50 % contra entrega**

**Forma de entrega** : En Bodega de Mecanizado

**Validez del presupuesto** : 31-06-2019

**Datos de Transferencia.**

Banco security.

Rut 96.904.480-3

Cuenta corriente: 1432435-01

Correo: [iecasosa@ecaso.cl](mailto:iecasosa@ecaso.cl)

**Edgardo F. Barrientos Yáñez**  
**Jefe de producción**  
**Departamento de Mecanizado**

**MANUFACTURAS ECASO S.A.**

Longitudinal sur Km. 255 - Talca - Chile

Teléfonos: 56-71 208600 - 800 710013

Correo: [EBMecanizado@gmail.com](mailto:EBMecanizado@gmail.com)

**RUT 96.904.480-3**

**Oficina Comercial**

Cerro San Cristobal 9641-B

Fono 56-02-24385363