



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI-TURBINA HIDRÁULICA TIPO
MICHELL – BANKI PARA SER INSTALADA EN CANALES PRIMARIOS
ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA.**

AUTOR: Lenin Edwin Ibañez Solis

TUTOR: Ing. Luis Escobar Luna Mg.

Ambato – Ecuador

2019

CERTIFICACIÓN

Yo Ing. Luis Eduardo Escobar Luna certifico que el presente proyecto técnico bajo el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI-TURBINA HIDRÁULICA TIPO MICHELL – BANKI PARA SER INSTALADA EN CANALES PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA”, realizado por el señor Lenin Edwin Ibañez Solis egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, se desarrolló bajo mi inspección, siendo un proyecto elaborado de manera personal.

Ambato, Enero del 2019.

Ing. Luis Escobar Luna Mg.

TUTOR

AUTORÍA

Yo, Lenin Edwin Ibañez Solis, con CI. 180457285-5 egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, certifico por medio de la presente que los criterios y el contenido del proyecto técnico con el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI-TURBINA HIDRÁULICA TIPO MICHELL – BANKI PARA SER INSTALADA EN CANALES PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA”**, es de mi completa autoría.

Ambato, Abril del 2019.

Lenin Edwin Ibañez Solis

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este proyecto técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución. Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi proyecto técnico dentro de las regulaciones de la universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Abril del 2019.

Lenin Edwin Ibañez Solis

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los suscritos profesores calificadores, una vez revisado en su totalidad el proyecto técnico realizado por el señor Lenin Edwin Ibañez Solis, de la Carrera de Ingeniería Mecánica, aprueban el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI-TURBINA HIDRÁULICA TIPO MICHELL – BANKI PARA SER INSTALADA EN CANALES PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA”.

Ambato, Abril del 2019.

DOCENTE CALIFICADOR

DOCENTE CALIFICADOR

DEDICATORIA

En primer lugar, agradezco a Dios por darme la fuerza y sabiduría para logra la promesa que le jure a mi madre desde niño.

Agradezco a mi madre Jimena del Pilar Ibañez Solis por el apoyo brindado desde el primer día de mi vida, gracias a ella he logrado todos mis objetivos propuestos en la vida, recuerdo las palabras que me dijo el primer día que ingrese a la universidad, gracias ha esas palabras me he formado como una persona de bien, madre mía nunca te he fallado y nunca lo haré.

A mi Abuelito Ramón Ibañez, quien ha sido como un padre y me ha enseñado a trabajar constantemente cada día de mi vida con la frase “Hay que trabajar desde el principio y hasta el final con la misma fuerza”, papá le agradezco por todo.

Mi abuelita, Mariana de Jesús Solis Núñez, quien con su carácter fuerte ha formado un hombre de bien.

A mis hermanas, Adriana y Tatiana, mis negritas, que han sido mi fortaleza para poder soportar los anti bajos que se presentó en el transcurso de la universidad.

A mis tíos, Rodolfo Ibañez y Marcelo Ibañez los cuales desde pequeño me ayudaban en mis estudios, ellos formaron al profesional que soy hoy en día, gracias ñaños.

Un nombramiento especial para mi tío y padrino Darwin Ibañez y su esposa María Luisa Eugenio, quienes han sabido escuchar y aconsejarme en los problemas que se han presentado en mi corta vida.

A mi primo y hermano Andrés Solis, quien gracias a su extenso conocimiento me apoyo constantemente.

Por ultimo y no menos importante, a mi novia Tanya Nathaly Llamuza Iza, que ha sido un soporte en mi vida, apoyándome incondicionalmente.

Y a un gran amigo que me ha regalado la Universidad, Carlos Ivan Loor Mosquera, quien fue como un hermano en momentos difíciles de mi vida.

A todos muchas gracias.

Lenin Edwin Ibañez Solis

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por las bendiciones dadas a lo largo de mi vida.

A mi madre, que fue el pilar fundamental para lograr mi objetivo.

A mis hermanas, mis negras, gracias por su apoyo y comprensión.

A mis abuelitos que me cuidaron desde niño.

A mis tíos que fueron como hermanos.

A mis tías de segundo grado que con sus palabras me han logrado guiar por un buen camino.

A mis Amigos Carlitos Tipantasig, Pao Sancho, Andrés Criollo, Jennyfer Guamán, Viviana Aldaz, Mercedes Córdova.

Lenin Edwin Ibañez Solís

ÍNDICE

A.-PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA	I
CERTIFICACIÓN	II
AUTORÍA	III
DERECHOS DE AUTOR	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
ÍNDICE GENERAL	VIII
ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS	XI
RESUMEN EJECUTIVO	XVII
ABSTRACT	XVIII

B.- TEXTO

Capítulo I.....	1
1.1. Tema.....	1
1.2. Antecedentes.	1
1.3. Justificación.....	2
1.4. Objetivos.	4
1.4.1. Objetivo general:.....	4
1.4.2. Objetivos específicos:	4
Capítulo II	5
2.1. Investigaciones previas.....	5
2.2. Fundamentación teórica.	6
2.2.1. Energía hidráulica.	6
2.2.2. Recursos hidro energéticos.	6
2.2.3. Máquinas hidráulicas.	7
2.2.4. Turbinas hidráulicas.....	7
2.2.5. Pérdidas, potencias y rendimientos.....	10

2.2.6. Turbina Michell-Banki.	14
2.2.7. Esfuerzos combinados.	28
2.2.8. Velocidades críticas del eje. (ω)	29
2.2.9. Diseño a cortante de los pernos.	30
Es necesario realizar la ubicación del centro relativo de los dos elementos.....	30
Capítulo III.	31
3.1. Selección de alternativas	31
3.1.1. Evaluación de soluciones.....	33
3.2. Cálculos.	34
3.2.1. Parámetros de diseño.	34
a) Medición de la geometría del canal	34
3.2.2. Metodología.	36
3.2.3. Cálculo del eje.	44
3.2.4. Cálculo de pernos.....	50
3.2.5. Resultados de torque a diferentes caudales.....	53
3.2.6. Datos de revoluciones obtenidos en el canal.	55
3.2.7. Datos de torque obtenidos en el análisis.	55
3.3. Presupuesto.....	56
3.3.1. Costo de materiales.....	56
3.3.2. Costo de mano de obra.....	57
3.3.3. Costo de fabricación de la turbina.	57
3.4. Especificaciones técnicas.	58
4.1. Conclusiones.	59
4.2. Recomendaciones.	60
Bibliografía	61

ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS.

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características principales de las turbinas hidráulicas.....	10
Tabla 2: Selección del diámetro del rotor.	17
Tabla 3: Número de álabes según el diámetro del rotor.	17
Tabla 4: Rango de aplicaciones de turbinas hidráulicas.	20
Tabla 5: Valores de ángulos α y β	22
Tabla 6: Evaluación de alternativas.	34
Tabla 7: Medida tomada del 20% de la línea de agua hacia abajo.	35
Tabla 8: Medida tomada del 60% de la línea de agua hacia abajo.	35
Tabla 9: Resultados de torque a diferentes caudales.	53
Tabla 10: Velocidades de rotación de la turbina..	55
Tabla 11: Torque obtenido en el análisis.	55
Tabla 12: Costo de materiales.....	56
Tabla 13: Costo de mano de obra.....	57
Tabla 14: Costo de fabricación de la turbina.	57
Tabla 15: Ficha técnica.	58

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Clasificación de las turbinas.....	8
Figura 2: Partes de la turbina Michell-Banki.....	14
Figura 3: Flujo transversal parcial de la turbina tipo Michell-Banki.....	15
Figura 4: Variación de la energía específica con la profundidad.	16
Figura 5: Diagrama del rodete Michell-Banki.....	18
Figura 6: Trayectoria absoluta y relativa de una partícula de fluido que atraviesa el rodete.....	21
Figura 7: Fuerza sobre el álabe.....	27
Figura 8: Rodetes en serie con compuerta.....	31
Figura 9: Sección de regulación de velocidad y rejilla de protección.	32
Figura 10: Rejilla de protección.	33
Figura 11: Cargas aplicadas en el eje YZ.....	46
Figura 12: Cortante en el plano YZ del eje.....	46
Figura 13: Momento en el plano YZ del eje.....	46
Figura 14: Cargas aplicadas en el eje XZ.....	47
Figura 15: Cortante en el plano XZ del eje.....	47
Figura 16: Momento en el plano XZ del eje.....	47
Figura 17: Diagrama de la fuerza aplicada en los pernos.....	50

RESUMEN EJECUTIVO.

Tema: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI-TURBINA HIDRÁULICA TIPO MICHELL – BANKI PARA SER INSTALADA EN CANALES PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA.

Autor: Lenin Edwin Ibañez Solis

Tutor: Ing. Luis Escobar Luna Mg.

Fecha: Enero 2019.

Con los datos hidráulicos del canal se procedió a realizar el diseño mecánico e hidráulico de la mini turbina tipo Michell-Banki, fue necesario la utilización de varios documentos bibliográficos como revistas publicadas y libros, pero el de mayor relevancia fue el “Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas” publicados por la OLADE.

Las partes de la turbina como el álabe, rodete, brida y eje son netamente materiales plásticos debido a que estarán sometidos a la acción del agua y así poder alargar la vida útil de los componentes.

Para un óptimo diseño se pensó en una alternativa eficiente, la cual es la manipulación de la turbina, esta tendría que ser portátil y lo más liviana posible, por lo cual se decidió realizar un diseño con las características mencionadas.

Se construyó la turbina con un ancho de 49.7cm para optimizar el material, se obtuvo una tabla de resultados cuando la turbina fue sumergida a diferentes alturas, ahí se constató que la turbina tiene eficiencias diferentes.

Al realizar las pruebas se determinó que existe un error que va desde el 14% al 22% entre cálculos de revoluciones y torque producido en la simulación en software y datos obtenidos en el canal.

Por último, se constató que la mayor eficiencia de la turbina se da a la salida de cada óvalo, esto se debe a que la velocidad del agua es de 1.3m/s de manera constante a diferencia de las diferentes partes a lo largo del canal, ya que, con un nivel bajo del agua, la velocidad del fluido también disminuye.

SUMMARY.

Theme: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A HYDRAULIC MINI-TURBINE TYPE MICHELL - BANKI TO BE INSTALLED IN OPEN PRIMARY CHANNELS AND GENERATE MECHANICAL ENERGY.

Author: Lenin Edwin Ibañez Solis

Tutor: Eng. Luis Escobar Luna Mg.

Date: January 2019.

With the hydraulic data of the canal, the mechanical and hydraulic design of the Michell-Banki mini turbine was carried out. It was necessary to use several bibliographical documents such as published magazines and books, but the most important one was the "Design Manual, standardization and manufacture of equipment for small hydroelectric plants "published by OLADE.

The parts of the turbine such as the blade, impeller, flange and shaft are clearly plastic materials because they will be subject to the action of water and thus extend the useful life of the components.

For an optimal design an efficient alternative was considered, which is the manipulation of the turbine, this would have to be portable and as light as possible, for which it was decided to make a design with the mentioned characteristics.

The turbine was built with a width of 49.7cm to optimize the material, a result table was obtained when the turbine was submerged at different heights, there it was found that the turbine has different efficiencies.

When performing the tests, it was determined that there is an error ranging from 14% to 22% between the calculation of revolutions and torque produced in the software simulation and data obtained in the channel.

Finally, it was found that the highest efficiency of the turbine is given to the output of each oval, this is because the water speed is 1.3m / s in a constant manner unlike the different parts along the channel , since, with a low level of water, the speed of the fluid also decreases.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1. Tema

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI-TURBINA HIDRÁULICA TIPO MICHELL – BANKI PARA SER INSTALADA EN CANALES PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA.

1.2. Antecedentes.

Según [1], una de las principales fuentes de generación de energía eléctrica a nivel mundial son la biomasa, solar y geotérmica con el 13.1%, y la hidroeléctrica con el 16.6, las principales fuentes renovables son la biomasa y la hidroeléctrica. En términos de consumo de energía final prevalece la biomasa. Por otro lado, en términos de producción de energía eléctrica, es mucho más empleada la hidroeléctrica, dado que la biomasa, por ejemplo, se emplea en mayor medida para usos térmicos.

La reducción de los efectos contaminantes de las tecnologías de generación termoeléctrica, repercutirá positivamente en el entorno, haciendo que las prácticas dirigidas hacia la producción de electricidad sean sustentables, como lo indica en la publicación [2].

Chile es uno de los países de América latina que necesita incrementar su capacidad energética por lo cual se indica que, “el desarrollo sustentable del sector, está asociado a incrementar y diversificar el uso de fuentes energéticas renovables, considerando que existe el potencial riesgo de que los combustibles de origen fósil no estén disponibles para las generaciones futuras, o que su uso sea limitado”, como es indicada en la publicación “Agua, poder y discursos en el conflicto socio-territorial por la construcción de represas hidroeléctricas en la Patagonia Chilena”, de la revista Anuarios de Estudios Americanos [3].

Desde el año 2007, en el gobierno de Ecuador se ha venido intensificando la construcción de nuevas centrales hidroeléctricas, tanto que en el 2009 las centrales hidroeléctricas contribuyeron con más del 50% de la generación eléctrica. En Ecuador

hay experiencia y uso de tecnologías relacionadas con la implementación de centrales hidroeléctricas de mediana, pequeña y micro capacidad [4].

Uno de estos avances tecnológicos, es la implementación de las micro turbinas utilizadas para el aprovechamiento de los caudales existente en los canales de riego, y de esta manera sería fuente de energía eléctrica renovable la cual podría ser utilizado en las poblaciones cercanas.

1.3. Justificación.

El sector energético es uno de los más importantes para la economía, pues genera factores esenciales para todas las actividades productivas y bienes de consumo fundamentales para los hogares. La energía es clave para mejorar las condiciones sociales y económicas de una nación, y es indispensable para la generación de riqueza de un país. Sin embargo, a pesar de su importancia para el desarrollo, la energía es sólo un medio para un fin. El fin es la buena salud, altos niveles de calidad de vida, una economía sostenible y un medio ambiente limpio.

En el Plan Maestro de Electricidad 2016-2025 se define que, “Ecuador dentro de sus políticas de estado, incentiva el uso de energías renovables, por sus características ambientales y principalmente por que se encuentran ligadas al desarrollo sustentable del sector eléctrico, como son: la energía hidroeléctrica, eólica, biomasa y geotérmica”, [4].

El uso de energías renovables en el sector eléctrico ecuatoriano constituye un medio para minimizar emisiones de gases de efecto invernadero y de contaminantes comunes del aire. De esta manera se aprovecharán los recursos hídricos, para generar energía eléctrica de forma más limpia, y utilizando de mejor manera los canales principales de riego, sin modificar el curso del agua y cuidar el entorno.

Por otra parte en la publicación de “Implications of Improving Energy Efficiency for Water Resources” nos indica que en el Ecuador la generación de energía eléctrica en un 47% depende de la combustión de fósiles, 51% en fuentes hídricas, ya sean estas represas o embalses, estos datos son obtenidos de la Agencia Internacional de Energía [5].

Mientras tanto en la publicación “Electricity sector in Ecuador: An overview of the 2007–2017 decade”, nos indica que, las fuentes renovables que se manejan en el país son: la eólica y solar, y juntas apenas logran generar el 0.52% [6].

En la provincia de Tungurahua, la cual se encuentra ubicada en la zona andina, por su geografía variada y abrupta se puede encontrar pendientes en sus perfiles topográficos, en la cual existen 6 canales Públicos transferidos al GAD Provincial. También tenemos 264 acequias y canales comunitarios construidos con el esfuerzo de las familias campesinas. Por lo cual es común encontrar saltos de agua, los cuales son aprovechados en las diferentes centrales hidroeléctricas con las que cuenta el país. Los embalses generados de los principales ríos generan electricidad para la provincia y el país. [6]

La turbina de acción tipo Michell-Banki es un mecanismo empleado principalmente para bajos aprovechamientos hidroeléctricos. Las principales ventajas que se puede encontrar en estas turbinas su fácil diseño y sencilla construcción lo que llama la atención para producirlo a gran escala por el costo beneficio que genera. Se pueden diseñar turbinas que tengan capacidades de 1 kW a 750 kW, con una eficiencia máxima de 82%.

1.4. Objetivos.

1.4.1. Objetivo general:

Diseñar y construir una mini-turbina hidráulica tipo Michell – Banki para ser instalada en canales primarios abiertos y generar energía mecánica.

1.4.2. Objetivos específicos:

- Determinar parámetros de diseño de una mini-turbina tipo Michell-Banki.
- Construir la mini-turbina Michell-Banki e instalarla en un canal primario abierto de la Provincia de Tungurahua.
- Determinar las revoluciones que entrega la turbina propuesta para ser utilizada con un generador de hasta $\frac{1}{4}$ de hp.

Capítulo II

FUNDAMENTACIÓN

2.1. Investigaciones previas.

Se analizó las conclusiones y recomendaciones de las investigaciones realizadas para desarrollar el proyecto.

En la Universidad de Murcia, Facultad de Químicas, Departamento de Ingeniería Mecánica, se realizó una investigación con el Tema: “DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA DE FLUJO CRUZADO PARA LA REDUCCIÓN DEL COSTE ENERGÉTICO EN LAS CONDUCCIONES FLUIDAS”, que concluye lo siguiente, el caudal es constante, por ende no es necesario de álabe directriz previo al inyector, ya que el diseño de la turbina se adecúa directamente al caudal de plena carga, de la misma manera nos indica que al eliminar estos elementos, el diseño de resume en una serie de cálculos sencillos, como se explica en, [7].

Una investigación realizada con el Tema: “ UN ESTUDIO DE LA TURBINA DE FLUJO CRUZADO (EFECTO DEL ÁNGULO DE ATAQUE, ÁNGULO DE ENTRADA DEL ÁLABE Y RELACIÓN DE DIÁMETROS EN LA EFICIENCIA HIDRÁULICA)” [8], concluye que, los parámetros que influyen en la eficiencia de la turbina, como pueden ser el número de álabes, espesor de álabes, holgura entre inyector y rotor, así como la forma de las paredes del inyector, es necesario idear métodos o criterios teóricos para diseños con eficiencias óptimas de la turbina.

En el 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, se presentó una investigación con el Tema: “OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UNA TURBINA DE FLUJO CRUZADO (MICHEL - BANKI): MODIFICACIONES MECÁNICAS Y ADAPTACIONES” , en el cual indica, “que el eje de la turbina al ser bridado y no pasante, puede tener el diámetro aumentado sin perjuicio de rendimiento, aparte se realizó un análisis por elementos finitos, en el cual se demuestra, que a pesar de la eliminación del eje pasante, los esfuerzos ejercidas por las bridas en los discos del rotor no presentan ningún problema” [9]

2.2. Fundamentación teórica.

2.2.1. Energía hidráulica.

2.2.1.1. Micro generación.

Genera un rango de energía desde los 300kW a 10MW, usualmente son instaladas en lugares lejanos donde no llega la red eléctrica y en algunos casos provee de electricidad a pequeñas industrias [10].

2.2.1.2. Energía a partir del agua.

Hay que tener en cuenta que para generar energía a partir del agua es necesario contar con dos factores, el caudal y el salto o diferencia de altura, cabe recalcar que la energía útil entregada por el sistema se va perdiendo, ya sea por la fricción, ruido, calor o por diferentes circunstancias que produzcan pérdida de energía [10].

2.2.1.3. Factor de planta.

Es directamente proporcional a la relación de la energía que obtenemos mediante la potencia, multiplicado por el tiempo de la potencia de uso, he inversamente proporcional a la energía disponible que se obtiene de la potencia instalada por un periodo considerado [10].

2.2.2. Recursos hidro energéticos.

2.2.2.1. Medición de caudal.

Debido a la falta de información en lo que se refiere a estudios de hidrología, es necesario realizar recolección de datos mediante la utilización de métodos que nos ayuden a determinar el caudal de ríos a lo largo del año, los métodos más utilizados son los siguientes: [10]

- Método de la solución de sal.
- Método de recipiente.
- Método de área de velocidad.
- Método de la sección de control y regla graduada.
- Método del vertedero y pared delgada.

Cabe recalcar que es necesario tener en cuenta las características de los diferentes métodos para poderlos aplicar de la manera más adecuada.

2.2.2.2. Regulación de caudal.

Se puede utilizar diferentes sistemas de regulación o de control del caudal la cual utiliza tubos, toberas u orificios de diferentes características, que nos permite regular la velocidad del caudal [10].

2.2.3. Máquinas hidráulicas.

Se lo considera como un mecanismo que está en la capacidad de generar energía mecánica, ya sea esta motriz por medio de turbinas o generatriz por medio de bombas. Para lograr el efecto de transformar la corriente a energía mecánica, es necesario la utilización de un mecanismo de revolución, el cual gire en su propio eje, este mecanismo consta de una o varias ruedas, el cual contiene varios álabes que se encuentran distribuidas alrededor del rodete, de tal manera que permita aprovechar la energía de la corriente del agua [10].

2.2.4. Turbinas hidráulicas.

Para realizar la transformación de fluidos a energía mecánica, hay diferentes máquinas que pueden realizar este proceso o su acción en viceversa y son clasificados de la siguiente manera: [10]

- a. Máquinas gravimétricas; donde se utiliza la variación de la energía geodésica del fluido.
- b. Máquinas de desplazamiento o hidrostáticas; utilizan generalmente los cambios de energía de las presiones generadas del fluido.
- c. Turbomáquinas o máquinas rotodinámicas; aprovecha la energía cinética generada por el fluido.

Ya revisado la clasificación de las turbomáquinas estas están constituidas básicamente de tres partes: difusor, rodete y distribuidor.

2.2.4.1. Elementos Constitutivos.

2.2.4.1.1. Rodete.

Se podría decir que el corazón de la máquina, puesto que contiene los álabes que ayudarán a generar energía mecánica [10].

2.2.4.1.2. Distribuidor.

La principal función de direccionar el flujo de agua de la entrada de la máquina hacia el rodete, y dependiendo de la dimensión del inyector permite regular la entrada de agua [10].

2.2.4.2. Clasificación de las turbinas.

En la figura 1, se indica la clasificación de las turbinas por tres criterios fundamentales descritos a continuación.

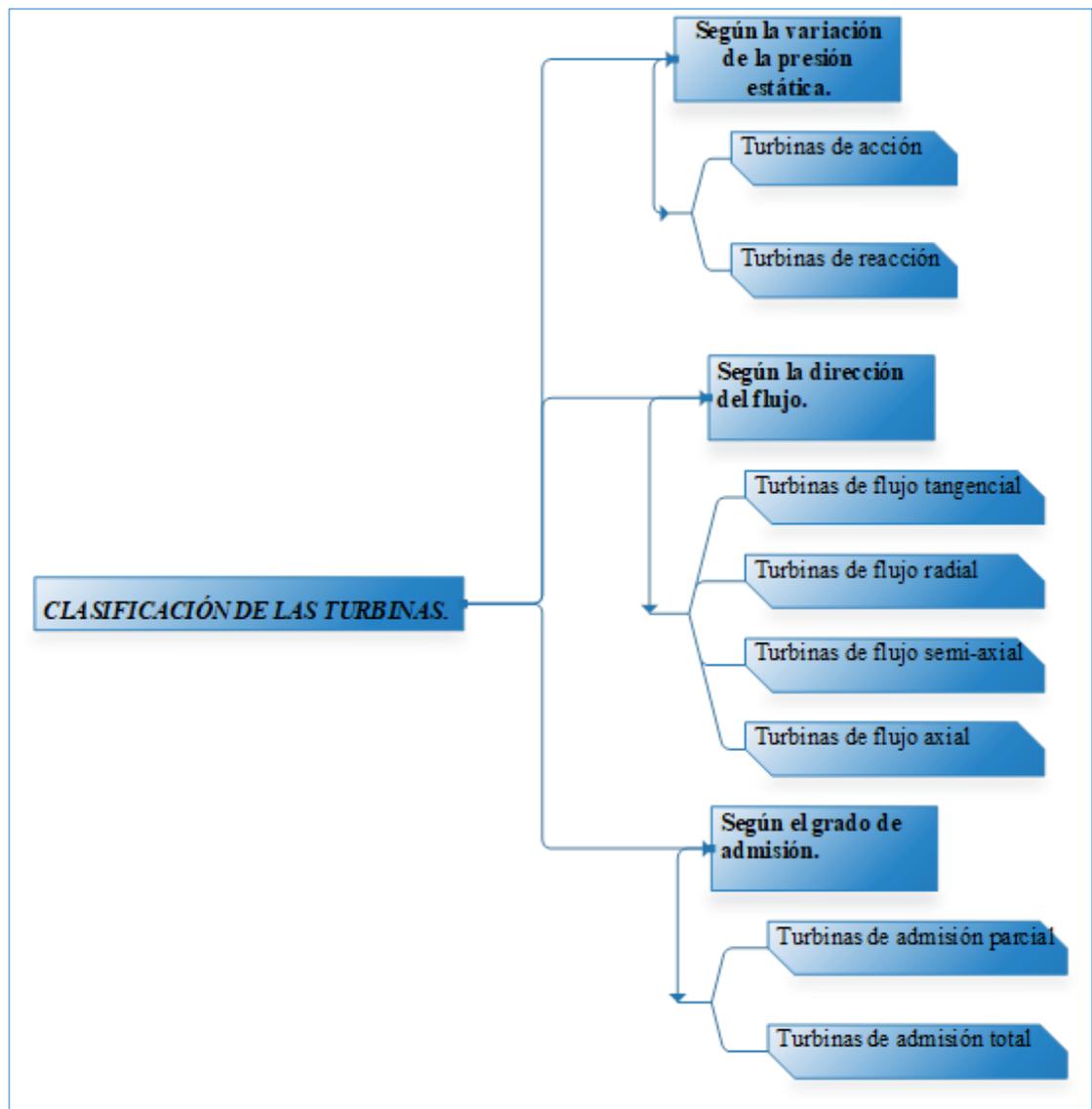


Figura 1: Clasificación de las turbinas
Realizado por: L. Ibañez.

La turbina Michell-Banki se encuentra clasificada según la variación de la presión estática como turbina de acción.

2.2.4.3. Tipo de turbinas hidráulicas.

Estas turbinas se clasifican dependiendo de la variación de la presión que afecte al rodete, se clasifican de la siguiente manera.

a) Turbinas de acción o impulsión.

La presión del agua es atmosférica al momento del salir del distribuidor y llega al rodete con la misma presión, aquí toda la energía potencial generada en el salto es transmitida directamente al rodete en energía cinética. [10].

- Turbina Pelton de uno o más inyectores.
- Turbina Turgo.
- Turbina Michell-Banki.

b) Turbinas de reacción o sobrepresión.

La presión del agua que sale del distribuidor tiende a disminuir a medida que el agua avanza por los álabes del rodete, por lo cual la salida de presión tiende a ser nula o en algunos casos negativa, aquí la energía potencia del salto se divide en dos partes, energía cinética y energía de presión. [10].

- Bomba rotatoria operado como turbina.
- Turbina Francis, ya sea esta: rápida, normal o lenta.
- Turbina Deriaz.
- Turbina Kaplan y de hélice.
- Turbinas axiales, teniendo como variantes: bulbo, tubular y de generador periférico. m^3/s

En la tabla 1, se presentan características principales de las turbinas de acción y reacción.

Tabla 1: Características principales de las turbinas hidráulicas.

TURBINA		Inventor y año de la patente	Ns (rpm,HP,m)rpm	Q m ³ /s	H m	P kW	η _{max} %
ACCIÓN	PELTON	Lester Pelton (EE.UU.) 1880	1 Ch: 30	0,05 - 60	30 - 1800	2 - 300000	91
			2 Ch: 30 - 50				
			3 Ch: 30 - 50				
			4 Ch: 50 - 70				
	TURGO	Eric Crewdson (G. Bretaña) 1920	60 - 260	0,025 - 10	15 - 300	5 - 8000	85
	MICHELL-BANKI	A.G. Michell (Australia) 1903 - D. Banki (Hung) 1917 - 1919	40 - 160	0,025 - 5	1 - 50 (200)	1 - 750	82
REACCIÓN	Bomba Rotatoria	Dionisio Papin (Francia) 1689	30 - 170	0,05 - 0,25	10 - 250	5 - 500	80
	FRANCIS	James Francis (G. Bretaña) 1848	L: 60 - 150	1 - 500	2 - 750	2 - 750000	92
			N: 150 - 250				
			R: 250 - 400				
	DERIAZ	P. Deriaz (Suiza) 1956	60 - 400	500	30 - 130	100000	92
	KAPLAN y de hélice	V. Kaplan (Australia) 1912	300 - 800	1000	5 - 80	2 - 200000	93
	AXIALES.		300 - 800	600	5 - 30	100000	93
Tubular	Kuhne - 1930						
Bulbo	Hugenin - 1933						
Generador Periférico	Harza - 1919						

Fuente: [10].

2.2.5. Pérdidas, potencias y rendimientos.

La energía que transforman las máquinas no son el 100% eficientes, por lo cual, la potencia de entrada no es la misma que la potencia de salida, esto nos indica que en algún lugar hubo pérdidas de energía, las cuales pueden ser: [11]

2.2.5.1. Pérdidas hidráulicas.

Reduce la energía útil que la bomba transfiere al fluido y posterior a la altura. Esto llega a generarse debido a la fricción que se produce el fluido en las paredes de la turbina, entre partículas del fluido o por cambios de dirección del fluido. También se las denomina pérdidas superficiales y pérdidas de forma.

- Las pérdidas de superficie se originan mediante el rozamiento del fluido en las paredes del rodete o mediante el rozamiento entre partículas del fluido.
- Las pérdidas de forma se generan al realizar el desplazamiento de la capa límite o desprendimiento y en todas las formas difíciles que genera el flujo, estas pérdidas se puede producir, ya sea, a la entrada del rodete debido a que la dirección de la velocidad relativa no es coincidente a la tangente del álabe o la salida del mismo si la velocidad absoluta si no coincide con la tangente del álabe de la corona directriz. [11]

2.2.5.2. Pérdidas volumétricas.

Son pérdidas de caudal que se deben a fugas en el sistema, ya sea por los juegos o holguras de las partes móviles, son llamadas también pérdidas intersticiales, estas pueden ser: pérdidas interiores (q_i) o pérdidas exteriores (q_e)

- Pérdidas interiores, son las que más hay que tener en cuenta, debido a que disminuyen considerablemente el rendimiento de ciertas bombas.
- Pérdidas exteriores, es una fuga de fluido que generalmente se produce entre el eje de la bomba y la carcasa, para eliminar este problema se utiliza una caja de empaquetadura que contiene presa estopas con pernos, la cual permite comprimir el eje contra los prensaestopas y sellar la juga [11].

2.2.5.3. Pérdidas Mecánicas.

Son originadas por las siguientes razones: [11]

- Accionamientos auxiliares.
- Fricción de la pared exterior del rodete con fluido que lo rodea.
- Fricción del eje con los cojinetes.
- Fricción de eje con los prensaestopas.

2.2.5.4. Potencia de accionamiento. (Pa)

Para Mataix [11], la potencia de accionamiento se refiere a la potencia del eje, la cual es la potencia generada por la red y multiplicada por el aprovechamiento del generador.

$$Pa = M\omega = \frac{2\pi}{60}nM \quad (1)$$

Donde:

M = Torque. (N-m)

ω = Velocidad angular. (rad/s)

n = Revoluciones. (rpm)

2.2.5.5. Potencia útil. (P)

Mataix C. [11] indica que, es el aumento de la potencia en el fluido que tiene en la turbina.

$$P = Q * \rho * g * H \quad (2)$$

Donde:

Q = Caudal efectivo que mueve la turbina. (m³/s)

ρ = Densidad absoluta. (kg/m³)

g = Aceleración de la gravedad. (m/s²)

H = Altura neta. (m)

2.2.5.6. Rendimiento hidráulico. (η_h)

Como se muestra en [11], la ecuación de expresa de la siguiente manera [11].

$$\eta_h = \frac{H}{H_u} \quad (3)$$

Donde:

H = Altura neta. (m)

H_u = Altura útil. (m)

2.2.5.7. Rendimiento volumétrico. (η_v)

Considera todas las pérdidas volumétricas, y se calcula de la siguiente manera [11]:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \quad (4)$$

Donde:

Q = Caudal efectivo que mueve la turbina. (m³/s)

Q+q_e+q_i = Caudal bombeado por el rodete. (m³/s)

2.2.5.8. Rendimiento interno. (η_i)

Como se indica en [11], tiene presente todas las pérdidas internas, volumétricas e hidráulicas e incluye los rendimientos hidráulicos y volumétricos.

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} \quad (5)$$

Donde:

P = Potencia teórica. (W)

P_i = Potencia interna. (W)

2.2.5.9. Rendimiento mecánico. (η_m)

Para Mataix [11], está formada de todas las pérdidas mecánicas.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a} \quad (6)$$

Donde:

P_i = Potencia interna. (W)

P_a = Potencia en el eje. (W)

2.2.5.10. Rendimiento total. (η_{tol})

Como se muestra en [11], toma en cuenta todas las pérdidas de la turbina [11].

$$\eta_{tol} = \frac{P}{P_a} \quad (7)$$

Donde:

P = Potencia teórica. (W)

P_a = Potencia en el eje. (W)

2.2.6. Turbina Michell-Banki.

La turbina Michell-Banki, también conocida como flujo cruzado, es una turbina de acción, de entrada radial, flujo transversal y de admisión parcial, cuyos rangos de operación van desde 1 metro hasta los 100 metros de altura, con un rango de caudal de $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ a $7 \text{ m}^3/\text{s}$ para generar una potencia menor a 1MW. Básicamente consta de dos etapas, las carga y la descarga. la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante. [12]

Consta de las siguientes partes:

1. Pieza de transmisión.
2. Inyector.
3. Rodete.
4. Paleta directriz.
5. Carcasa.

En la Figura 2, se indica las partes de la turbina Michell-Banki.

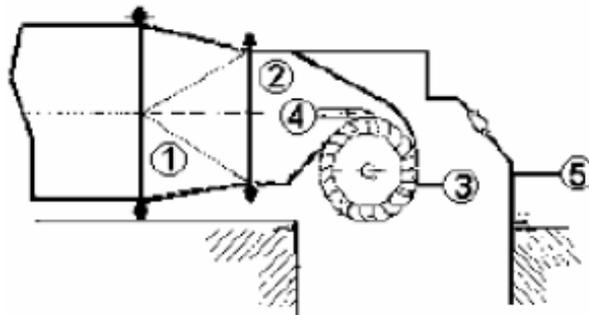


Figura 2: Partes de la turbina Michell-Banki

Fuente: [12]

2.2.6.1. Características Principales.

Como se explica en [13], las características más relevantes de una turbina tipo Michell-Banki son las siguientes:

- Rango amplio de velocidad de giro.
- Eficiencia de un 82% para un rango abundante de caudales.
- Construcción sencilla.
- Menores costos en operación y mantenimiento.

- Turbina destacada para usarse en poblaciones rurales.

2.2.6.2. Principio de funcionamiento.

Como se muestra en [13], hay que tener en cuenta que, si la turbina se la divide en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, por otra parte el rendimiento no variará, por ejemplo, si el rotor es dividido en partes iguales, es decir, 1/3, 2/3 o el rodete en su totalidad.

En la figura 3, se indica flujo transversal parcial de la turbina tipo Michell-Banki

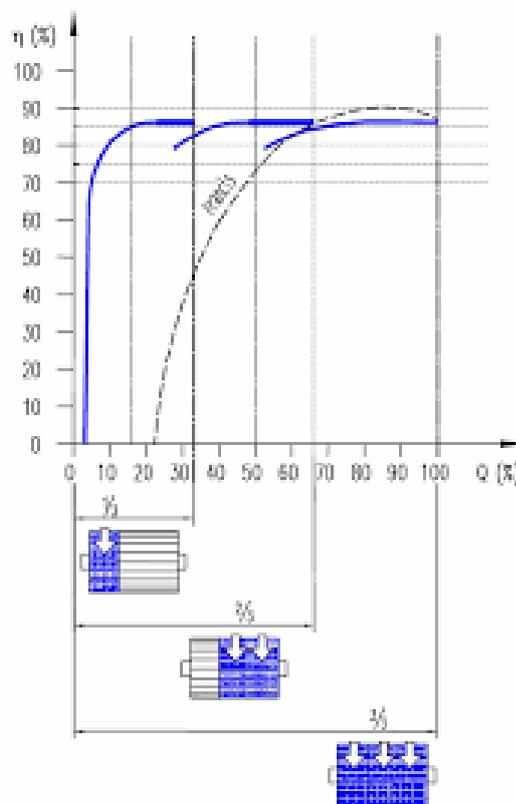


Figura 3: Flujo transversal parcial de la turbina tipo Michell-Banki.

Fuente: [13]

2.2.6.3. Diseño Hidráulico.

2.2.6.3.1. Energía específica. (H)

Robert Mott [14], especifica lo siguiente, en canales abiertos es necesario especificar la energía del flujo en el área correspondiente de interés, esta se mide con la relación de la plantilla del canal, la cual es una combinación de la energía potencial que

relaciona la profundidad del fluido, más la energía cinética debido a la corriente del fluido.

$$H = y + \frac{V^2}{2g} \quad (8)$$

Donde:

y = Profundidad. (m)

v = Velocidad del fluido. (m/s)

g = Gravedad. (m/s²)

En la figura 4, se indica la variación de la energía específica con la profundidad.

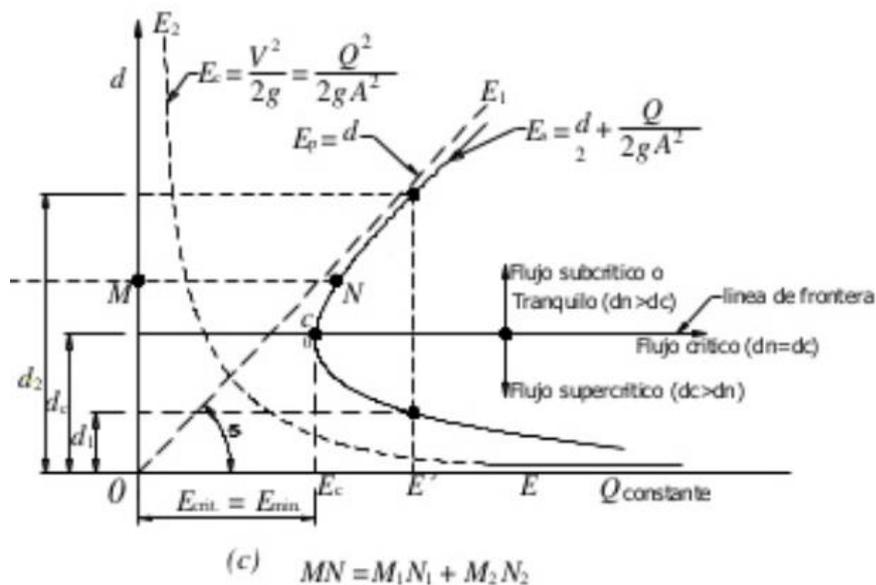


Figura 4: Variación de la energía específica con la profundidad.

Fuente: [14]

2.2.6.3.2. Selección del diámetro.

En el Octavo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica [12], se recomienda que para aprovechamientos hidroenergéticos de baja potencia, los diámetros utilizados tienen un rango de 200 mm a 500mm. De la misma manera se puede seleccionar con el valor de caudal y altura como se muestra en la tabla 2.

Tabla 2: Selección del diámetro del rotor.

Q/\sqrt{H}	Diámetro del rotor (mm)
0.02236 – 0.04743	200
0.4743 – 0.07906	300
0.07906 – 0.11068	400
0.11068 – 0.15812	500

Fuente: [12]

2.2.6.3.3. Número de álabes del rotor. (Z)

Dependiendo del diámetro, se tiene en cuenta el número de álabes. En la tabla 3 presenta el número de álabes óptimos en función del diámetro del rotor. Un limitado número de álabes, puede producir pulsaciones al momento de la generación de potencia [12].

Tabla 3: Número de álabes según el diámetro del rotor.

Diámetro del rotor	Número de álabes.
200	22
300	24
400	26
500	28

Fuente: [12]

2.2.6.3.4. Espesor del álabe. (e)

Para que la construcción resulte más sencilla, se recomienda utilizar tuberías comerciales [12], o se podría realizar el diseño e imprimirlo en 3D.

2.2.6.3.5. Diámetro interior. (Di)

En [15], especifica la siguiente fórmula:

$$D_i = 0.66D_e \quad (9)$$

Donde:

De = Diámetro del rodete. (m)

En la figura 5, se indica el diagrama del rodete de la turbina Michell-Banki.

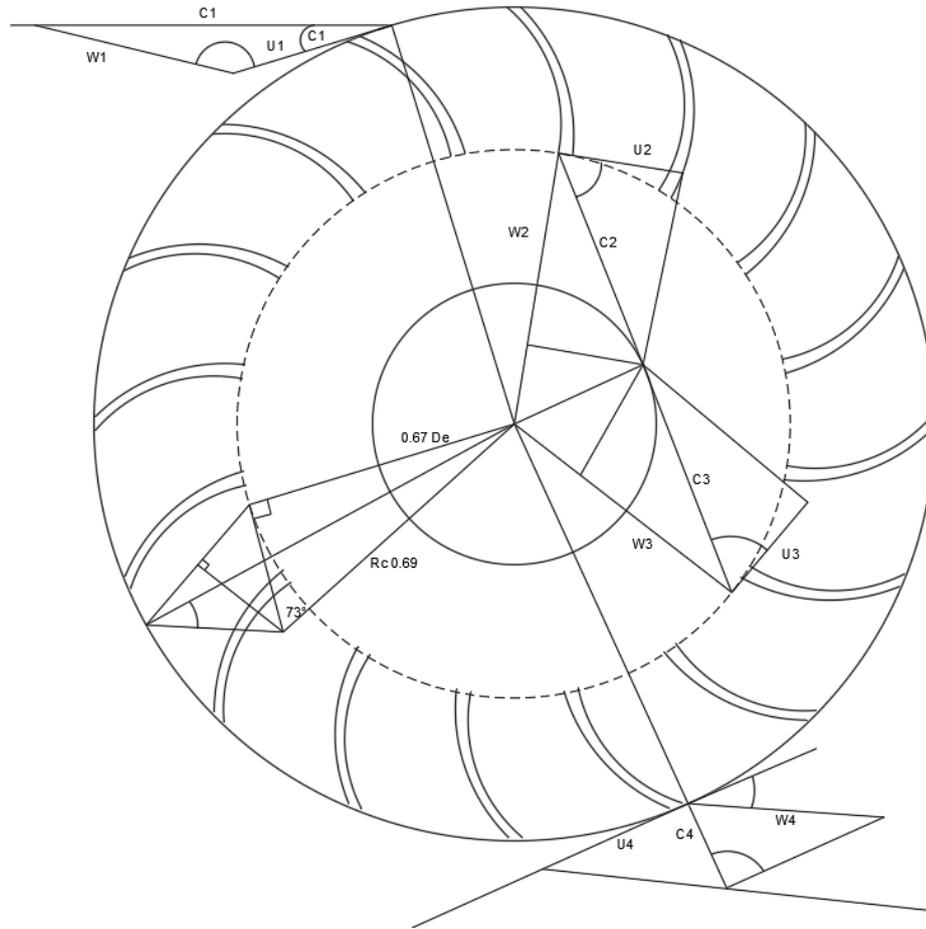


Figura 5: Diagrama del rodete turbina Michell-Banki

Fuente: [15]

2.2.6.3.6. Velocidad de rotación. (N)

Se indica en la siguiente fórmula [15]:

$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{De} \quad (rpm) \quad (10)$$

Donde:

H = Energía específica o salto efectivo. (m)

De = Diámetro del rodete. (m)

2.2.6.3.7. Potencia de freno. (Pa)

Se calcula con la siguiente fórmula [15]:

$$P_a = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}} \quad (11)$$

Donde:

P_g = Potencia máxima que el generador entrega. (W)

η_g = Eficiencia del generador.

η_{tr} = Eficiencia de la transmisión mecánica.

2.2.6.3.8. Números específicos de revoluciones N_q y N_s .

Para la OLADE [15], la manera de cálculo es de la siguiente manera:

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (12)$$

$$N_s = N \frac{P_a^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (13)$$

Donde:

P_a = Potencia de freno de la turbina en C.V. (W)

Q = Caudal efectivo que mueve la turbina. (m^3/s)

H = Energía específica o salto efectivo. (m)

N = Velocidad de giro de la turbina (rpm)

Los rangos de los números específicos de los diferentes tipos de turbinas se muestran en la tabla 4, hay que tener en cuenta que solo se utilizan en el caso de seleccionar de catálogos.

Tabla 4: Rango de aplicaciones de turbinas hidráulicas.

Tipo de Turbina	Nq	Ns
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4-13	14-42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5-22	17-73
Turbina Michell-Banki	18-60	60-200
Turbina Francis Lenta	18-38	69-125
Turbina Francis Normal	38-68	125-225
Turbina Francis Rápida	68-135	225-450
Turbinas axiales	105-300	350-1000

Fuente: [15]

2.2.6.3.9. Coeficiente de velocidad (Kc).

Se calcula de la siguiente manera, pero se recomienda utilizar valores recomendados que van entre 0.97 a 0.98 [15].

$$Kc = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad (14)$$

Donde:

ΔH_i = Pérdida de la presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector. (m)

H = Energía específica o salto efectivo. (m)

2.2.6.4. Resolución del triángulo de velocidades.

Según explica Mataix [16], la trayectoria absoluta, al pasar por el rodete y la entrada a la cámara es parcial, en cambio la trayectoria relativa sigue naturalmente el contorno de los álabes. La nomenclatura utilizada es:

c = Velocidad absoluta del fluido. (m/s)

w = Velocidad del fluido con relación al rodete. (m/s)

u = Velocidad absoluta del rodete. (m/s)

En la figura 6, se indica la trayectoria absoluta y relativa de una partícula de fluido que atraviesa el rodete.

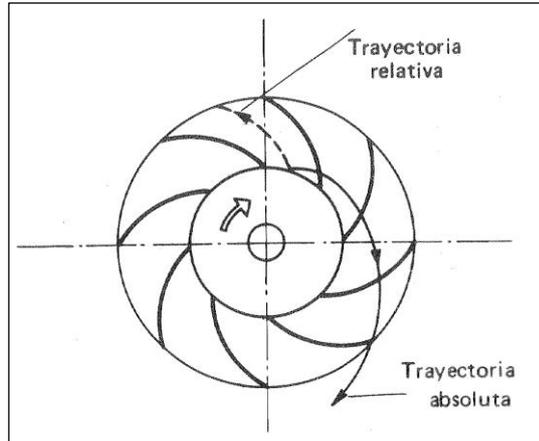


Figura 6: Trayectoria absoluta y relativa de una partícula de fluido que atraviesa el rodete.

Fuente: [16]

2.2.6.4.1. Velocidad de salida del agua del inyector (C_2).

En [15], nos indica calcular de la siguiente manera:

$$C_2 = K_c \sqrt{2gH} \quad (15)$$

Donde:

K_c = Coeficiente de velocidad.

g = Gravedad. (m/s^2)

H = Energía específica o salto efectivo. (m)

2.2.6.4.2. Velocidad de ingreso del agua al rodete. (U_1)

OLADE [15], nos indica que el chorro de agua que se dirige hacia el rodete, está dirigido con un ángulo α_2 que se encuentra alrededor de 16 grados, y se calcula de la siguiente manera:

$$U_2 = K_u C_1 \cos \alpha_2 \quad (16)$$

Donde:

K_u = Coeficiente de velocidad tangencial, posee un valor de 0.5.

C_1 = Velocidad absoluta del fluido. (m/s)

α_2 = Ángulo de ingreso al rodete.

En la tabla 5, se observa la relación de los ángulos α y β acorde a la inclinación a la que la velocidad del fluido ingresa hacia el rodete.

Tabla 5: Valores de ángulos α y β .

α_2	β_2
15.0	28.18
15.2	28.51
15.4	28.85
15.6	29.17
15.7	29.50
15.9	29.67
15.16	29.83
16.1	29.99
16.102	30.0
16.2	30.15
16.4	30.48
16.6	30.80
16.8	31.12
17.0	31.44

Fuente: [17]

La consideración principal en el triángulo de velocidades en la siguiente:

$$U = \frac{C_{u1}}{2} \quad (17)$$

2.2.6.4.3. Velocidad del fluido con relación al rodete. (W_2)

Para la OLADE [15], se calcula de la siguiente manera:

$$W_2 = C_1 \sqrt{1 - Ku(2 - Ku)\cos^2 \alpha_2} \quad (18)$$

Donde:

C_1 = Velocidad absoluta del fluido. (m/s)

Ku = Coeficiente de velocidad tangencial, posee un valor de 0.5.

α_2 = Ángulo de ingreso al rodete.

Para resolver por completo los triángulos de velocidades es necesario seguir el siguiente lineamiento:

En el interior del rodete se cumple las siguientes ecuaciones, revisar la figura 5:

$$C_2 = C_2 \sqrt{Kf^2(1 - Ku(2 - Ku)\cos^2\alpha_2) + Ku^2\cos^2\alpha_2 - 2Kf\cos^2\alpha_2(1 - Ku)Ku} \quad (19)$$

$$U_2 = U_1 = K_u C_1 \cos \alpha_2 \quad (20)$$

$$W_2 = Kf * W_1 \quad (21)$$

$$\beta_2 = 180 - \beta'_2 \quad (22)$$

$$\beta'_2 = \sin^{-1} \left[\frac{\sin \alpha_2}{(1 - Ku(2 - Ku)\cos^2\alpha_2)^{1/2}} \right] \quad (23)$$

$$\alpha'_2 = \arcsen \left| \frac{Kf * \sin \beta'_2 * \sqrt{1 - Ku(2 - Ku)\cos^2\alpha_2}}{\sqrt{Kf^2 + Ku * \cos^2\alpha_2(Ku - Kf^2(2 - Ku) - Kf)}} \right| \quad (24)$$

Donde:

Ku = Coeficiente de velocidad tangencial, posee un valor de 0.5.

C_2 = Velocidad absoluta del fluido. (m/s)

α_2 = Ángulo de ingreso al rodete.

Kf = Coeficiente de velocidad relativa. (0.98)

W_2 = Velocidad del fluido con relación al rodete. (m/s)

2.2.6.4.4. Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana. (Cm1)

El complemento final para la resolución del triángulo esta dado de la siguiente ecuación [17]:

$$Cm1 = 1.229Kc * \sqrt{H} \quad (25)$$

Donde:

Kc = Coeficiente de velocidad.

H = Energía específica o salto efectivo. (m)

2.2.6.5. Posicionamiento del álabe. (Rc)

Para la OLADE [15], es la distancia al punto del radio del álabe, y se calcula de la siguiente manera, como se indica en la figura 5:

$$Rc = 0.69De \quad (26)$$

Donde:

De = Diámetro del rodete. (m)

2.2.6.6. Ancho del Inyector. (B)

Como se indica en [15], la fórmula para calcular es la siguiente:

$$B = \frac{0.96Q}{De\sqrt{H}} \quad (27)$$

Donde:

Q = Caudal efectivo que mueve la turbina. (m³/s)

De = Diámetro del rodete. (m)

H = Energía específica o salto efectivo. (m)

Para el cálculo del ancho del rodete en [15], especifica que es el 40% más que el ancho del inyector.

2.2.6.7. Diámetro máximo que atraviesa el rodete. (d)

Como se indica en [15], se calcula de la siguiente manera:

$$d = 0.328De \quad (28)$$

Donde:

De = Diámetro del rodete. (m)

2.2.6.8. Radio de curvatura de los álaves. (r)

Como se muestra en [15], la fórmula para calcular es la siguiente:

$$r = 0.163De \quad (29)$$

Donde:

De = Diámetro del rodete. (m)

2.2.6.9. Ángulo de curvatura de los álaves. (ϕ)

La OLADE [15], indica la fórmula para calcular el ángulo de curvatura, para el caso de estudio se utilizará el valor de 73° .

$$\phi = 2 \arctan \left| \frac{\cos \beta'_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| + \sin \beta'_2} \right| \quad (30)$$

Donde:

β'_2 = Ángulo a la salida del rodete.

De = Diámetro del rodete. (m)

Di = Diámetro interior. (m)

2.2.6.10 Factor de seguridad del álabe. (η)

Para determinar si el espesor con el que se está diseñando el álabe es el correcto realizamos los siguientes cálculos que nos indica en [15] y [18].

$$F = \frac{\gamma q c_1 \cos \theta'}{g_o K_o Z} \quad (31)$$

$$\theta' = \alpha_2 + \theta^0 \quad (32)$$

$$\theta^0 = \arccos \left| \frac{r_e^2 + r_3^2 - r_i^2}{2 r_e r_3} \right| \quad (33)$$

r_3 se toma:

$$r_3 = 2r \sin \left(\frac{\phi}{2} \right) \quad (34)$$

$$r_e = \frac{D_e}{2} \quad (35)$$

$$r_i = \frac{D_i}{2} \quad (36)$$

Para obtener el esfuerzo máximo al que estará sometido el álabe se aplica la siguiente fórmula:

$$\sigma_{\max} = \frac{F * Br * c}{12 * I_{gx}} \quad (37)$$

Donde:

$$c = (r + e) - C_g \quad (38)$$

$$C_g = \frac{120 * |(r + e)^3 - r^3| * (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\phi * \pi * ((r + e)^2 - r^2)} \quad (39)$$

$$\theta_1 = \frac{180 - \phi}{2} \quad (40)$$

$$\theta_2 = \phi - \theta_1 \quad (41)$$

$$I_{gx} = \frac{(r + e)^4 - r^4}{\varepsilon} * \left| \phi - \frac{\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1}{2} \right| \quad (42)$$

Para la ecuación de inercia ϕ debe ir en radianes.

$$\eta = \frac{\text{Sy. permitido}}{\sigma_{\max}} \quad (43)$$

Donde:

F= Fuerza sobre cada álabe. (kg)

γ = Densidad del agua. (kg/m³)

Q = Caudal efectivo que mueve la turbina. (m³/s)

C₁ = Velocidad absoluta del fluido a la salida del inyector. (m/s)

Z = Número de álabes del rodete.

g_o = Constante equivalente a 9.81 m/s²

K_o = Porcentaje del arco de admisión, recomendado 0.334 para α_2 igual a 16°.

ϕ = Ángulo de curvatura del álabe.

r = Radio de la curvatura del álabe. (m)

ε = Esfuerzo de fluencia del material del álabe. (GPa)

2.2.6.11. Número de álabes que requiere el flujo de agua. (Z_a)

El ángulo de admisión del inyector al rotor es variable, pero es aconsejable utilizar 120° . Se puede calcular de la siguiente manera [19]:

$$Z_a = \frac{\delta}{360} * Z \quad (44)$$

Donde:

δ = Representa al ángulo de admisión del inyector al rotor.

Z = Número de álabes.

2.2.6.12. Fuerza hidráulica sobre el álabe. (C_{1x})

Es generada debido al cambio de dirección que experimenta el fluido al pasar por los álabes del rotor, una manera de calcular la fuerza aplicada es mediante la conservación de la cantidad de movimiento [19].

En la figura 7, se observa la fuerza sobre el álabe.

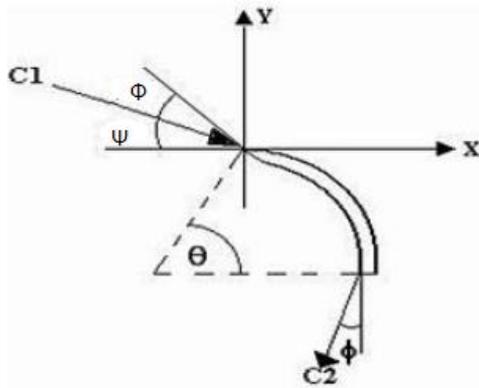


Figura 7: Fuerza sobre el álabe.

Fuente: [19]

$$C_{1x} = \cos \alpha_2 * C_2 \quad (45)$$

Donde:

α_2 = Ángulo de ingreso al rodete.

C_1 = Velocidad absoluta del fluido. (m/s)

2.2.6.13. Caudal que ingresa al álabe. (Qa)

En [19], indica lo siguiente:

$$Q_a = \frac{Q}{Z_a} \quad (46)$$

Donde:

Q = Caudal efectivo que mueve la turbina. (m³/s)

Za = Número de álabes que requiere el flujo de agua.

2.2.6.14. Torque producido por el álabe. (Ta)

$$T_a = \frac{Q_a * \delta}{\left(\frac{D_e}{2}\right) * C_{x1}} \quad (47)$$

Donde:

Qa = Caudal que ingresa al álabe. (m/s)

δ = Densidad. (kg/m³)

De = Diámetro exterior. (m)

Cx1 = Fuerza hidráulica sobre el álabe. (N)

2.2.6.15. Torque total. (Tt)

$$T_t = T_a * Z_a \quad (48)$$

Donde:

Ta = Torque producido por el álabe. (Nm)

Za = Número de álabes que recibe el flujo de agua.

2.2.7. Esfuerzos combinados.

Los esfuerzos que actúen sobre un punto, en una superficie tendrán componentes en las direcciones tangenciales y normales, a los cuales se los llama esfuerzo cortante tangencial y esfuerzo normal, a los cuales se les designa con las letras griegas τ (tau)

y σ (sigma) respectivamente. Sigma se encuentra saliente de la superficie, y se lo considera como un esfuerzo compresivo.

$$\sigma_y = \frac{My}{S}$$

$$S = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (50)$$

$$\tau_y = \frac{T * r}{J} \quad (51)$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (52)$$

$$\sigma_{min}^{max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (53)$$

Donde:

My = Momento respecto al eje y. (Nm)

τ_y = Esfuerzo cortante máximo respecto al eje y. (N/m²)

σ_x = Esfuerzo normal en x. (GPa)

σ_y = Esfuerzo normal en y. (GPa)

τ_{xy} = Cortante transversal. (N/m²)

d = Diámetro del eje. (m)

T = Par de torsión. (Nm)

r = Radio del eje. (m)

J = Segundo momento polar de inercia. (m⁴)

2.2.8. Velocidades críticas del eje. (ω)

Se debe a la excentricidad debido a las rápidas velocidades que puede llegar a tener el eje, y esto es restringido por la rigidez de flexión del eje.

$$\omega = \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 * \left(\sqrt{\frac{E * I}{m}}\right) \quad (54)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (55)$$

Donde:

L = Longitud del eje. (m)

E = Módulo de elasticidad del eje. (GPa)

I = Momento de inercia del eje. (m^4)

m = Masa del eje. (kg)

d = Diámetro del eje. (m)

2.2.9. Diseño a cortante de los pernos.

Es necesario realizar la ubicación del centro relativo de los dos elementos.

$$F' = \frac{V}{np} \quad (56)$$

$$F'' = \frac{M * r}{4 * r^2} \quad (57)$$

$$\tau = \frac{F}{As} \quad (58)$$

$$\sigma = \frac{F}{Ab} \quad (59)$$

Donde:

F' = Carga cortante primaria. (N)

F'' = Carga cortante secundaria. (N)

τ = Esfuerzo cortante. (Pa)

σ = Esfuerzo de aplastamiento. (Pa)

V = Momento cortante. (N)

np = Número de pernos.

M = Momento. (Nm)

r = Distancia del centroide hasta el centro de cada perno. (m)

F = Resultante de las cargas primarias y secundarias. (N)

Ab = Área de soporte. (m^2)

As = Área cortante. (m^2)

Capítulo III.

3.1. Selección de alternativas

Al momento de seleccionar el diseño adecuado para la micro turbina Michell-Banki, se tuvo en cuenta los datos obtenidos en campo acerca del canal de regadío, los cuales son:

- a) Ancho del canal.
- b) Velocidad en el canal.
- c) Caudal del canal.
- d) Accesibilidad hacia el canal.

Con la información obtenida en campo se modeló 3 alternativas, las cuales se detallan a continuación.

Alternativa 1.

Como se puede observar en la figura 8, la alternativa 1 consiste en un conjunto de rodetes apilados en serie; la velocidad y caudal del fluido se controlará con una compuerta, la cual estará anclada mediante columnas de hormigón que se encuentran sumergidas en el canal.

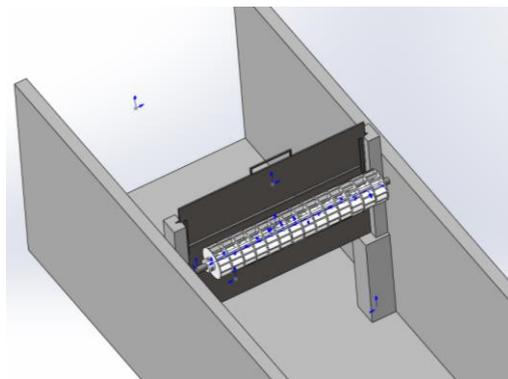


Figura 8: Rodetes en serie con compuerta.

Realizado por: L. Ibañez.

Ventajas:

- a) Variar la velocidad y caudal de ingreso al rodete.
- b) Construcción sencilla.
- c) Acople ideal entre estructura y turbina.

Desventajas:

- a) Costo elevado debido a la impresión del conjunto de rodets.
- b) Desbordamiento del fluido debido a precipitaciones excesivas.
- c) Obstrucción en la compuerta debido a desechos arrastrados por el canal.

Alternativa 2.

En la figura 9, se puede observar una sección de regulación de velocidad del fluido y una rejilla de protección que ayudará a mantener los componentes libres de cualquier desecho que pueda obstruir la turbina.

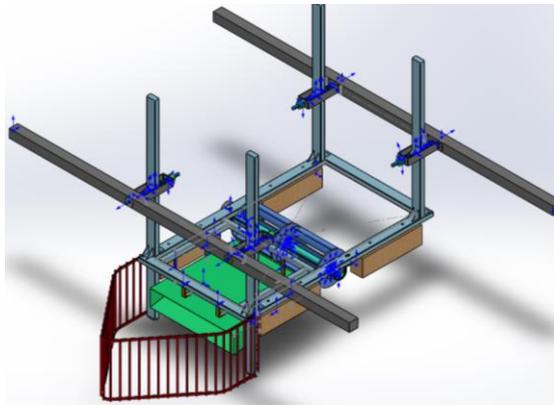


Figura 9: Sección de regulación de velocidad y rejilla de protección.

Realizado por: L. Ibañez.

Ventajas:

- a) Protección de los componentes.
- b) Costo medianamente bajo.

Desventajas:

- a) Complejidad en la construcción.
- b) Obstrucción del fluido debido a la sección de regulación de velocidad.
- c) Dificultad al momento de montar la estructura en el canal.

Alternativa 3.

Como se muestra en la figura 10, la alternativa 3, es una construcción sencilla y de fácil montaje que cuenta una rejilla de protección, la cual impide obstrucción en el rodete de desechos arrastrados por el canal.

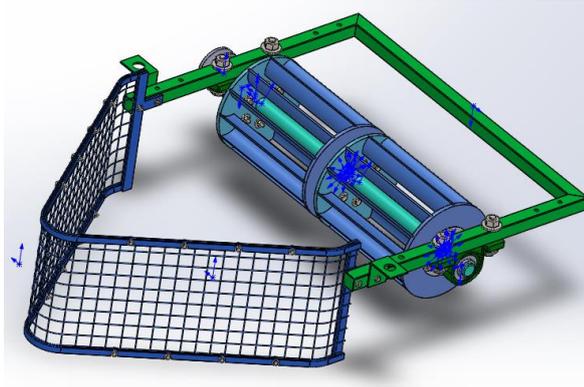


Figura 10: Rejilla de protección.

Realizado por: L. Ibañez.

Ventajas:

- a) Rejilla de protección.
- b) Bajo costo de construcción.
- c) Facilidad al momento de montar la estructura en el canal.
- d) Construcción sencilla.

Desventajas:

- a) Trabaja con velocidades propias del canal

3.1.1. Evaluación de soluciones.

Método de Brown y Gibson para criterios ponderados.

Para la selección de alternativas se utilizó el método de Brown y Gibson, este método se caracteriza por combinar factores objetivos, la cual utiliza técnicas de cuantificación de factores relevantes, para la selección de la alternativa más adecuada. En [20], nos menciona los dos factores más importantes para el análisis de alternativas, son: factores tangibles e intangibles.

Este método se cuantifica dentro de una tabla, en donde se ubican los criterios, las ponderaciones y alternativas. En el caso de estudio se utilizarán criterios tanto tangibles como intangibles, debido a que se maneja datos cualitativos y cuantitativos. Es necesario que cada criterio de evaluación obtenga un porcentaje de relevancia y cada alternativa se la calificara en una escala que va de 1 a 10, donde los rangos tendrán la siguiente escala: 1-3 (Malo), 4-7(Regular), 8-10 (Aceptable), el cual se multiplica por el porcentaje del criterio de evaluación.

Criterios de evaluación.

- a) Peso.
- b) Dimensiones generales.
- c) Construcción.
- d) Mantenibilidad.
- e) Costo.

Descripción de criterios.

- a) **Peso:** Se supondrá un valor óptimo de 20 Kg.
- b) **Dimensiones generales:** Se considerará las dimensiones más reducidas.
- c) **Construcción:** Se optará por la menor cantidad de días de construcción.
- d) **Mantenibilidad:** El montaje y mantenimiento tendrá que realizarse en el menor tiempo posible y con la menor cantidad de personal.
- e) **Costo:** Se considerará el costo de menor valor.

Tabla 6: Evaluación de alternativas.

Criterio	Ponderación	Alternativas		
		I	II	III
Peso.	20%	5	2	8
Dimensiones.	20%	5	2	8
Construcción.	10%	4	1	9
Mantenibilidad.	30%	2	1	10
Costo.	20%	2	2	9
Puntuación Total		3,4	1,6	8,9

Realizado por: L. Ibañez.

3.2. Cálculos.

3.2.1. Parámetros de diseño.

- a) **Medición de la geometría del canal.**

Los datos iniciales recolectados en campo fueron medidos mediante la utilización de una cinta métrica rígida del cual se obtuvo la siguiente información:

Ancho del canal: 1,63 m

Profundidad total de canal: 1,7 m

b) Medición de la velocidad.

Para poder obtener un dato más real de la velocidad del canal, se procedió a realizar la medición utilizando un molinete; las lecturas se realizaron en tres puntos distintos a lo largo del ancho del canal y también se realizó a dos alturas distintas, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 7: Medida tomada del 20% de la línea de agua hacia abajo.

	Distancias (m)		
	0,4	0,8	1,2
1° Medición	0,93 m/s	1,58 m/s	1,44 m/s
2° Medición	0,91 m/s	1,63 m/s	1,36 m/s
3° Medición	0,94 m/s	1,52 m/s	1,31 m/s
Promedio por Medición	0,927 m/s	1,577 m/s	1,37 m/s
Promedio Total	1,291 m/s		

Realizado por: L. Ibañez.

La distancia mínima para obtener datos de velocidad es del 20% a partir de la superficie del agua. [24]

Tabla 8: Medida tomada del 60% de la línea de agua hacia abajo.

	Distancias (m)		
	0,4	0,8	1,2
1° Medición	1,63 m/s	1,68 m/s	1,2 m/s
2° Medición	1,65 m/s	1,66 m/s	1,22 m/s
3° Medición	1,67 m/s	1,64 m/s	1,26 m/s
Promedio por Medición	1,65 m/s	1,66 m/s	1,227 m/s
Promedio Total	1,512 m/s		

Realizado por: L. Ibañez.

El método más sencillo para poder determinar la velocidad media consiste en colocar el molinete a una profundidad del 60% de la profundidad a partir de la superficie del agua, ya que a esta profundidad es semejante a la velocidad media. [24]

3.2.2. Metodología.

Para el diseño de la turbina, se partió desde los datos obtenidos en el canal y de los principios básicos de la teoría de turbinas de flujo cruzado, para el posterior diseño de la parte hidráulica y mecánica.

3.2.2.1. Geometría de la turbina.

La consideración para el caudal está dada por el área transversal del rodete multiplicado por la velocidad, el área del rodete sumergido hasta los 0.16m multiplicado por 0.45m.

a) Datos del diseño.

Caudal: 0.0936 m³/s

Diámetro del rodete: 0.18 m

Número de álabes: 12

b) Energía específica.

$$H = y + \frac{V^2}{2g}$$

$$H = 0.16 + \frac{1.3^2}{2 * 9.81}$$

$$H = 0.2461 \text{ m}$$

La energía específica, será reemplazada como altura en las siguientes ecuaciones,

c) Diámetro interior.

$$D_i = 0.66 * D_e$$

$$D_i = 0.66 * 0.18$$

$$D_i = 0.119 \text{ m}$$

d) Velocidad de rotación.

$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{D_e}$$

$$N = \frac{39.85 (0.2461)^{1/2}}{0.18}$$

$$N = 109.81 \text{ rpm}$$

e) Potencia de freno de la turbina.

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g * \eta_{tr}}$$

$$P_T = \frac{0.18}{50.5\% * 70\%}$$

$$P_T = 0.50$$

$$P_g = 0.18 \text{ Kw}$$

$$\eta_g = 50.5 \%$$

$$\eta_{tr} = 70 \%$$

Los datos para el cálculo de la potencia de freno se utilizó el catálogo Weg Motors & Drivers para un generador de 0.18kW en el anexo A. [21].

f) Número específico de revoluciones N_q y N_s .

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$N_q = 109.81 * \frac{(0.0936)^{1/2}}{(0.2461)^{3/4}}$$

$$N_q = 96.15$$

$$N_s = N * \frac{p^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$N_s = 109.81 * \frac{0.50^{1/2}}{0.2461^{3/4}}$$

$$N_s = 222.22$$

g) Coeficiente de velocidad K_c .

Se recomienda utilizar valores recomendados que van entre 0.97 a 0.9, para este caso se seleccionó un valor de 0.975.

$$K_c = 0.975$$

h) Posición del álabe.

$$R_c = 0.69D_e$$

$$R_c = 0.69 * 0.18$$

$$R_c = 0.1242 \text{ m}$$

i) Ancho del inyector.

Por motivos de construcción, se decidió utilizar la altura de 0.02m y caudal de 0.0117 m³/s, para que el ancho del inyector sea compacto y no ocupe todo el ancho del canal.

$$B = \frac{0.96Q}{D_e\sqrt{H}}$$

$$B = \frac{0.96 * 0.0117}{0.18 * \sqrt{0.106}}$$

$$B = 0.1916 \text{ m}$$

j) Ancho del rodete.

$$B_r = 1.4 * B$$

$$B_r = 1.4 * 0.1916$$

$$B_r = 0.268 \text{ m}$$

k) Diámetro del eje de la turbina.

$$d = 0.328D_e$$

$$d = 0.328 * 0.18$$

$$d = 0.059 \text{ m}$$

l) Radio de curvatura de los álabes.

$$r = 0.163D_e$$

$$r = 0.163 * 0.18$$

$$r = 0.0293 \text{ m}$$

m) Ángulo de curvatura de los álabes.

$$\phi = 2 \arctan \left| \frac{\cos \beta'_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| + \sin \beta'_2} \right|$$

$$\phi = 2 \arctan \left| \frac{\cos 29.99}{\left| \frac{0.119}{0.18} \right| + \sin 29.99} \right|$$

$$\phi = 73.44^\circ$$

3.2.2.2. Triangulo de velocidades.

a) Velocidad absoluta.

Tendrá el valor de la velocidad del canal, la cual es de 1.3 m³/s.

$$C_1 = 1.3 \frac{m^3}{s}$$

b) Velocidad tangencial.

$$C_1 = U_1$$

$$\alpha_2 = 16.1^\circ$$

c) Velocidad relativa del flujo.

$$W_1 = C_1 \sqrt{1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2}$$

$$W_1 = 1.3 * \sqrt{1 - 0.975 * (2 - 0.975) * \cos^2 16.1^\circ}$$

$$W_1 = 0.721$$

$$\beta_2 = 29.99^\circ$$

d) Ángulos de salida del rodete.

$$Ku = 0.5$$

$$\beta'_2 = \sin^{-1} \left[\frac{\sin \alpha_2}{(1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2)^{1/2}} \right]$$

$$\beta'_2 = \sin^{-1} \left[\frac{\sin 16.1^\circ}{(1 - 0.5 * (2 - 0.5) \cos^2 16.1^\circ)^{1/2}} \right]$$

$$\beta'_2 = 29.99^\circ$$

$$\alpha'_2 = \arcsin \left| \frac{Kf * \sin \beta'_2 * \sqrt{1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2}}{\sqrt{Kf^2 + Ku * \cos^2 \alpha_2 (Ku - Kf^2(2 - Ku) - Kf)}} \right|$$

$$\alpha'_2 = 15.94^\circ$$

e) Velocidades complementarias.

$$C_2 = C_1 \sqrt{Kf^2(1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2) + Ku^2 \cos^2 \alpha_2 - 2Kf \cos^2 \alpha_2 (1 - Ku)Ku}$$

$$C_2 = 0.177 \text{ m/s}$$

$$U_2 = U_1 = K_u C_1 \cos \alpha_2$$

$$U_1 = 0.6245 \text{ m/s}$$

$$W_2 = Kf * W_1$$

$$W_2 = 0.7066 \text{ m/s}$$

Hay que tener en cuenta que si se realiza los cálculos a una inclinación de cero grados se tendrá varios resultados que se anularan, por cual se decidió utilizar el ángulo recomendado para la turbina Michell-Banki de 16°.

En la figura 11, se indica el triángulo de velocidades.

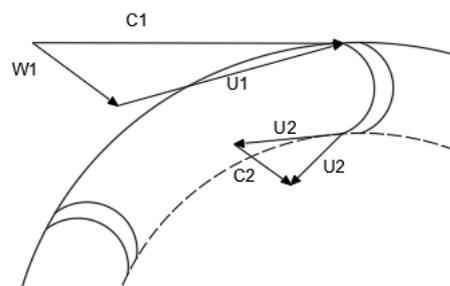


Figura 11: Triángulo de velocidades

Realizado por: Lenin Ibañez.

3.2.2.3. Fuerza que actúa sobre el álabe.

$$F = \frac{\gamma qc_1 \cos \theta'}{g_o K_o Z}$$

$$F = \frac{1000 * 0.0936 * 1.3 * \cos 39.62}{9.81 * 0.334 * 12}$$

$$F = 2.384 \text{ Kgf}$$

$$r_i = \frac{D_i}{2}$$

$$r_i = \frac{0.119}{2}$$

$$r_i = 0.0595 \text{ m}$$

$$r_e = \frac{D_e}{2}$$

$$r_e = \frac{0.18}{2}$$

$$r_e = 0.09 \text{ m}$$

$$r_3 = 2r \sin\left(\frac{\phi}{2}\right)$$

$$r_3 = 2 * (0.0293) * \sin\left(\frac{73.44}{2}\right)$$

$$r_3 = 0.03508 \text{ m}$$

$$\theta^0 = \arccos \left| \frac{r_e^2 + r_3^2 - r_i^2}{2r_e * r_3} \right|$$

$$\theta^0 = \arccos \left| \frac{(0.09)^2 + (0.03508)^2 - (0.0595)^2}{2 * (0.09) * (0.03508)} \right|$$

$$\theta^0 = 23.51$$

$$\theta' = \alpha_2 + \theta^0$$

$$\theta' = 16.1 + 23.51$$

$$\theta' = 39.62$$

3.2.2.4. Esfuerzo máximo sobre el álabe.

$$\sigma_{\max} = \frac{F * Br * c}{12 * I_{gx}}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2.384 * 0.268 * 0.00328}{12 * 5.051 * 10^{-12}}$$

$$\sigma_{\max} = 3.4 * 10^8$$

$$c = (r + e) - C_g$$

$$c = (0.0293 + 2.5) - 0.02855$$

$$c = 0.00328$$

$$C_g = \frac{120 * |(r + e)^3 - r^3| * (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\phi * \pi * ((r + e)^2 - r^2)}$$

$$C_g = \frac{120 * |(0.02934 + 2.5)^3 - (0.02934)^3| * (\cos(53.27) - \cos(126.72))}{73.44 * \pi * ((0.02934 + 2.5)^2 - (0.02934)^2)}$$

$$C_g = 0.02855$$

$$\theta_1 = \frac{180 - \phi}{2}$$

$$\theta_1 = \frac{180 - 73.44}{2}$$

$$\theta_1 = 53.27$$

$$\theta_2 = 73.44 - 53.27$$

$$\theta_2 = 126.72$$

$$I_{gx} = \frac{(r + e)^4 - r^4}{\varepsilon} * \left| \phi - \frac{\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1}{2} \right|$$

$$I_{gx} = \frac{(0.02934 + 2.5)^4 - (0.02934)^4}{2.24028}$$

$$* \left| 73.44 - \frac{\sin 2(126.72) - \sin 2(53.27)}{2} \right|$$

$$I_{gx} = 5.051 * 10^{-12} m^4$$

3.2.2.5. Factor de seguridad del álabe.

$$\eta = \frac{\text{Sy. permitido}}{\sigma_{\max}}$$

$$\eta = \frac{2.7 * 10^9}{3.4 * 10^8}$$

$$\eta = 7.95$$

3.2.2.6. Número de álabes que recibe el flujo de agua.

Para el cálculo del caudal que ingresa al álabe se decide elegir dos álabes, porque al tomar todos los álabes el caudal que recibe sería exagerado por el motivo que la turbina se encuentra sumergida.

En el cálculo del torque producido por el álabe se debe utilizar los 5 álabes en los que choca el agua.

3.2.2.7. Caudal que ingresa al álabe.

$$Q_a = \frac{Q}{Z_a}$$

$$Q_a = \frac{0.0936}{2}$$

$$Q_a = 0.0468 \text{ m}^3/\text{s}$$

3.2.2.8. Fuerza hidráulica sobre el álabe.

$$C_{1x} = \cos \alpha_2 * C_2$$

$$C_{1x} = \cos(16.1) * 1.3$$

$$C_{1x} = 1.249 \text{ m/s}$$

3.2.2.9. Torque producido por los álabes.

$$T_a = \frac{Q_a * \delta}{\left(\frac{De}{2}\right) * C_{x1}}$$

$$T_a = \frac{0.0468 * 1000}{\left(\frac{0.18}{2}\right) * 1.249}$$

$$T_a = 5.261 \text{ Nm}$$

$$T_t = T_a * Z_a$$

$$T_t = 5.261 * 5$$

$$T_t = 26.305 \text{ Nm}$$

3.2.3. Cálculo del eje.

Pesos.

Álabe = 26.93 gr

Brida Doble = 77.61 gr

Brida Simple = 58.06 gr

Disco = 154.43 gr

Polea = 150 gr

Pesos en los puntos.

Los resultados se utilizarán en el plano YZ.

$$P1 = (\text{Álabe} * 6 + \text{Brida Simple} + \text{Disco}) * \frac{9.81}{1000}$$

$$P1 = [(26.93 * 6) + 58.06 + 154.43] * \frac{9.81}{1000}$$

$$P1 = 3.67 \text{ N}$$

$$P2 = [(\text{Álabe} * 12) + (\text{Disco} * 2) + \text{Brida Doble}] * \frac{9.81}{1000}$$

$$P2 = [(26.93 * 12) + (154.43 * 2) + 77.61] * \frac{9.81}{1000}$$

$$P2 = 6.96 \text{ N}$$

$$P3 = P1$$

$$P4 = \text{Polea} * \frac{9.81}{1000}$$

$$P4 = 150 * \frac{9.81}{1000}$$

$$P4 = 1.471 \text{ N}$$

Fuerzas actuantes.

Los resultados se utilizarán en el plano XZ.

$$F1 = \text{Fuerza sobre el álabe} * 3 * 9.81$$

$$F1 = 2.3839 * 3 * 9.81$$

$$F1 = 70.158 \text{ N}$$

$$F2 = \text{Fuerza sobre el álabe} * 6 * 9.81$$

$$F2 = 2.3839 * 6 * 9.81$$

$$F2 = 140.31 \text{ N}$$

$$F1 = F3$$

3.2.3.1 Diagramas de cortante y momento del eje.

Plano YZ.

Cargas aplicadas.

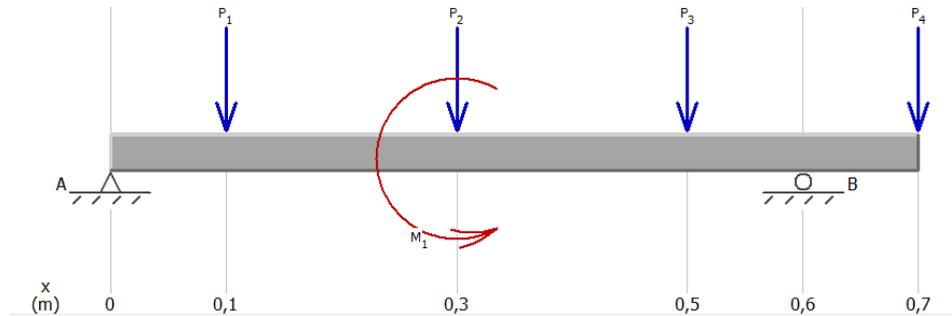


Figura 12: Cargas aplicadas en el eje YZ.
Realizado por: Lenin Ibañez

Cortante en el eje.

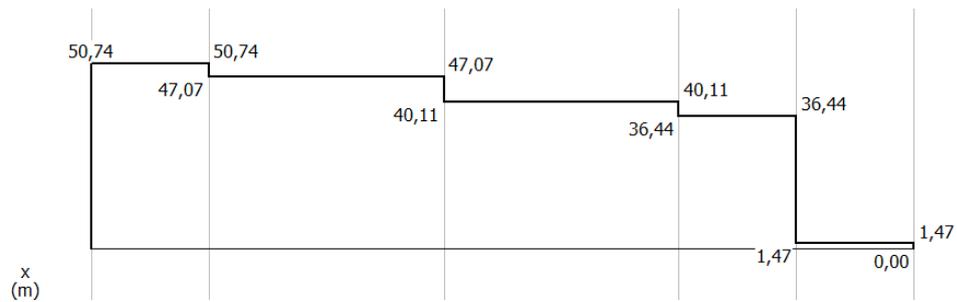


Figura 13: Cortante en el plano YZ del eje.
Realizado por: Lenin Ibañez

Momento en el eje.

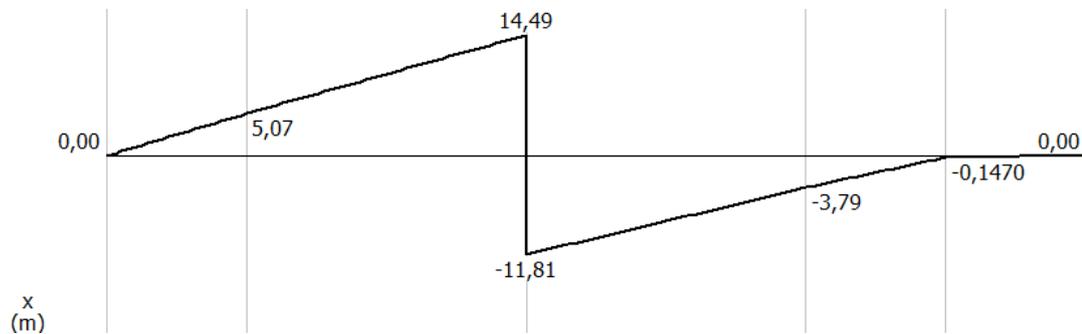


Figura 14: Momento en el plano YZ del eje.
Realizado por: Lenin Ibañez

Plano XZ.

Cargas aplicadas.

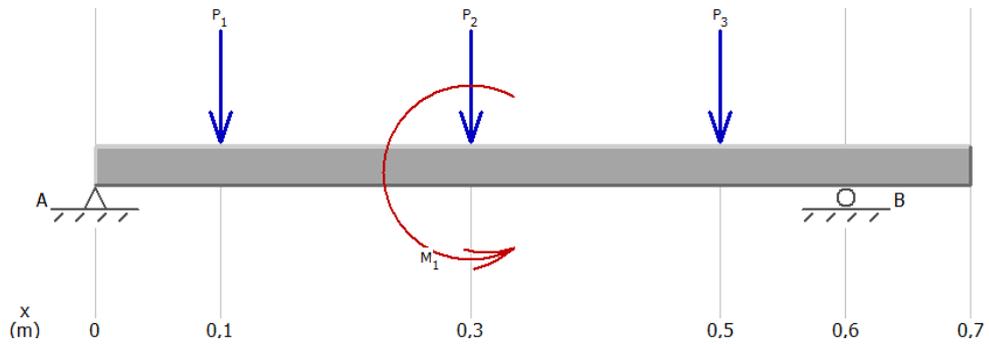


Figura 15: Cargas aplicadas en el eje XZ.

Realizado por: Lenin Ibañez

Cortante en el eje.

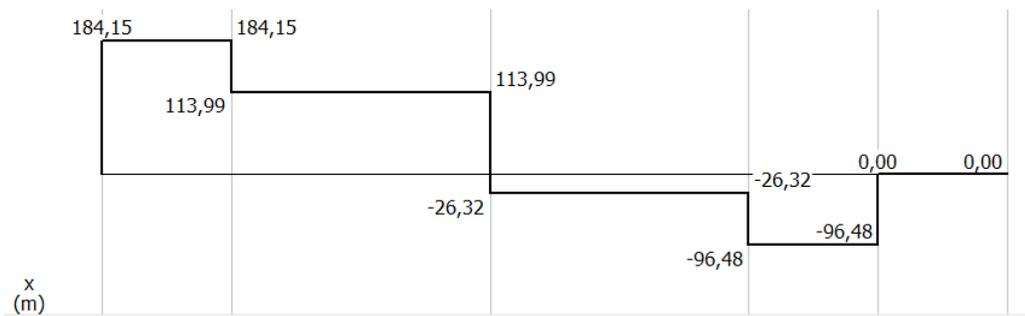


Figura 16: Cortante en el plano XZ del eje.

Realizado por: Lenin Ibañez

Momento en el eje.

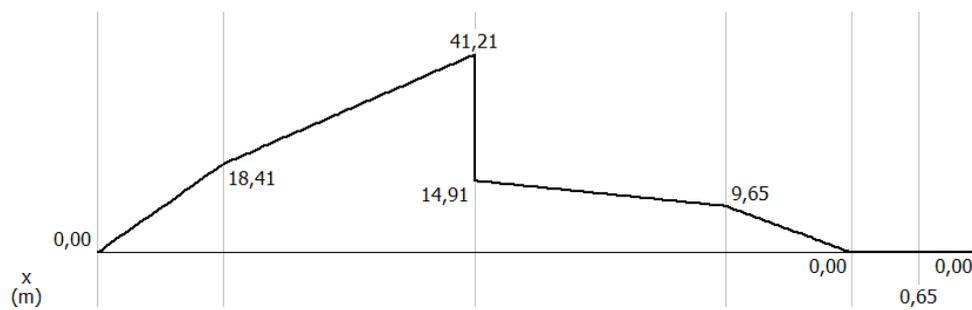


Figura 17: Momento en el plano XZ del eje.

Realizado por: Lenin Ibañez

3.2.3.2. Cálculo de esfuerzos normales y esfuerzos cortantes.

Plano YZ.

$$\sigma_y = \frac{My}{S}$$
$$\sigma_y = \frac{14.49}{0.785 * 10^{-6}}$$
$$\sigma_y = 18.458 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$S = \frac{\pi * d^3}{32}$$
$$S = \frac{\pi * (0.02)^3}{32}$$
$$S = 0.785 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau_y = \frac{T * r}{J}$$
$$\tau_y = \frac{31.565 * 0.01}{0.016 * 10^{-6}}$$
$$\tau_y = 19.728 \text{ N/m}^2$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32}$$
$$J = \frac{\pi * (0.02)^4}{32}$$
$$J = 0.016 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

Plano XZ.

$$\sigma_x = \frac{Mx}{S}$$
$$\sigma_x = \frac{41.21}{0.785 * 10^{-6}}$$
$$\sigma_x = 52.497 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_x = \frac{T * r}{J}$$

$$\tau_x = \frac{31.565 * 0.01}{0.016 * 10^{-6}}$$

$$\tau_x = 19.728 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{min}^{max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{min}^{max} = \frac{52.497 * 10^6 + 18.458 * 10^6}{2}$$

$$\pm \sqrt{\left(\frac{52.497 * 10^6 - 18.458 * 10^6}{2}\right)^2 + (19.728 * 10^6)^2}$$

$$\sigma_{min}^{max} = 35.477 * 10^6 \pm 32.835 * 10^6$$

$$\sigma_{max} = 68.312 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{min} = 2.641 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

3.2.3.3. Factor de seguridad del eje.

$$Sy. \text{ Nailon} = 75.862 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\eta = \frac{Sy. \text{ permitido}}{\sigma_{max}} \quad (47)$$

$$\eta = \frac{75.862 * 10^6 \text{ N/m}^2}{68.312 * 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$\eta = 1.11$$

3.2.3.4. Velocidad crítica del eje.

$$\omega = \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 * \left(\sqrt{\frac{E * I}{m}}\right)$$

$$\omega = \left(\frac{\pi}{0.68}\right)^2 * \left(\sqrt{\frac{2.1717 * 10^9 * 0.008 * 10^{-6}}{0.211}}\right)$$

$$\omega = 193.68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi * (0.02)^4}{64}$$

$$I = 0.008 * 10^{-6} m^4$$

$$E = 2.1717 * 10^9 Pa$$

$$V = \pi * r^2 * l$$

$$V = \pi * (0.01)^2 * 0.68$$

$$V = 0.213 * 10^{-6} m^3$$

$$\rho_{.nailon} = 990 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m = \rho * V$$

$$m = 990 \frac{kg}{m^3} * 0.213 * 10^{-6} m^3$$

$$m = 0.211 kg$$

3.2.4. Cálculo de pernos.

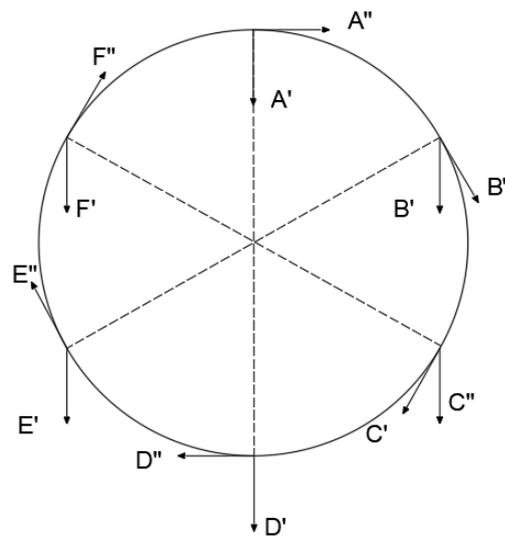
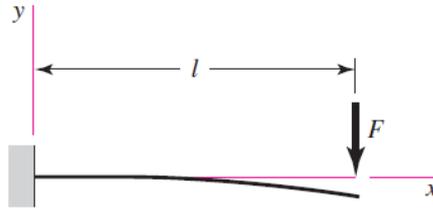


Figura 18: Diagrama de la fuerza aplicada en los pernos.

Realizado por: L. Ibañez

Cortante.

Se ocupará la fuerza F1 para el cálculo del eje



$$V = F$$

$$V = 70.158 \text{ N}$$

Momento.

$$M = F * l$$

$$M = 70.158 * 0.073$$

$$M = 5.1215 \text{ Nm}$$

Carga cortante primaria.

$$F' = \frac{V}{np}$$

$$F' = \frac{70.158}{6}$$

$$F' = 11.693 \text{ N}$$

Carga cortante secundaria.

$$F'' = \frac{M * r}{4 * r^2}$$

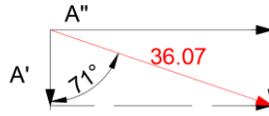
$$F'' = \frac{M}{4 * r}$$

$$F'' = \frac{5.1215}{4 * 0.03752}$$

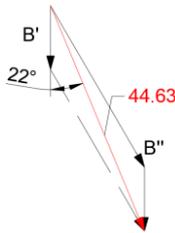
$$F'' = 34.12 \text{ N}$$

Diagrama de fuerzas en cada perno.

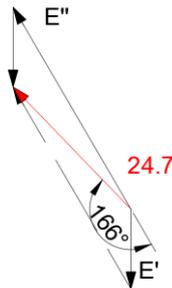
$$A = D$$



$$B = C$$



$$E = F$$



Carga máxima en cada perno.

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

$$\tau = \frac{44.63}{0.005 * 0.007}$$

$$\tau = 1.275 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo aplastante.

$$\sigma = \frac{F}{A_b}$$

$$\sigma = \frac{44.63}{0.003 * 0.005}$$

$$\sigma = 2.975 \text{ Mpa}$$

Factor de seguridad del perno.

$$\eta = \frac{Sy. permitido}{\sigma_{max}}$$

$$\eta = \frac{940 * 10^6}{2.975 * 10^6}$$

$$\eta = 315.97$$

El perno se encuentra sobre dimensionado para la carga cortante que soportara.

3.2.5. Resultados de torque a diferentes caudales.

Al realizar los diferentes cálculos de torque, se obtuvo resultados indicados en la tabla 9, los cuales se consiguió al sumergir la turbina a diferentes profundidades.

Tabla 9. Resultados de torque a diferentes caudales.

Diámetro m	Número de álabes	Álabes que golpea el agua	Caudal m ³ /s		
			0,0117	0,0526	0,0936
			Revoluciones rpm		
			72,08	92,88	109,81
0,18	12	2	1,326 Nm		
		3		8,869 Nm	
		5			26,304 Nm
	20	3	1,315 Nm		
		5		9,836 Nm	
		10			35,062 Nm
	24	4	1,304 Nm		
		6		8,903 Nm	
		12			31,565 Nm
	28	4	1,304 Nm		
		7		12,695 Nm	
		14			36,826 Nm
			58,97	75,99	89,84
0,22	12	2	1,621 Nm		
		3		10,84 Nm	
		5			38,579 Nm
	20	3	1,607 Nm		
		5		12,022 Nm	

		Álabes que golpea el agua	Caudal m ³ /s			
			0,0117	0,0526	0,0936	
			Revoluciones rpm			
			72,08	92,88	109,81	
		10			42,866 Nm	
24	4	4	1,594 Nm			
		6		10,881 Nm		
		12			38,579 Nm	
28	4	4	1,594 Nm			
		7		25,39 Nm		
		14			45,009 Nm	
			54,06	69,99	82,35	
0,24	12	2	1,769 Nm			
		3		11,826 Nm		
		5			35,072 Nm	
	20	3	3	1,754 Nm		
			5		13,115 Nm	
			10			46,763 Nm
	24	4	4	1,739 Nm		
			6		11,87 Nm	
			12			42,086 Nm
	28	4	4	1,739 Nm		
			7		13,849 Nm	
			14			49,101 Nm
			46,34	59,71	70,59	
0,28	12	2	2,063 Nm			
		3		13,796 Nm		
		5			40,917 Nm	
	20	3	3	2,046 Nm		
			5		15,3 Nm	
			10			54,556 Nm
	24	4	4	2,028 Nm		
			6		13,849 Nm	
			12			49,101 Nm
	28	4	4	2,028 Nm		
			7		16,157 Nm	
			14			57,284 Nm

Realizado por: Lenin Ibañez

3.2.6. Datos de velocidades de rotación de la turbina.

Tabla 10: Velocidades de rotación de la turbina.

Revoluciones obtenidas en el canal			
	Profundidad de 0,02m	Profundidad de 0,09m	Profundidad de 0,16m
	120-60	120	120-180
Promedio	90	120	140
Cálculo	72,08	92,88	109,81
Error	19,91%	22,60%	21,56%

Realizado por: Lenin Ibañez

3.2.7. Datos de torque obtenidos en el análisis.

Tabla 11: Torque obtenido en el análisis.

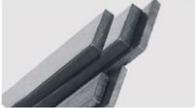
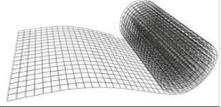
Torque obtenido en el análisis (álabe)			
	Profundidad de 0,02m	Profundidad de 0,09m	Profundidad de 0,16m
Análisis	0,566	2,799	4,598
Cálculo	0,663	2,956	5,26
Error	14,63%	5,31%	12,59%

Realizado por: Lenin Ibañez

3.3. Presupuesto.

3.3.1. Costo de materiales.

Tabla 12: Costo de materiales.

Mini Turbina tipo Michell Banki					
Cantidad	Componente	Imagen	Material	Precio Unitario	Precio Total.
3	Carrete de PLA		PLA	40	120
1	Tubo cuadrado 1'x1'x2		Galvanizado	9,5	9,5
2	Chumaceras		Hierro Fundido	5	10
1	Platina de 1/8		Acero A 36	5,5	5,5
1	Malla 25x25x2		Galvanizado	6,5	6,5
4	Pernos 1/2'		Galvanizado	0,13	0,52
8	Arandelas Planas		Galvanizado	0,08	0,64
34	Pernos M4		Galvanizado	0,05	1,7
68	Arandelas Planas		Galvanizado	0,03	2,04
2	Electrodos 1 lb		E-6011	2	4
1	Eje de 3/4 1m		Nailon	10	10
TOTAL					170,4

Realizado por: L. Ibañez

3.3.2. Costo de mano de obra.

Tabla 13: Costo de mano de obra.

Mano de Obra					
Sueldo	XIII	XIV	Vacaciones	EPP	Fondos de reserva
\$ 394,00	\$ 32,83	\$ 20,00	\$ 16,42	\$ 20,00	
Total	\$ 438,25				
\$/hr	\$ 3,02				
M.O y G.G	\$ 5,02				
\$/mL	\$ 10,75				
TOTAL	\$ 72,40				

Realizado por: L. Ibañez

3.3.3. Costo de fabricación de la turbina.

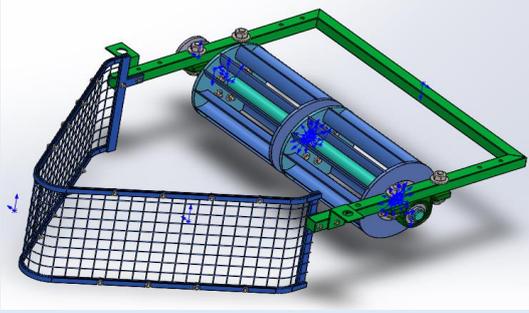
Tabla 14: Costo de fabricación de la turbina.

Descripción	Costo.
Materiales	\$ 170,40
Total hora Maquinaria	\$ 300,00
Mano de Obra	\$ 72,40
Total.	\$ 542,80

Realizado por: L. Ibañez

3.4. Especificaciones técnicas.

Tabla 15: Ficha técnica.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO				
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA				
FICHA DE:	MÁQUINA	EQUIPO	X	SISTEMA
		INGENIERÍA MECÁNICA		
				
CARACTERÍSTICAS GENERALES				
DIMENSIONES	916,5x726,9x237 mm			
PESO	33,35 kg			
REVOLUCIONES	110 rpm			
TORQUE	26 Nm			
POTENCIA	22,88 W			
DIÁMETRO DEL EJE	0.019 m			
CAUDAL	0.0936 m ³ /s			

Realizado por: L. Ibañez

Capítulo IV.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

4.1. Conclusiones.

- Con la ayuda de los datos hidráulicos del canal Ambato-Huachi-Pelileo, se pudo realizar el dimensionamiento de la mini turbina tipo Michell-Banki, de los cuales se obtuvo los siguientes parámetros de diseño:
Número de álabes.
Dimensionamiento del álabe.
Diámetro del rodete.
Ancho del rodete.

- Mediante el dimensionamiento de la turbina Michell-Banki se obtuvo resultados calculados con relación a la energía mecánica con un rango de torque mínimo de 1Nm y un máximo de 30Nm y revoluciones que van desde los 70 rpm a 110rpm.

- Se observó que las revoluciones tomadas en campo de la mini turbina tipo Michell-Banki tiene un error del 19% al 22% con los datos calculados, también al comparar el torque calculado con el torque realizado en la simulación, se puede concluir que hay un error del 5% al 15%. Estos resultados nos demuestran que el prototipo es apto para ser instalados en canales primarios de riego.

4.2. Recomendaciones.

- Es recomendable recolectar los datos hidráulicos del canal en estudio en las zonas que el canal ofrezca mayor velocidad.
- Para comprar el torque que la turbina genera, es necesarios la utilización de un torquímetro tipo brida.
- Se recomienda realizar la estructura lo más compacta posible para su manipulación.
- Los materiales utilizados para la construcción de la turbina deben ser inoxidable para que puedan resistir la acción del agua.
- Para mejorar el factor de seguridad del eje se puede cambiar por el material de aluminio.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. Larios, "La energía renovable en México: perspectivas desde el Balance Nacional de Energía 2012," *Economía informa*, n° 385, p. 10, 2014.
- [2] J. Vargas, F. Velásquez y C. Torres, "Desarrollo del prototipo de un hidrogenerador eléctrico como alternativa de generación de energía limpia en zonas rurales" *Ingeniere*, n° 20, p. 11, 2016.
- [3] H. Romero Toledo, H. Romero Aravena y J. Toledo, "Agua, poder y discursos en el conflicto socio-territorial por la construcción de represas hidroeléctricas en la Patagonia Chilena," *Anuario de Estudios Americanos*, vol. 66, n° 2, p. 32, 2009.
- [4] M. d. E. y E. Renewable, "Plan maestro de electricidad 2016-2025," Medina naranja Publicidad, Quito, 2017.
- [5] W. Sicong y W. Shifeng, "Implications of Improving Energy Efficiency for Water Resources," *Energy*, n° 10, p. 19, 2016.
- [6] M. Ponce, M. Castro, M. Pelaez, J. Espinoza y E. Ruiz, "Electricity sector in Ecuador: An overview of the 2007–2017 decade," *ScienceDirect*, p. 10, 2017.
- [7] Á. Bosque, "Diseño de una turbina hidráulica de flujo cruzado para la reducción del coste energético en las conducciones fluidas," *Congreso Científico de la Universidad de Murcia*, p. 13, 2016.
- [8] M. Chavez, "Un estudio de la turbina de flujo cruzado (efecto del ángulo de ataque, ángulo de entrada del álabe y relación de diámetros en la eficiencia hidráulica)," *SCIÉENDO*, vol. 15, n° 2, p. 12, 2012.
- [9] G. d. Mello, M. Fagá y G. Crisi, "Optimización del rendimiento de una turbina de flujo cruzado (michel - banki): modificaciones mecánicas y adaptaciones constructivas realizadas.," *Pontificia Universidad Católica del Perú*, p. 8, 2007.
- [10] F. Coz, "Manual de mini y microcentrales hidráulicas," Perú: Intermediate Technology Development Group, 1995.
- [11] C. Mataix, "Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas," Madrid: Ediciones del Castillo, S.A., 1986.
- [12] E. Paz, L. Carroci, P. Magalhães y C. Romero, "Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una Turbina Michell-Banki," *Pontificia Universidad Católica del Perú*, p. 10, 2007.

- [13] S. Prácticas, Hub en Energía, Soluciones Prácticas, 16 Diciembre 2016. [En línea]. Available: <http://www.solucionespracticas.org.pe/ficha-tecnica-n2-turbina-michell-banki>. [Último acceso: 16 Diciembre 2016].
- [14] M. Robert, "Mecánica de fluidos," México: Pearson, 2006.
- [15] (OLADE), R. Pardo, C. Hernández y I. Enrique, "Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas," 1988.
- [16] C. Mataix, "Turbomáquinas hidráulicas," Madrid: ICAI, 1990.
- [17] A. Rojas, "Turbina de flujo transversal o MIchell-Banki," Peru: ICI, 2006.
- [18] R. Budynas y K. Nisbett, "Diseño en ingeniería mecánica," México: McGrawHill, 2006.
- [19] C. Coronel y J. Hernández, "Diseño y construcción de una turbo bomba accionada mediante una turbina Michell-Banki para riego de cultivos en los sectores vulnerables," Ambato, 2018.
- [20] W. Navidi, "Estadística para ingenieros," México: McGrawHill, 2006.
- [21] Weg Motors & Drivers, "Motores trifásicos cerrados-IEC-60Hz," Weg Motors & Drivers, [En línea]. Available: <https://www.weg.net>
- [22] C. Sanchez, "Plan provincial de riego de Tungurahua 2014-2029," 2014.
- [23] E. Rosero, B. Chilingua "Observaciones de energías renovables en América Latina y el Caribe-Ecuador," Ecuador, 2007.
- [24] A. Perez, F. Diaz, E. Peña, E. Moreno "Manual de aforos," Instituto Mexicano de tecnología del agua, 1992.

Anexos.

Anexo A: Características de los motores trifásicos.

MOTORES TRIFASICOS DE ALTA EFICIENCIA



CARACTERISTICAS TIPICAS

Potencia HP	Carcaza kW	Carcaza IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente con rotor bloqueado Ip / In	Momento nominal Cn Nm	Momento con rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmáx. Cn	Rendimiento η %			Factor de potencia Cos φ			Factor de servicio FS	Momento de inerdicia J kgm²	Tiempo máximo con rotor bloqueado en caliente/ frío (s)	Peso aprox. (kg)
									% de la potencia nominal									
									50	75	100	50	75	100				

1200 RPM - 60 Hz

0,16	0,12	63	1130	1,11	3,3	1,01	2,4	2,4	40,0	45,5	50,0	0,43	0,50	0,57	1,15	0,00067	16/35	8
0,25	0,18	71	1115	1,27	3,40	1,54	2,0	2,0	50,0	60,0	64,0	0,41	0,50	0,58	1,15	0,00057	25/55	9
0,33	0,25	71	1100	1,74	3,50	2,17	2,2	2,3	56,0	62,0	64,0	0,40	0,50	0,59	1,15	0,00079	28/62	11
0,5	0,37	80	1145	2,23	5,00	3,09	2,3	2,5	55,0	62,0	66,9	0,45	0,55	0,65	1,15	0,00242	10/22	14
0,75	0,55	80	1145	3,11	5,10	4,59	2,6	2,7	65,0	70,6	72,5	0,43	0,55	0,64	1,15	0,00328	9/20	16
1	0,75	90S	1150	3,51	5,70	6,23	2,5	2,8	77,0	79,5	80,0	0,48	0,60	0,70	1,15	0,00560	15/33	21
1,5	1,1	90S	1120	5,07	5,30	9,38	2,0	2,3	75,0	77,0	77,0	0,54	0,65	0,74	1,15	0,00560	10/22	20
2	1,5	100L	1150	6,73	6,50	12,5	2,4	2,8	80,0	82,3	83,5	0,48	0,60	0,70	1,15	0,01289	19/42	30
3	2,2	100L	1145	10,1	6,50	18,4	2,4	2,8	79,0	82,0	83,0	0,48	0,60	0,69	1,15	0,01457	11/24	32
4	3	112M	1150	12,5	6,50	24,9	2,7	2,8	85,0	86,0	86,5	0,55	0,67	0,73	1,15	0,02617	12/26	44
5	3,7	132S	1160	14,8	6,00	30,5	2,2	2,4	86,0	87,0	87,5	0,55	0,68	0,75	1,15	0,05039	23/51	62
6	4,5	132S	1160	18,2	6,00	37,1	2,2	2,4	86,0	87,0	87,5	0,55	0,67	0,74	1,15	0,05427	21/46	65
7,5	5,5	132M	1165	22,3	7,00	45,1	2,2	2,5	86,3	87,8	88,5	0,53	0,65	0,73	1,15	0,06590	13/29	75
10	7,5	132M/L	1160	28,9	6,00	61,8	2,2	2,4	87,0	88,0	88,5	0,58	0,70	0,77	1,15	0,08141	17/37	90
12,5	9,2	160M	1160	33,3	6,00	75,8	2,3	2,6	88,0	89,0	89,5	0,65	0,75	0,81	1,15	0,13645	11/24	122
15	11	160M	1160	40,5	6,50	90,6	2,6	2,9	88,0	90,0	90,2	0,60	0,71	0,79	1,15	0,15800	11/24	130
20	15	160L	1165	55,2	7,00	123	2,5	2,8	88,0	90,0	90,2	0,60	0,72	0,79	1,15	0,18673	8/18	139
25	18,5	180L	1170	60,2	8,50	151	2,6	3,2	91,0	91,5	91,7	0,75	0,84	0,88	1,15	0,30337	7/15	180
30	22	200L	1175	76,1	6,00	179	2,2	2,2	91,5	92,0	92,5	0,70	0,78	0,82	1,15	0,41258	23/51	232
40	30	200L	1175	103	6,00	244	2,2	2,2	92,0	92,6	93,0	0,68	0,77	0,82	1,15	0,44846	19/42	244
50	37	225S/M	1180	126	7,00	300	2,7	2,8	91,7	92,5	93,0	0,70	0,79	0,83	1,15	0,98842	26/57	370
60	45	250S/M	1180	154	7,00	364	2,8	2,9	92,0	93,0	93,6	0,66	0,76	0,82	1,15	1,22377	23/51	425
75	55	250S/M	1180	188	7,00	445	2,8	2,9	92,0	93,0	93,6	0,67	0,77	0,82	1,15	1,36497	18/40	453
100	75	280S/M	1185	249	6,00	605	2,1	2,4	93,0	93,6	94,1	0,72	0,80	0,84	1,15	3,10263	37/81	680
125	90	280S/M	1185	299	6,00	726	2,2	2,4	93,2	93,7	94,1	0,72	0,81	0,84	1,15	3,67719	33/73	760
150	110	315S/M	1185	362	6,50	887	2,2	2,5	94,0	94,5	95,0	0,73	0,81	0,84	1,15	4,36666	31/68	820
175	132	315S/M	1185	439	6,50	1064	2,3	2,5	94,2	94,7	95,0	0,70	0,79	0,83	1,15	5,28596	30/66	987
200	150	315S/M	1185	499	6,50	1209	2,3	2,5	94,0	94,6	95,0	0,70	0,79	0,83	1,15	5,28596	25/55	990
250	185	355M/L	1190	646	6,20	1485	1,9	2,2	93,5	94,8	95,2	0,65	0,75	0,79	1,15	9,53128	74/163	1480
300	220	355M/L	1190	756	6,00	1766	1,8	2,0	93,5	95,0	95,4	0,68	0,78	0,80	1,15	10,9610	61/134	1572
350	260	355M/L	1195	893	6,50	2079	2,0	2,1	94,0	95,0	95,5	0,67	0,76	0,80	1,15	13,8204	73/161	1702
400	300	355M/L	1195	1040	6,50	2399	2,0	2,1	94,3	95,3	95,7	0,65	0,75	0,79	1,15	14,7735	68/150	1841
*450	330	355M/L	1190	1100	6,20	2650	1,6	1,9	93,9	95,5	96,0	0,70	0,78	0,82	1,15	15,4883	26/57	1841

900 RPM - 60 Hz

0,16	0,12	71	810	1,17	3,30	1,42	1,8	2,2	42,0	48,0	53,0	0,35	0,43	0,51	1,15	0,00079	33/73	10
0,25	0,18	80	850	1,77	3,50	2,02	2,5	2,7	36,0	45,0	53,5	0,39	0,44	0,50	1,15	0,00242	18/40	14
0,33	0,25	80	860	2,21	3,70	2,78	2,2	2,6	44,0	50,0	57,1	0,33	0,39	0,52	1,15	0,00294	15/33	16
0,5	0,37	90S	840	2,37	4,00	4,21	1,9	2,0	53,0	60,0	66,0	0,40	0,50	0,62	1,15	0,00504	24/53	19
0,75	0,55	90L	820	3,22	4,20	6,41	1,9	2,0	54,0	60,0	66,0	0,46	0,58	0,68	1,15	0,00561	14/31	22
1	0,75	90L	840	4,46	4,00	8,53	1,8	2,0	66,0	68,5	70,0	0,40	0,54	0,63	1,15	0,00673	26/57	23
1,5	1,1	100L	850	6,17	4,50	12,4	1,7	2,2	72,0	76,5	78,0	0,42	0,52	0,60	1,15	0,01289	28/62	30
2	1,5	112M	860	7,82	5,20	16,7	2,6	2,8	78,0	81,0	82,5	0,40	0,52	0,61	1,15	0,01870	14/31	41
3	2,2	132S	860	9,11	7,00	24,4	2,3	2,7	80,0	82,0	84,5	0,57	0,70	0,75	1,15	0,07527	14/31	65
4	3	132M	860	12,3	6,50	33,3	2,2	2,6	80,0	82,0	85,0	0,57	0,70	0,75	1,15	0,08531	14/31	75
5	3,7	132M/L	865	15,3	7,00	40,9	2,5	2,9	81,5	83,0	85,5	0,57	0,69	0,74	1,15	0,09535	13/29	80
6	4,5	160M	875	20,0	5,20	49,1	2,2	2,6	83,0	85,0	85,5	0,50	0,61	0,69	1,15	0,12209	25/55	114
7,5	5,5	160M	875	24,4	5,20	60,1	2,3	2,7	84,0	86,5	87,0	0,50	0,60	0,68	1,15	0,14364	22/48	120
10	7,5	160L	875	31,8	5,10	81,9	2,2	2,6	86,0	87,5	88,5	0,51	0,61	0,70	1,15	0,17955	20/44	135
12,5	9,2	180M	875	34,6	7,20	100	2,3	2,9	87,5	88,5	89,5	0,62	0,74	0,78	1,15	0,24822	9/20	150
15	11	180L	875	41,4	8,00	120	2,5	3,0	88,0	89,0	89,5	0,57	0,70	0,78	1,15	0,27580	5/11	170
20	15	180L	870	55,0	7,50	165	2,3	2,9	88,0	89,0	89,5	0,61	0,73	0,80	1,15	0,30337	6/13	177
25	18,5	200L	875	71,9	4,60	202	1,8	1,8	88,0	89,0	90,0	0,58	0,70	0,75	1,15	0,41258	30/66	235
30	22	225S/M	885	76,4	7,80	238	2,0	2,7	89,5	90,5	91,0	0,63	0,75	0,83	1,15	0,84723	11/24	330
40	30	225S/M	880	107	7,80	326	2,1	2,8	89,5	90,5	91,0	0,63	0,75	0,81	1,15	0,98843	9/20	360
50	37	250S/M	880	131	8,40	402	2,4	3,2	90,3	91,0	91,7	0,63	0,75	0,81	1,15	1,22377	11/24	425
60	45	250S/M	880	159	7,80	489	2,1	2,8	90,3	91,0	91,7	0,64	0,76	0,81	1,15	1,36497	8/18	449
75	55	280S/M	890	199	7,20	590	2,1	2,3	91,0	92,5	93,0	0,65	0,74	0,78	1,15	2,64298	24/53	644
100	75	280S/M	890	271	7,20	805	2,1	2,3	91,0	92,5	93,0	0,63	0,73	0,78	1,15	3,10263	27/59	689
125	90	315S/M	890	319	7,80	966	2,2	2,3	91,7	93,0	93,6	0,65	0,75	0,79	1,15	4,36667	25/55	888
150	110	315S/M	890	395	8,50	1181	2,6	2,7	91,7	93,0	93,6	0,63	0,72	0,78	1,15	5,28597	21/46	988
175	132	355M/L	890	453	6,30	1417	1,1	2,1	92,0	93,9	94,5	0,65	0,75	0,81	1,15	11,9324	46/101	1395
200	150	355M/L	890	551	7,00	1610	1,6	2,1	93,0	94,2	95,2	0,55	0,68	0,75	1,15	14,7585	41/90	1497
250	185	355M/L	890	639	5,00	1986	1,2	1,8	93,0	94,0	94,9	0,70	0,77	0,80	1,15	16,3286	60/132	1665
300	220	355M/L	890	783	7,20	2362	1,6	2,1	93,0	95,0	95,7	0,61	0,72	0,77	1,15	19,4687	36/79	1767
350	260	355M/L	890	896	7,50	2791	1,5	2,0	92,0	94,9	95,2	0,55	0,72	0,80	1,15	20,4107	24/53	1950

Anexo B: Propiedades de los termoplásticos.

Nombre	S_y kpsi	E Mpsi	Dureza Rockwell	Elongación %	Estabilidad dimensional	Resistencia térmica	Resistencia química	Procesamiento
Grupo ABS	2-8	0.10-0.37	60-110R	3-50	Buena	*	Aceptable	EMST
Grupo acetal	8-10	0.41-0.52	80-94M	40-60	Excelente	Buena	Alta	M
Acrílico	5-10	0.20-0.47	92-110M	3-75	Alta	*	Aceptable	EMS
Grupo fluoroplástico	0.50-7	...	50-80D	100-300	Alta	Excelente	Excelente	MPR [†]
Nailon	8-14	0.18-0.45	112-120R	10-200	Pobre	Pobre	Buena	CEM
Óxido de fenileno	7-18	0.35-0.92	115R, 106L	5-60	Excelente	Buena	Aceptable	EFM
Policarbonato	8-16	0.34-0.86	62-91M	10-125	Excelente	Excelente	Aceptable	EMS
Poliéster	8-18	0.28-1.6	65-90M	1-300	Excelente	Pobre	Excelente	CLMR
Poliimida	6-50	...	88-120M	Muy baja	Excelente	Excelente	Excelente [†]	CLMP
Sulfuro de polifenileno	14-19	0.11	122R	1.0	Buena	Excelente	Excelente	M
Grupo poliestireno	1.5-12	0.14-0.60	10-90M	0.5-60	...	Pobre	Pobre	EM
Polisulfone	10	0.36	120R	50-100	Excelente	Excelente	Excelente [†]	EFM
Cloruro de polivinilo	1.5-7.5	0.35-0.60	65-85D	40-450	...	Pobre	Pobre	EFM

Anexo C: Propiedades del Nailon.

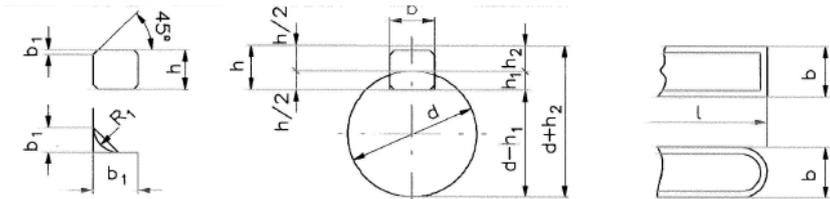
TABLA H.1 PESOS Y DENSIDAD ESPECÍFICA

Material	Peso específico γ		Densidad específica ρ	
	lb/ft ³	kN/m ³	slugs/ft ³	kg/m ³
Acero	490	77.0	15.2	7850
Agua, dulce de mar	62.4 63.8	9.81 10.0	1.94 1.98	1000 1020
Aleaciones de aluminio 2014-T6, 7075-T6 6061-T6	160–180 175 170	26–28 28 26	5.2–5.4 5.4 5.2	2600–2800 2800 2700
Aleaciones de magnesio	75–135	12–21	2.3–4.2	1200–2200
Arena, suelo, grava	110–114	17–18	3.4–3.5	1760–1830
Bronce	510–550	80–86	16–17	8200–8800
Caucho	60–80	9–13	1.9–2.5	960–1300
Cobre	556	87	17	8900
Concreto Simple Reforzado De peso ligero	145 150 70–115	23 24 11–18	4.5 4.7 2.2–3.6	2300 2400 1100–1800
Fundición gris	435–460	68–72	13–14	7000–7400
Latón	520–540	82–85	16–17	8400–8600
Madera (secada al aire) Abeto Douglas Roble Pino del sur	30–35 40–45 35–40	4.7–5.5 6.3–7.1 5.5–6.3	0.9–1.1 1.2–1.4 1.1–1.2	480–560 640–720 560–640
Monel (67% Ni, 30% Cu)	550	87	17	8800
Níquel	550	87	17	8800
Plásticos				
Nailon	55–70	8.6–11	1.7–2.2	880–1100
Polietileno	60–90	9.4–14	1.9–2.8	960–1400
Roca Granito, mármol, cuarzo Caliza, arenisca	165–180 125–180	26–28 20–28	5.1–5.6 3.9–5.6	2600–2900 2000–2900
Titanio	280	44	8.7	4500
Tungsteno	1200	190	37	1900
Vidrio	150–180	24–28	4.7–5.4	2400–2800

Anexo D: Propiedades de los pernos.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Anexo E: Dimensiones del chavetero según la DIN 6886 A.



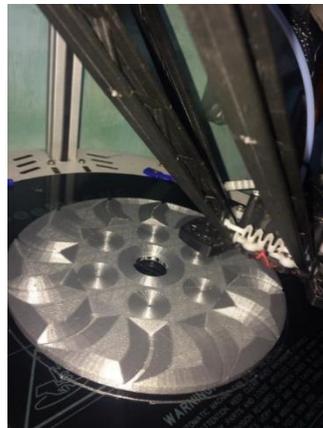
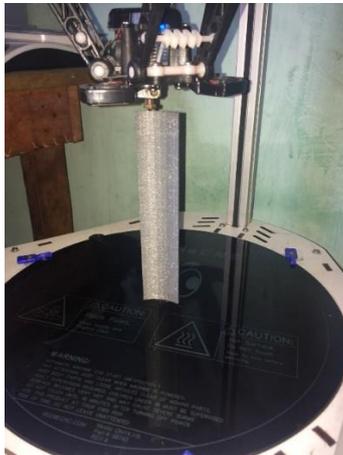
Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d	Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia						Profundidad				Chafilán R1		
		Nominal	Clase de ajuste del enchavetado			Eje h1		Cubo h2		Mfn.	Máx.			
			Libre		Normal	Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal			Toler.		
Más de	hasta	Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/p9								
10	12	4X4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5X5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6X6	6	0	0	0	±0,015	-0,042	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4	+0,2 0	3,3	+0,2 0	0,16	0,25
30	38	10X8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12X8	12	+0,043 0	+0,120	0	+0,0215	-0,018	5,5		3,3		0,25	0,40
44	50	14X9	14						5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16X10	16						6		4,3		0,25	0,40
58	65	18X11	18	+0,052 0	+0,149	-0,043	±0,026	-0,061	7		4,4		0,25	0,40
65	75	20X12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22X14	22						9		5,4		0,40	0,60
85	95	25X14	25						9		5,4		0,40	0,60
95	110	28X16	28	+0,062 0	+0,180	-0,052	±0,031	-0,074	10		6,4		0,40	0,60
110	130	32X18	32						11	7,4	0,40	0,60		
130	150	36X20	36						12	8,4	0,70	1,00		
150	170	40X22	40						13	9,4	0,70	1,00		
170	200	45X25	45						15	10,4	0,70	1,00		
200	230	50X28	50						17	11,4	0,70	1,00		
230	260	56X32	56	+0,074 0	+0,220	-0,062	±0,037	-0,106	20	12,4	0,70	1,00		
260	290	63X32	63						20	12,4	1,20	1,60		
290	330	70X36	70						22	14,4	1,20	1,60		
330	380	80X40	80						25	15,4	2,00	2,50		
380	440	90X45	90						28	17,4	2,00	2,50		
440	500	100X50	100						31	19,5	2,00	2,50		

Anexo F: Construcción de la turbina. F1. Toma de mediciones del canal.



F2. Impresión del álabe, rodete y brida.



F3. Fabricación de la estructura.





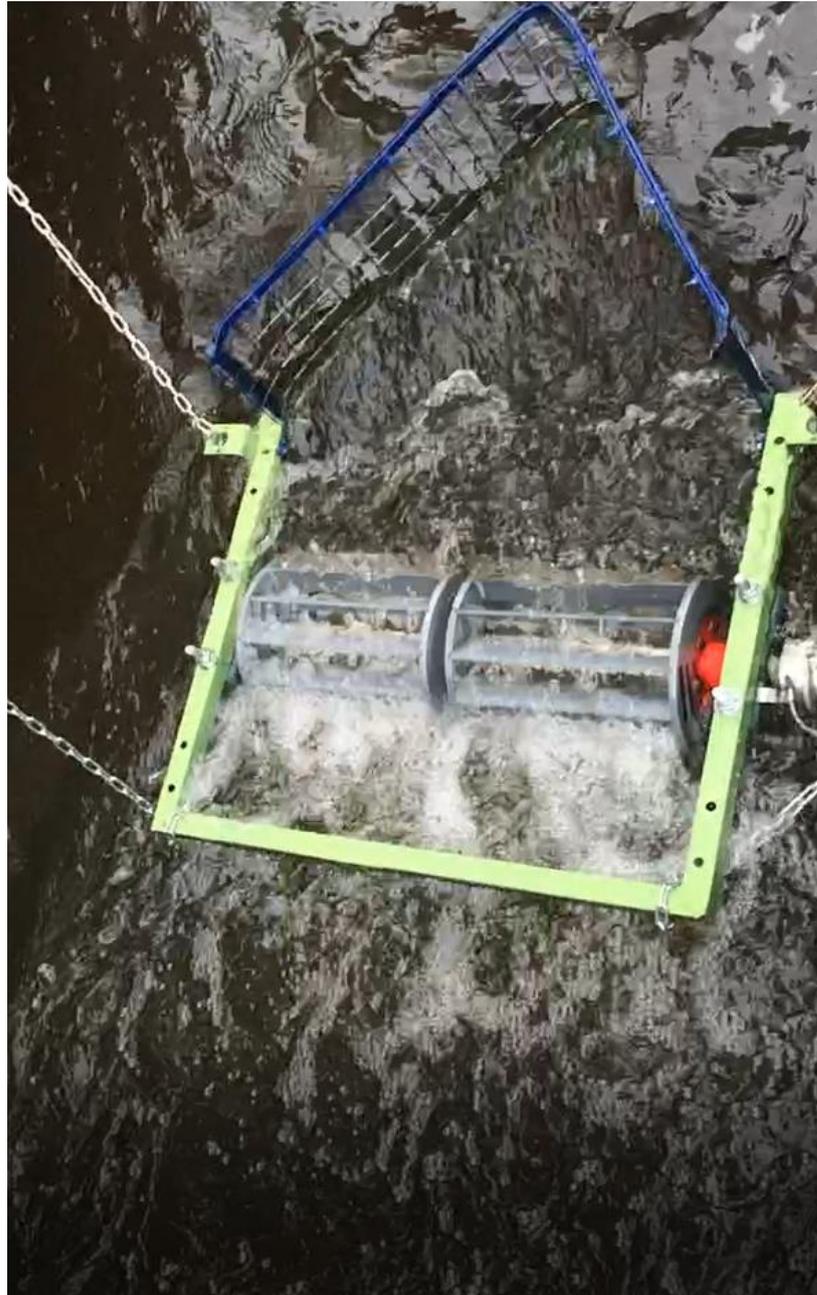
F4. Fabricación del eje.

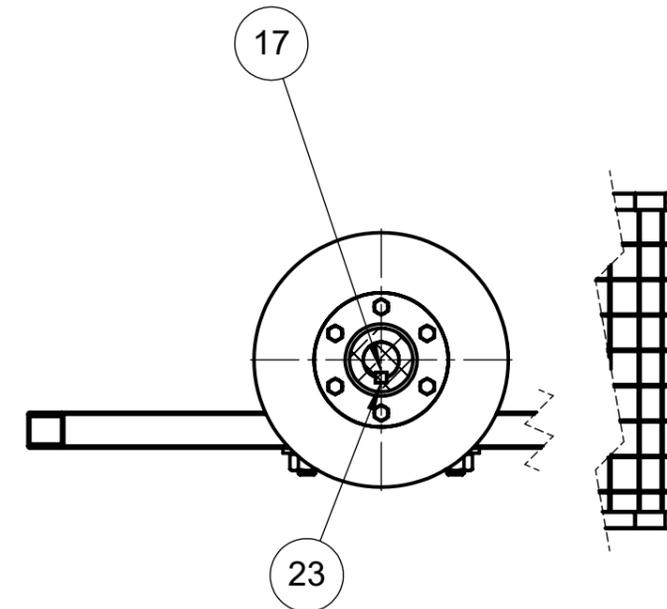
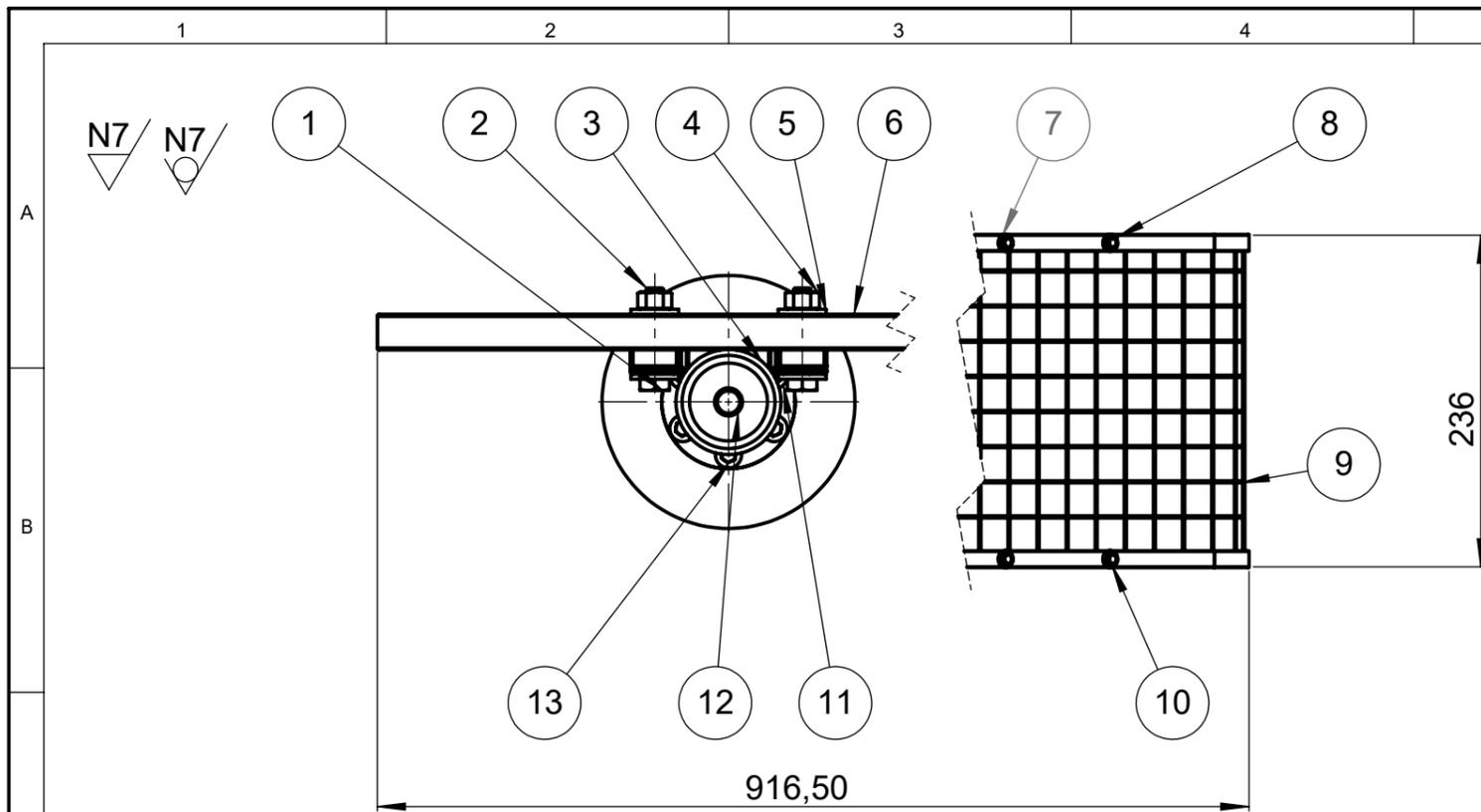


F4. Ensamble de la turbina.

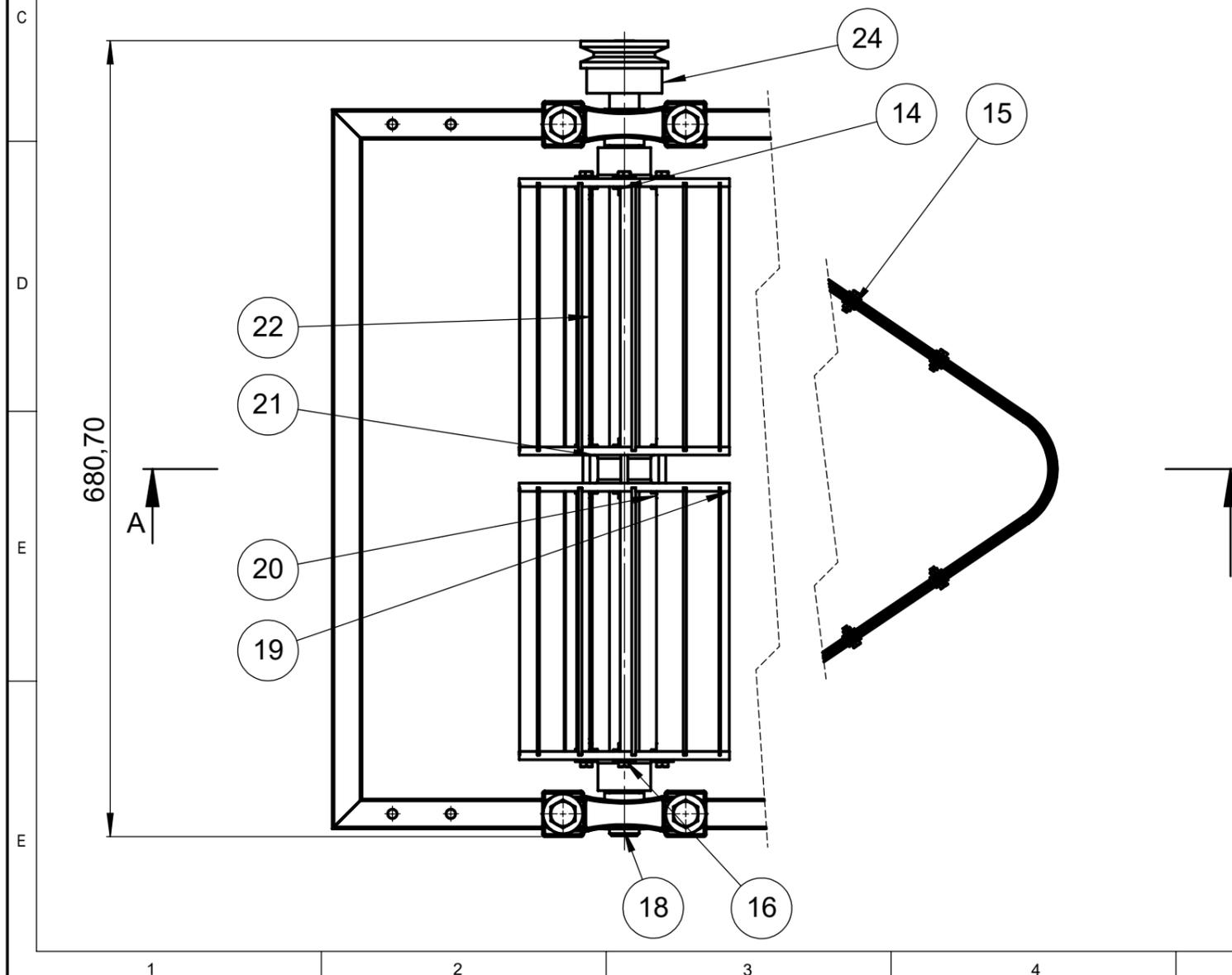


F6. Puesta en marcha de la turbina.





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



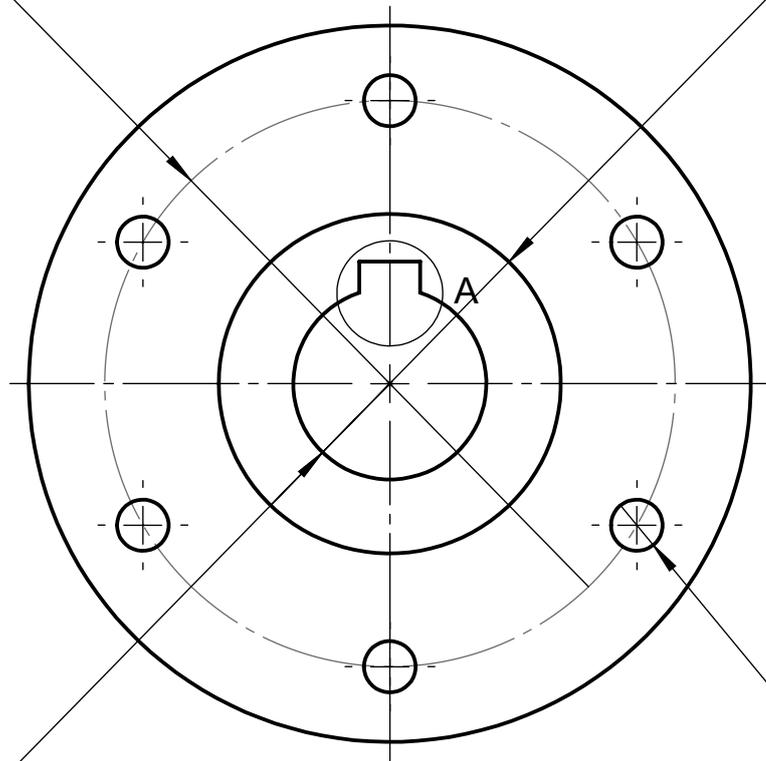
1	Prisionero	ISO 888		24	M10x1.5x8		
1	Chaveta		Pla	23		2.13	
24	Á labe		Pla	22		23.78	
1	Brida Doble		Pla	21		80.15	
6	Perno	ISO 225		20	M6x1.x50		
2	Disco Izquierdo		Pla	19		189.48	
2	Chumacera de Piso	ISO 80000-1		18	20 mm		
2	Chaveta		Pla	17		2.08	
2	Disco Derecho		Pla	16		189.48	
20	Tuerca	ISO 4032		15	M7x0.7		
18	Tuerca	ISO 4032		14	M6x1		
12	Perno	ISO 225		13	M6x1x20		
1	Eje		Nailon 101	12		383.05	
36	Arandela Plana	ISO 7089		11	M4X6		
16	Perno	ISO 225		10	M4x0.7x16		
1	Rejilla		ASTM A36 Acero	9		1783.02	
40	Arandela Plana	ISO 7089		8	M4X6		
4	Perno	ISO 225		7	M4x0.7x40		
1	Estructura		ASTM A36 Acero	6		1910.05	
8	Arandela Plana	ISO 7089		5	M10		
4	Tuerca	ISO 4032		4	M2x1.75		
1	Polea		Aleación 1350	3		344.03	
4	Perno	ISO 225		2	M12x1.75x65		
2	Brida simple		Pla	1		59.12	
No. de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No del Modelo/semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones

Tolerancia		Peso	Materiales:	
±1		33350gr	VARIOS	
Fecha		Nombre	Denominación:	
Dib.	6/04/2019	Lenin Ibañez	TURBINA MICHELL BANKI	
Rev.	10/4/2019	Ing. Luis Escobar	Escala:	
Apro.	10/4/2019	Ing. Luis Escobar	1:10	
U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA			Número del dibujo:	
			1 de 10	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)

N7

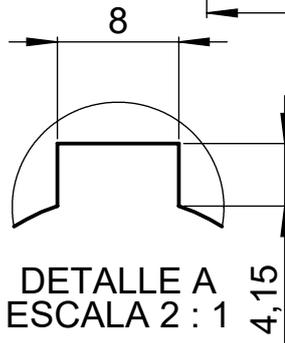
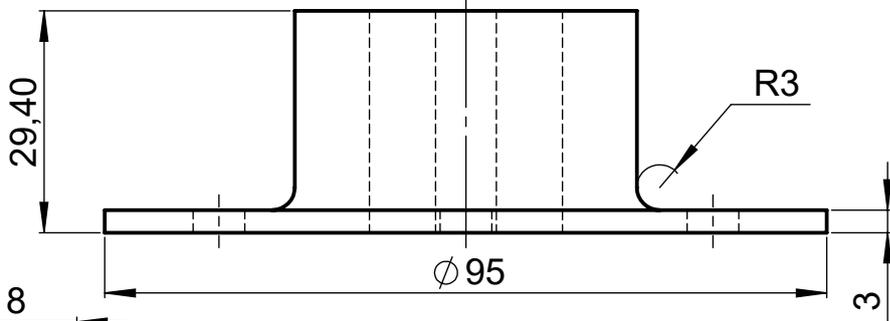
Ø 75,06

Ø 45



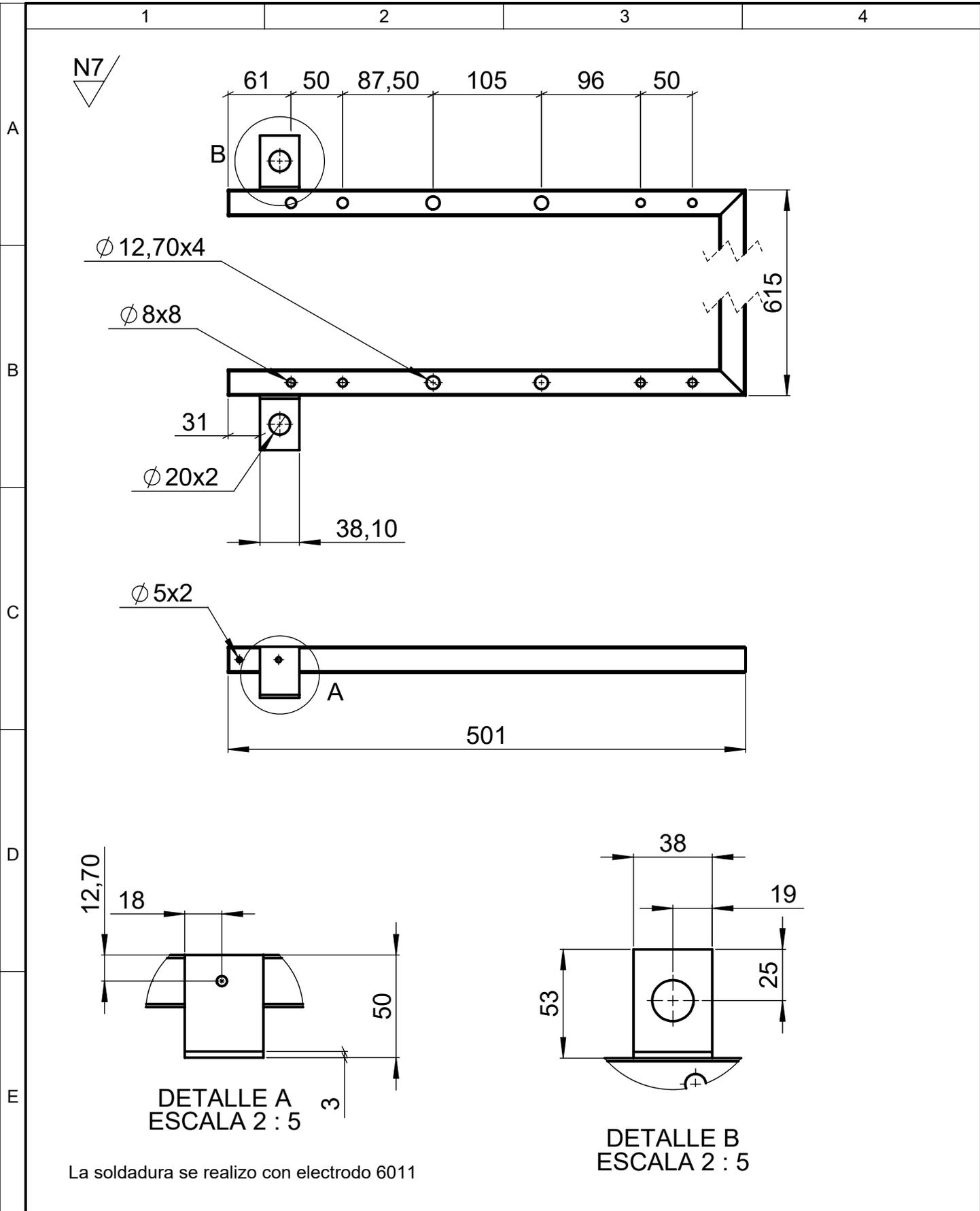
6x Ø 6,80

R12,70



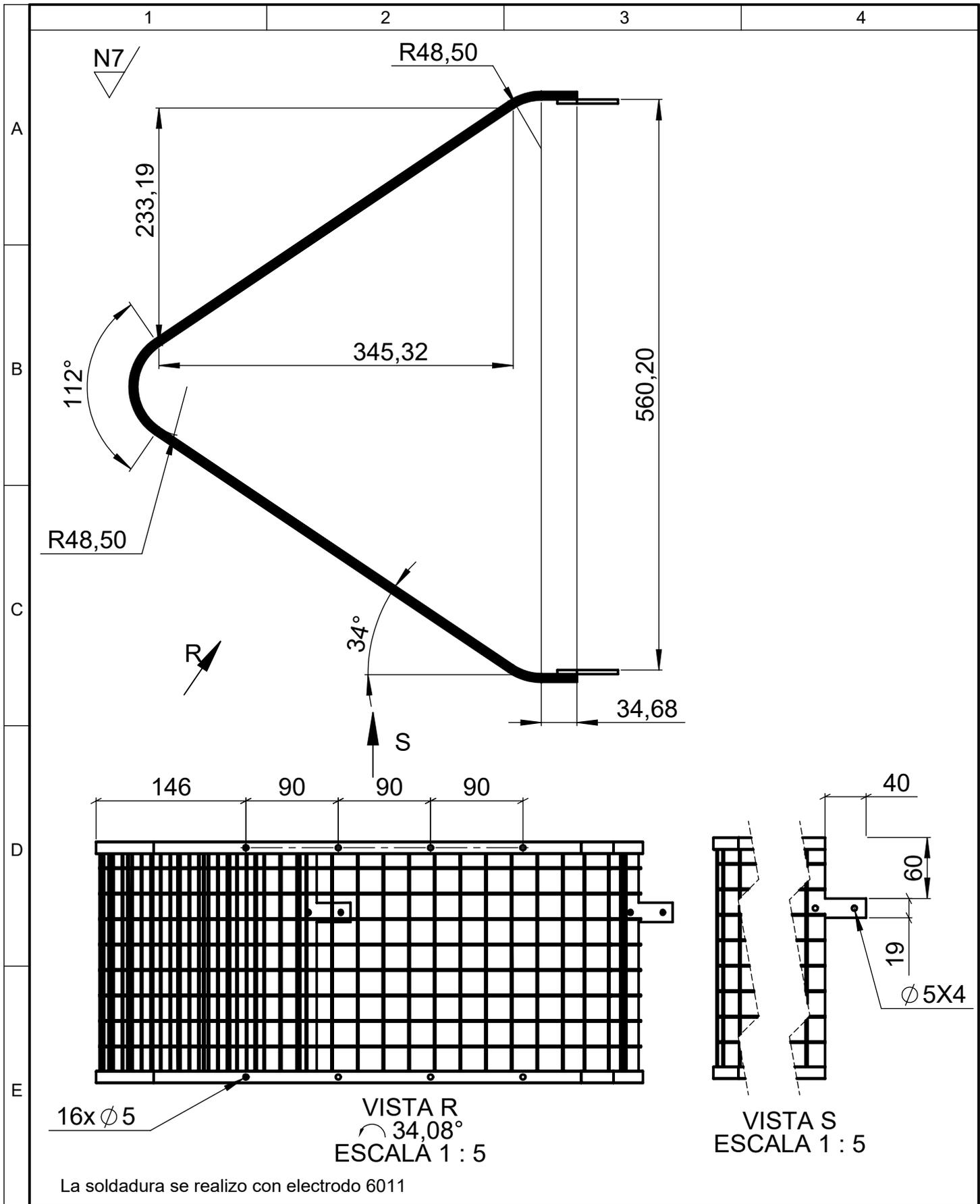
				Tolerancia	Peso	Material:	
				±1	59.12 gr	PLA	
				Fecha	Nombre	Titulo:	Escala:
			Dibujó:	6/04/2019	Lenin Ibañez		
			Revisó:	10/4/2019	Ing. Luis Escobar		
				Aprobó:	10/4/2019	Ing. Luis Escobar	1:1
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina:	
Edición	Modificación	Nombre	Fecha				
						(Sustitución)	

N7



La soldadura se realizo con electrodo 6011

				Tolerancia ±1	Peso 1910.05 gr	Material: ASTM A-36	
						Titulo: Estructura	Escala: 1:5
				Dibujó: 6/04/2019	Nombre Lenin Ibañez		
				Revisó: 10/4/2019	Ing. Luis Escobar		
				Aprobó: 10/4/2019	Ing. Luis Escobar		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina: 3 de 10	Registro:
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			(Sustitución)	



				Tolerancia	Peso	Material:	
				± 1	1783.02 gr	Tamiz	
				Fecha	Nombre	Titulo:	
				Dibujó: 6/04/2019	Lenin Ibañez	Rejilla	
				Revisó: 10/4/2019	Ing. Luis Escobar	Escala: 1:5	
				Aprobó: 10/4/2019	Ing. Luis Escobar	Registro:	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina:	
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			(Sustitución)	

1

2

3

4

N7

A

B

C

D

E

R37,53

R29,25

Ø 119

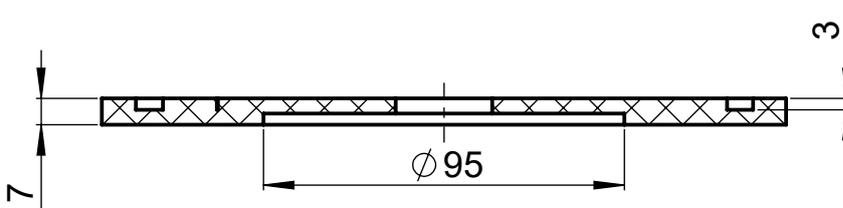
AI
R62,10

AI

75°

2,50

6x Ø 6,80



SECCIÓN AI-AI
ESCALA 1 : 2

				Tolerancia ±1	Peso 189.8gr	Material: PLA		
						Titulo: Disco Derecho	Escala: 1:2	
				Dibujó:	6/04/2019		Lenin Ibañez	
				Revisó:	10/4/2019		Ing. Luis Escobar	
				Aprobó:	10/4/2019	Ing. Luis Escobar		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina: 6 de 10	Registro: 	
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			(Sustitución)		

1

2

3

4

N7

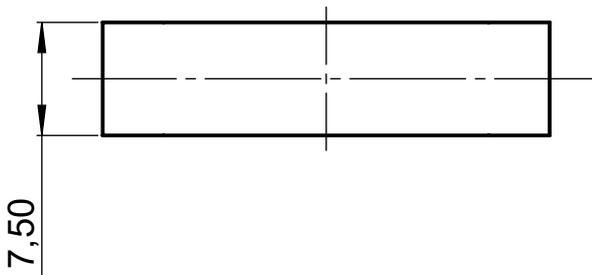
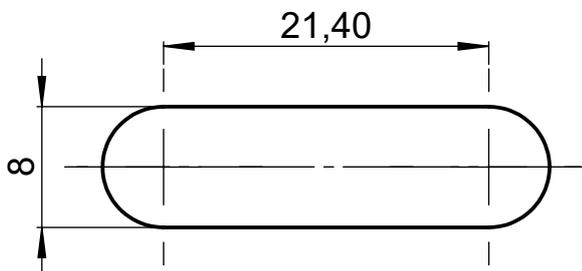
A

B

C

D

E



				Tolerancia ±1	Peso 2.08gr	Material: PLA		
						Titulo: Chaveta	Escala: 2:1	
				Dibujó:	6/04/2019		Lenin Ibañez	
				Revisó:	10/4/2019		Ing. Luis Escobar	
				Aprobó:	10/4/2019	Ing. Luis Escobar		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina: 7 de 10	Registro: 	
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			(Sustitución)		

N7

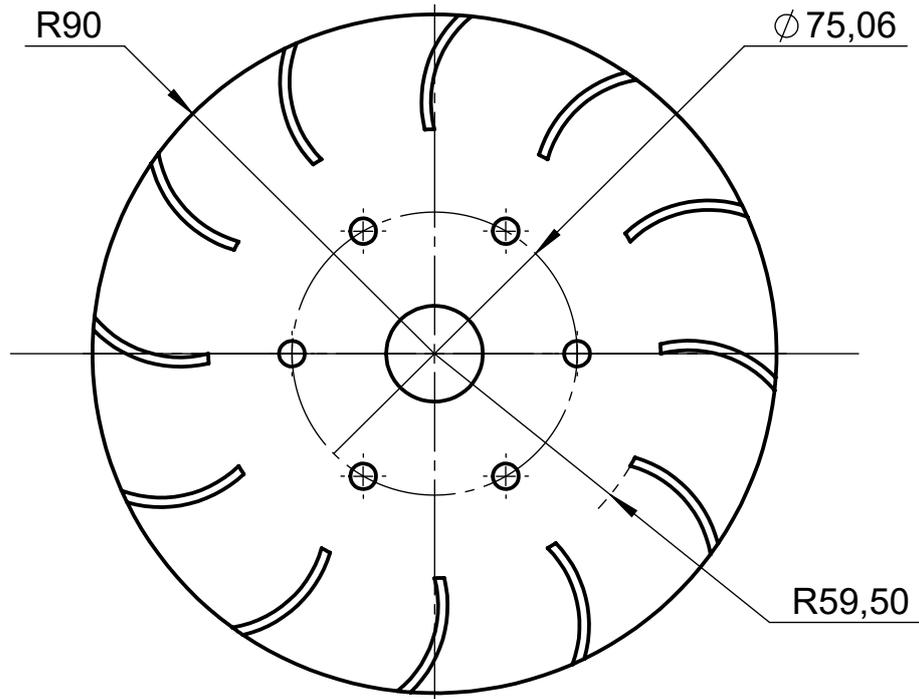
A

B

C

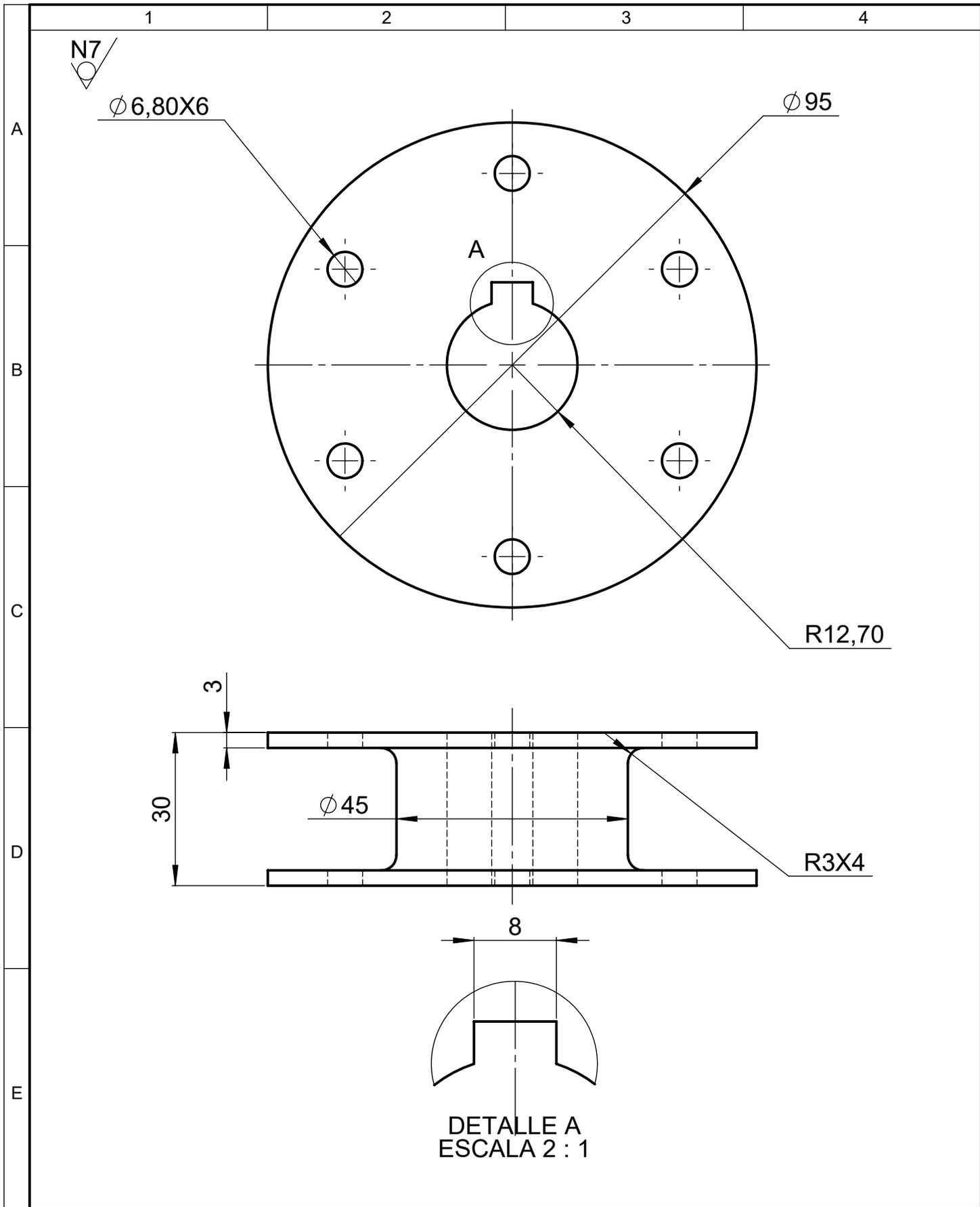
D

E



Revisar la lámina 6 para las acotaciones de las ranuras del álabe y el acole de la brida.

				Tolerancia	Peso	Material:	
				±1	189.48gr	PLA	
				Fecha	Nombre	Titulo:	Escala:
				Dibujó: 6/04/2019	Lenin Ibañez		
				Revisó: 10/4/2019	Ing. Luis Escobar		
				Aprobó: 10/4/2019	Ing. Luis Escobar	Disco Izquierdo	1:2
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA			
Edición	Modificación	Nombre	Fecha				
						(Sustitución)	



				Tolerancia	Peso	Material:	
				± 1	18.15gr	PLA	
				Fecha	Nombre	Titulo:	Escala:
			Dibujó:	6/04/2019	Lenin Ibañez		
			Revisó:	10/4/2019	Ing. Luis Escobar		
				Aprobó:	10/4/2019	Ing. Luis Escobar	1:1
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina:	
Edición	Modificación	Nombre	Fecha				
						(Sustitución)	

N7

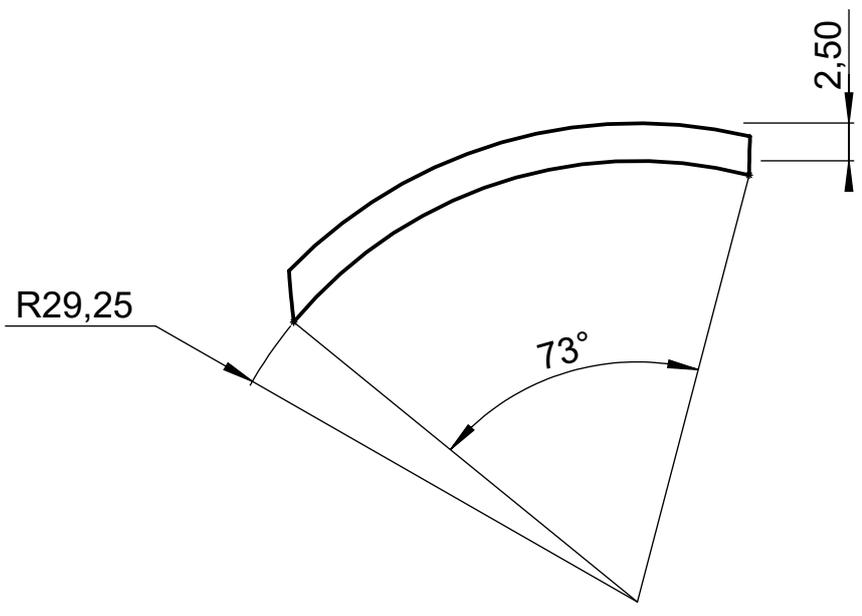
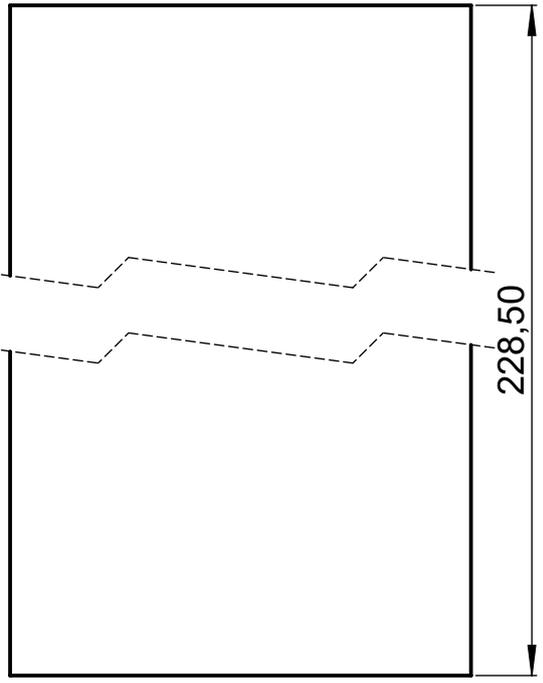
A

B

C

D

E



				Tolerancia	Peso	Material:	
				±1	23.78gr	PLA	
				Fecha	Nombre	Titulo:	Escala:
				Dibujó: 6/04/2019	Lenin Ibañez		
				Revisó: 10/4/2019	Ing. Luis Escobar		
				Aprobó: 10/4/2019	Ing. Luis Escobar	Número de lámina:	Registro:
				U.T.A.			
Edición	Modificación	Nombre	Fecha	INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	

PLA

Álabe

Escala:
1:2

Número de lámina:
10 de 10



U.T.A.
INGENIERÍA MECÁNICA

Edición Modificación Nombre Fecha