

ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO Y PROPUESTA DE REDISEÑO DE UN
PROTOTIPO DE PICOTURBINA MICHELL-BANKI

JUAN DIEGO PELAEZ RESTREPO

UNIVERSIDAD EAFIT
ESCUELA DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDELLÍN
2012

ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO Y PROPUESTA DE REDISEÑO DE UN
PROTOTIPO DE PICOTURBINA MICHELL-BANKI

Juan Diego Peláez Restrepo

Cod: 200510064014

Proyecto de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesora:

Ingeniera Carolina Mira Hernández

ESCUELA DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
UNIVERSIDAD EAFIT
MEDELLÍN
2012

CONTENIDO

	pág.
CONTENIDO	3
LISTA DE IMAGENES	6
LISTA DE TABLAS	8
INTRODUCCIÓN	9
1. ASPECTOS GENERALES	11
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	11
1.2. JUSTIFICACIÓN	11
1.3. OBJETIVOS	12
1.3.1. Objetivo general	12
1.3.2. Objetivos específicos	12
2. ESTADO DEL ARTE	14
2.1. GENERACION HIDROELÉCTRICA	14
2.1.1. Clasificación según el tipo de utilización de agua	14
2.1.2. Clasificación según la altura del salto hidráulico	15
2.1.3. Tipos de generación	15
2.2. TURBINA MICHELL-BANKI	16
2.2.1. Componentes	16
2.2.2. Funcionamiento	18

2.2.3. La turbina Michell-Banki en Colombia	19
2.3. CARACTERÍSTICAS DEL PROTOTIPO DE TURBINA A UTILIZAR	20
2.3.1. Rotor.	22
2.3.2. Inyector y carcasa.	24
3. METODOLOGIA DE DISEÑO Y SISTEMATIZACIÓN	26
3.1. PARÁMETROS GENERALES DE DISEÑO	26
3.1.1. Diseño y cálculos hidráulicos	28
3.1.2. Geometría del rotor	31
3.1.3. Geometría del inyector	33
3.2. CÁLCULOS MECÁNICOS	36
3.2.1. Cálculos del rotor	37
3.2.2. Cálculos del eje	40
3.3. SISTEMATIZACIÓN DE DISEÑO.	42
3.4. NOMENCLATURA	45
4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANALISIS DE RESULTADOS	47
4.1. ELEMENTOS UTILIZADOS EN LAS PRUEBAS.	48
4.1.1. Freno prony.	48
4.2. ADECUACIONES REALIZADAS PARA LA REALIZACIÓN DE LAS PRUEBAS	49
4.3. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS REALIZADAS	51
4.3.1. Medición de la potencia	52
4.3.2. Medición de la velocidad de giro.	52
4.3.3. Medición de presión y caudal	53

4.3.4. Cálculo de las condiciones de operación	55
4.4. RESULTADOS OBTENIDOS	56
5. PROPUESTA DE MEJORAS AL DISEÑO ESTUDIADO	63
5.1. CARCASA	63
5.2. INYECTOR	66
5.3. ROTOR	69
5.4. ESTRUCTURA	70
6. CONCLUSIONES	72
7. RECOMENDACIONES	74
8. BIBLIOGRAFÍA	75

LISTA DE IMAGENES

	pág.
Imagen 1. Componentes de la turbina Michell-Banki	18
Imagen 2. Etapas de funcionamiento de una turbina Michell-Banki.	19
Imagen 3. Centrales en las que se ha utilizado la turbina Michell-Banki.	20
Imagen 4. Partes del prototipo a utilizar	21
Imagen 5. Prototipo de turbina Michell-Banki.	22
Imagen 6. Rotor del prototipo de turbina Michell-Banki	23
Imagen 7. Rotor ensamblado en el prototipo.	24
Imagen 8. Diseño del inyector.	25
Imagen 9. Diagrama de velocidades	29
Imagen 10. Geometría del inyector	35
Imagen 11. Geometría del alabe directriz.	36
Imagen 12. Fuerzas actuantes sobre el álabe del rotor	37
Imagen 13. Dimensiones del álabe del rotor.	38
Imagen 14. Diagrama de fuerzas y momentos en el eje	40
Imagen 15. Laboratorio de hidráulica.	47
Imagen 16. Esquema de freno prony	48
Imagen 17. Freno prony utilizado.	49
Imagen 18. Álabe directriz.	50
Imagen 19. Montaje para pruebas de funcionamiento de la turbina	51
Imagen 20. Freno prony y balanza digital para la medición de potencia.	52
Imagen 21. Medición de las revoluciones de funcionamiento.	53
Imagen 22. Medidor de caudal	54
Imagen 23. Transductor de presión y lectura de la señal de corriente	55

Imagen 24. Variables utilizadas en el cálculo de la potencia	55
Imagen 25. Relación lineal entre el torque y la velocidad angular.	59
Imagen 26. Curvas de eficiencia	60
Imagen 27. Curva de potencia	61
Imagen 28. Imagen de la carcasa	65
Imagen 29. Propuesta de mejora para la carcasa	66
Imagen 30. Inyector de la turbina	67
Imagen 31. Carcasa del inyector modificada	68
Imagen 32. Ensamblaje del inyector modificado	68
Imagen 33. Vista en explosión del rotor	70
Imagen 34. Estructura de la turbina	71

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Clasificación de centrales según la capacidad de generación	15
Tabla 2. Parámetros de la turbina	21
Tabla 3. Rango de aplicación de turbinas hidráulicas.	27
Tabla 4. Dimensiones del perfil del inyector	34
Tabla 5. Datos requeridos para realizar cálculos de diseño	42
Tabla 6. Resultados de diseño.	43
Tabla 7. Datos requeridos para realizar los cálculos	44
Tabla 8. Resultados obtenidos	44
Tabla 9. Valores y resultados obtenidos durante las pruebas	58
Tabla 10. Puntos de mejora de la carcasa	64
Tabla 11. Puntos de mejora del inyector	67
Tabla 12. Puntos de mejora del rotor	69
Tabla 13. Puntos de mejora de la estructura.	70

INTRODUCCIÓN

El desarrollo tecnológico, el uso masivo de la tecnología en todo el mundo, además del acelerado incremento poblacional en algunas regiones del planeta, plantea para la humanidad el reto de suplir sus necesidades energéticas de una manera económica y que sea amigable con el ecosistema en el que habita. En este escenario las fuentes de energía, limpias y renovables, cobran importancia. En el caso de los proyectos hidroeléctricos a pequeña escala el impacto sobre el medio ambiente es bajo, debido a que no se requieren grandes represamientos de agua; por esto son una buena opción para la solución de este problema, el cual para Colombia no es ajeno. Una parte considerable del territorio colombiano es conocido como Zona No Interconectada (ZNI); las cuales son zonas donde no llega el servicio de electricidad a través de la red nacional y este debe generarse directamente en la región.

La turbina de flujo transversal o Michell-Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala. (Soluciones Practicas, 2010). Lo que la hace interesante frente a otras turbinas clásicas es la sencillez de su construcción y, para ciertos rangos de caída y caudal, su costo significativamente menor. (Gomez, Palacio, & Paredes, 2008)

Las principales características de esta máquina son: amplio rango en la velocidad de giro; la independencia entre el diámetro de la turbina y el caudal, es decir, sin importar el tamaño se alcanzan niveles de rendimiento

aceptables. El caudal puede ser modificado gracias a un álabe regulador de caudal. (Intermediate Technology Development Group-Peru, 2008).

Como objetivo de este proyecto se estudió el funcionamiento de una turbina Michell-Banki que se presenta como propuesta para el problema de generación eléctrica en ZNI. Además, se presenta una propuesta de rediseño que logra que la turbina sea de fácil reparación, que cuente con piezas intercambiables y que sean de fácil consecución. Para mantener la competitividad frente a otras fuentes de energía y otro tipo de turbinas, se deben utilizar elementos que en lo posible no tengan costos elevados.

1. ASPECTOS GENERALES

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El problema del presente proyecto es realizar las modificaciones necesarias para el montaje y la prueba en condiciones de laboratorio de un prototipo de turbina Michell-Banki. Además, se diseñan e implementan modificaciones necesarias para un banco de pruebas en el laboratorio de hidráulica de la Universidad EAFIT, que permita estudiar el funcionamiento de la turbina. Lo anterior, permitirá proponer mejoras orientadas a facilitar su operación y mantenimiento. Por otra parte, el estudio del prototipo también permite implementar y sistematizar una metodología para la elección de parámetros de diseño de turbinas Michell- Banki.

1.2. JUSTIFICACIÓN

Considerar nuevas y renovables fuentes de energía puede ser de gran importancia en el actual estado energético del planeta. La energía hidráulica es una alternativa importante dentro de este tipo de fuentes energéticas, siempre y cuando su impacto ambiental sea bajo. Los pequeños aprovechamientos hidráulicos tienen aplicación, principalmente, en contextos rurales. Por lo cual, el montaje, operación y mantenimiento de dichos sistemas debe tener una complejidad baja, ya que es probable que estas acciones sean realizadas por personal con capacitación técnica mínima.

El estudio de métodos de generación y aprovechamiento de energía, así como los elementos necesarios para esto son temas propios de la ingeniería mecánica. El diseño de máquinas hidráulicas requiere de la aplicación de

conocimientos de las ramas de la ciencia e ingeniería en la concepción, diseño, construcción y mantenimiento de este tipo de proyectos.

Este proyecto pretende estudiar el funcionamiento de un prototipo de turbina Michell-Banki, la cual podría ser utilizada en proyectos de generación de energía a baja escala.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general

Evaluar experimentalmente el desempeño de un prototipo de turbina Michell-Banki con el fin de proponer mejoras de diseño orientadas a la facilidad de montaje, operación y mantenimiento.

1.3.2. Objetivos específicos

1. Identificar el principio de funcionamiento de la turbina Michell-Banki, sus principales características y los parámetros determinantes de su desempeño.
2. Diseñar y construir un banco de pruebas para la turbina Michell-Banki en el laboratorio de hidráulica de la Universidad EAFIT.
3. Realizar las adecuaciones requeridas en el prototipo para la implementación de las pruebas de funcionamiento.
4. Realizar pruebas de funcionamiento para el estudio de los parámetros de operación de la turbina Michell-Banki.
5. Proponer mejoras en el diseño del prototipo de turbina Michell-Banki orientadas a facilitar el montaje, operación y mantenimiento.

6. Sistematizar una metodología para la selección de parámetros y diseño de turbinas Michell-Banki de pequeña capacidad.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1. GENERACION HIDROELÉCTRICA

Se le denomina energía hidroeléctrica a la electricidad que se genera utilizando la fuerza del agua que fluye. Ésta se puede transformar a diferentes escalas, desde el aprovechamiento de un río para generar electricidad para un hogar, hasta las grandes centrales hidroeléctricas que abastecen todo un país.

La central hidroeléctrica se puede clasificar de diversas formas: según el tipo de utilización de agua, según la altura de salto y capacidad de generación. Además, existen diferentes formas de generación dependiendo de la potencia a generar. Dependiendo del tipo de central y potencia requerida se escoge la turbina más conveniente. (Delgado, 2007)

2.1.1. Clasificación según el tipo de utilización de agua

Este tipo de clasificación divide las centrales de acuerdo al modo como se suministra el agua a las turbinas. Estas pueden ser de agua fluyente o de embalse.

Las centrales de agua fluyente son aquellas que utilizan parte del caudal de un río para abastecer las turbinas y generar la energía eléctrica, operan de forma continua ya que no tienen la posibilidad de represar el agua, lo cual a su vez disminuye el impacto ambiental causado. Tienen el problema de presentar variación en su capacidad de generación dependiendo del caudal del río.

Las centrales de embalse son el tipo más frecuente de central hidroeléctrica, estas disponen de una represa de agua que permite regular el caudal de agua que pasa por las turbinas, estas tienen la ventaja de poder operarse a una capacidad de generación alta; sin embargo, son más costosas que las de agua fluyente y tienen un gran impacto ambiental.

2.1.2. Clasificación según la altura del salto hidráulico

La clasificación según altura se divide en centrales de baja, media y alta presión. Los de baja presión son saltos inferiores a 20 metros, en donde generalmente se manejan caudales superiores a 300 m³/s por turbina; media presión se refiere a saltos entre 20 y 200 metros y se manejan caudales aproximados de 200m³/s por máquina; por último, los de alta presión son saltos superiores a 200 m con caudales del orden de 20 m³/s por turbina. (Delgado, 2007)

2.1.3. Tipos de generación

Las centrales hidroeléctricas también se clasifican de acuerdo a la capacidad de generación, esta clasificación varía según el país. A continuación, en la Tabla 1 se presenta la clasificación que aplica para Colombia, en donde su capacidad de generación condiciona la forma de participación de cada tipo de central en el mercado de energía.

Tabla 1. Clasificación de centrales según la capacidad de generación

Clasificación	Potencia
Grandes centrales	Más de 100MW
Medianas centrales	20 – 100MW
Pequeñas centrales	1-20MW
Minicentrales	100kW-1MW
Microcentrales	10-100kW
Picocentrales	Hasta 10kW

2.2. TURBINA MICHELL-BANKI

La turbina Michell-Banki es una turbina de acción de flujo transversal y de admisión parcial, que se utiliza generalmente en aquellos proyectos de generación eléctrica donde se utiliza una fuente con caudal y salto medio para satisfacer las necesidades de generación. (OLADE, 1985).

Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción, lo que la convierte en una solución atractiva para utilizar en un proyecto de un aprovechamiento a pequeña escala.

Las características más importantes de la turbina Michell-Banki, según (Perez, Carrocci, Magalhaes, & Romero, 2007) son:

- Tiene un amplio rango de aplicación, estando comprendida entre la turbina Pelton de doble inyector y las Francis rápidas.
- Puede operar en amplios rangos de caudal y altura sin variar apreciablemente su eficiencia.
- Su construcción es sencilla, pudiendo ser fabricada en pequeños talleres.
- Debido a su simplicidad de construcción y funcionamiento, para bajas caídas, es la turbina que presenta los menores costos iniciales así como de operación y mantenimiento.
- Es la turbina que mejor se adapta para ser usada en medios rurales.

A continuación, se explican sus componentes, funcionamiento y algunos datos de su trayectoria y utilización en Colombia.

2.2.1. Componentes

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor.

- El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular - circular. Éste es el que

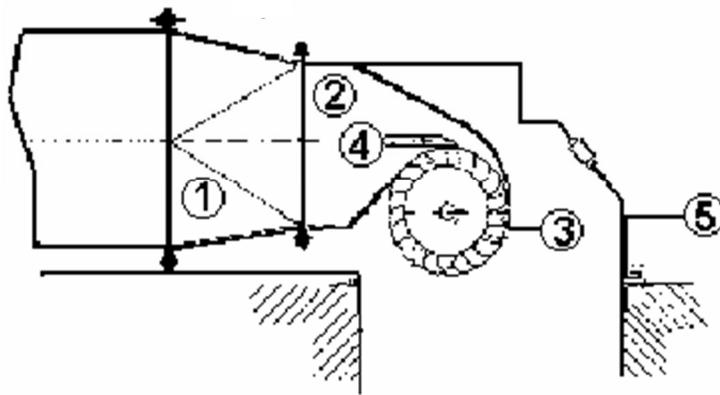
dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que abarca una determinada cantidad de álabes del mismo, y que orienta el agua para que entre al rotor con un ángulo establecido obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía (Soluciones Practicas, 2010).

- El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.
- Otro elemento de esta turbina de flujo cruzado es la válvula de regulación en el inyector, que es la encargada de controlar los caudales al interior de la turbina. Además, se tiene la carcasa que cumple una función estructural y evita las fugas de agua. Un tubo de aspiración se recomienda para pequeños y medianos saltos; a través de éste se desaloja el agua luego de entrar en contacto con los álabes.

La Imagen 1 muestra los elementos principales mencionados que componen la turbina Michell-Banki.

1. Pieza de transición
2. Inyector
3. Rotor
4. Alabe directriz
5. Carcasa

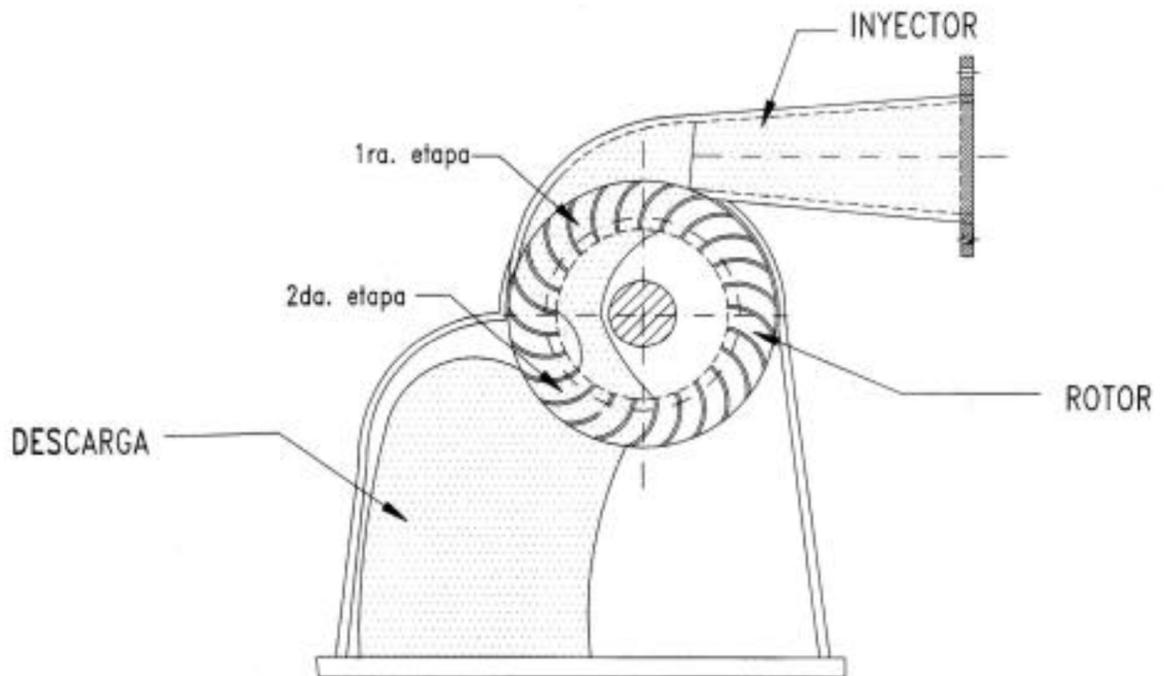
Imagen 1. Componentes de la turbina Michell-Banki



2.2.2. Funcionamiento

El funcionamiento de la turbina Michell-Banki consta de dos etapas, en la primera el agua ingresa a través del inyector en donde se encuentra la válvula reguladora de caudal, mediante la cual se controla la rotación de eje de salida, de acuerdo a la necesidad de generación que se presente. Luego el agua ingresa al rotor por su parte externa en donde entrega parte de su energía. En la segunda etapa el agua realiza un nuevo contacto con el rotor haciendo una última entrega de energía, finalmente el agua abandona la turbina mediante una descarga a presión atmosférica. En la Imagen 2 se indican los componentes principales de la turbina relacionándolos con las dos etapas de funcionamiento.

Imagen 2. Etapas de funcionamiento de una turbina Michell-Banki.



2.2.3. La turbina Michell-Banki en Colombia

La turbina Michell-Banki llegó a Colombia en 1958 con un ejemplar fabricado por Ossberger para generar una potencia de 15.3 kW. Desde ese momento se han encontrado menos de 30 proyectos de mini, micro y pico centrales que utilizan la turbina. En la Imagen 3 se detallan algunos de los proyectos en que se ha utilizado la turbina Michell-Banki.

Imagen 3. Centrales en las que se ha utilizado la turbina Michell-Banki.

Central	Localización	# / Marca	kW	Año
Parroquia Palermo	Palermo, Boyacá	1 Ossberger ^a	15.3	1958
Inza	Inza, Cauca	1 Ossberger ^a	58.9	1963
Plantación Mirapalm	Tumaco, Nariño	1 Ossberger ^a	40.6	1973
Paucedonia	Sierra Nevada, Magdalena	1 Colturbinas ^b	16	1989
Siervo Arias	Sierra Nevada, Magdalena	1 Colturbinas ^b	13	1989
Machosolo	Sierra Nevada, Magdalena	1 Colturbinas ^b	14	1991
La Tagua	La Tagua, Magdalena	1 Colturbinas ^c	10	1991
Caracolí	Caracolí, Guajira	1 Colturbinas ^b	60	1994
López de Micay	López de Micay, Cauca	2 Italianas ^d	300	1995
López de Micay	López de Micay, Cauca	2 Colturbinas ^c	300	1995
La Reforma - Emcali	Cali, Valle	1 Ossberger ^e	169	1996
Alcaldía de San Juan	Caracolí, Guajira	1 Colturbinas ^c	30	2000
Guacamayas	San Vicente del Caguán, Caquetá	1 Alfa I. M. ^f	5	2002
La Uribe	La Uribe, Meta	1 Alfa I.M. ^f	3	2003
Bahía Cupica	Bahía Cupica, Chocó	1 Colturbinas ^c	327	2004
Hacienda Pajonales S.A.	Departamento del Tolima	1 Aprotect ^g	20	Sin dato
Termales de Santa Rosa	Santa Rosa, Risaralda	1 Aprotect ^g	50	2005
Puerto Amor	San Vicente del Caguán, Caquetá	1 Alfa I.M. ^f	3	2005
Vereda Las Juntas	Litoral Pacifico Vallecaucano	1 Aprotect ^g	30	Sin dato
Refugio del Cisne	Parque Natural de los Nevados	1 Aprotect ^g	7.5	Sin dato
El Molino	Resguardo Indígena Paez de Lame	1 Aprotect ^g	10	2000
San Francisco	Resguardo Indígena Paez de San José	1 Aprotect ^g	25	2005

a (Ossberger, Sin fecha); b (Niñez, 1993); c (Colturbinas, 2007); d (Silva, 2008); e (Slogsnat et al., 1996);

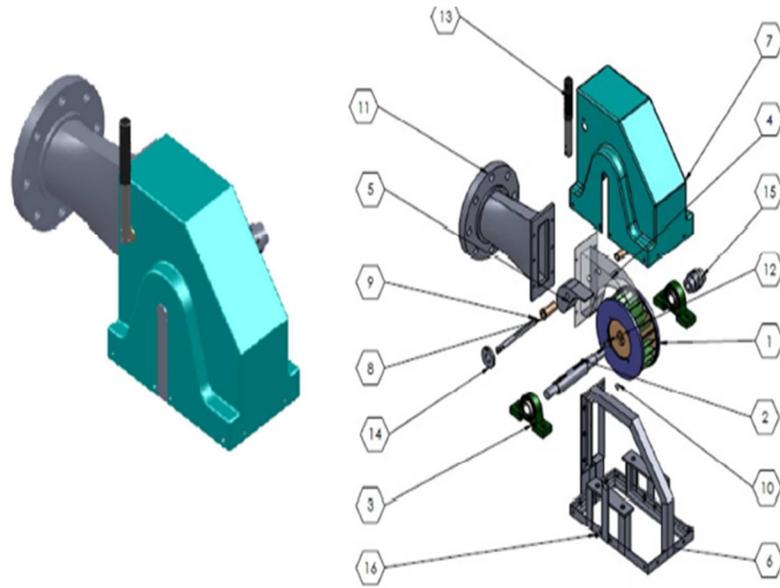
(Gomez, Palacio, & Paredes, 2008)

2.3. CARACTERÍSTICAS DEL PROTOTIPO DE TURBINA A UTILIZAR

Las turbinas constan de dos partes principales, como se mencionó anteriormente, el rotor y el inyector. Adicional a esto está compuesta de partes secundarias como la carcasa, la estructura, entre otros.

La turbina utilizada en este proyecto (Imagen 4) consta de estas partes con leves modificaciones que permiten que la turbina cumpla con los objetivos de bajo costo de fabricación y fácil mantenimiento. A continuación se presentan el detalle de las partes de la turbina con las características generales de cada una. En la Imagen 5 se ilustra el prototipo a utilizar en el proyecto.

Imagen 4. Partes del prototipo a utilizar



25	ARANDELA PLANA 1/8"	3	COMERCIAL
24	TUERCA 1/8"	1	COMERCIAL
23	TORNILLO 1/8"X1"	2	COMERCIAL
22	ARANDELA PLANA 3/8"	2	COMERCIAL
21	TUERCA 3/8"	4	COMERCIAL
20	TORNILLO 3/8"X1 1/4"	4	COMERCIAL
19	ARANDELA PLANA 1/4"	26	COMERCIAL
18	TORNILLO 1/4"X1"	6	COMERCIAL
17	TORNILLO 1/4"X1/2"	20	COMERCIAL
16	TUERCA 1/4"	18	COMERCIAL
15	ACOPLE ARANA L75	1	COMERCIAL
14	GUIA ALABE DIRECTRIZ	1	ACERO 1020
13	PALANCA	1	SEGUN MUESTRA
12	CUÑA 18X9.2X7 MM	2	ACERO 1020
11	TOBERA	1	VER PLANO 34
10	RETENEDOR 0.5 IN	1	COMERCIAL
9	EJE ALABE DIRECTRIZ	1	ACERO 1020
8	BUJE-INYECTOR	2	LATON
7	CARCAZA	1	ACERO 1020
6	MARCO	1	VER PLANO 10
5	ALABE_DIRCTRIZ	1	ACERO 1020
4	INYECTOR	1	LAMINA CAL. 16
3	CHUMACERA 1"	2	COMERCIAL
2	EJE RODETE	1	ACERO 1020
1	ROTOR	1	VER PLANO 3
N.º	NOMBRE	CANT	MATERIAL

(Guerrero & Tapias, 2011)

En la Tabla 2 se presentan los parámetros principales del prototipo de turbina a utilizar.

Tabla 2. Parámetros de la turbina

VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Diámetro ext. rotor	0,1865	m
Diámetro int. rotor	0,1226	m
Ancho del inyector	0,04	m
Potencia al freno	1	kW
Caudal	0,0315	m ³ /s
Cabeza	16.8	m

Imagen 5. Prototipo de turbina Michell-Banki.



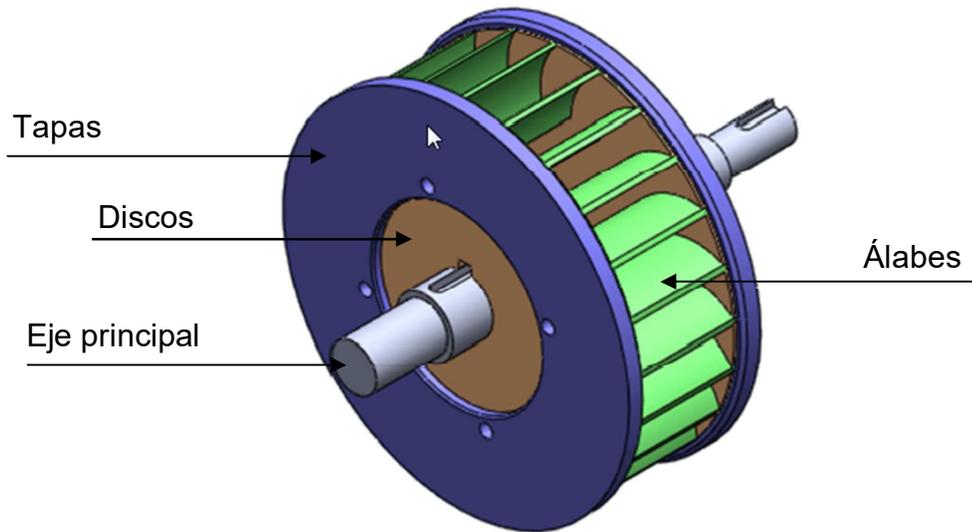
(Guerrero & Tapias, 2011)

2.3.1. Rotor.

El rotor está constituido de tres partes: álabes, discos, tapas y el eje principal, las cuales se muestran en la Imagen 6.

Los álabes cumplen la función de absorber la energía del fluido que pasa a través de la turbina. De su geometría y dimensiones depende en mayor parte la eficiencia y capacidades de la turbomáquina. El material seleccionado para estos es acero AISI 1020,

Imagen 6. Rotor del prototipo de turbina Michell-Banki

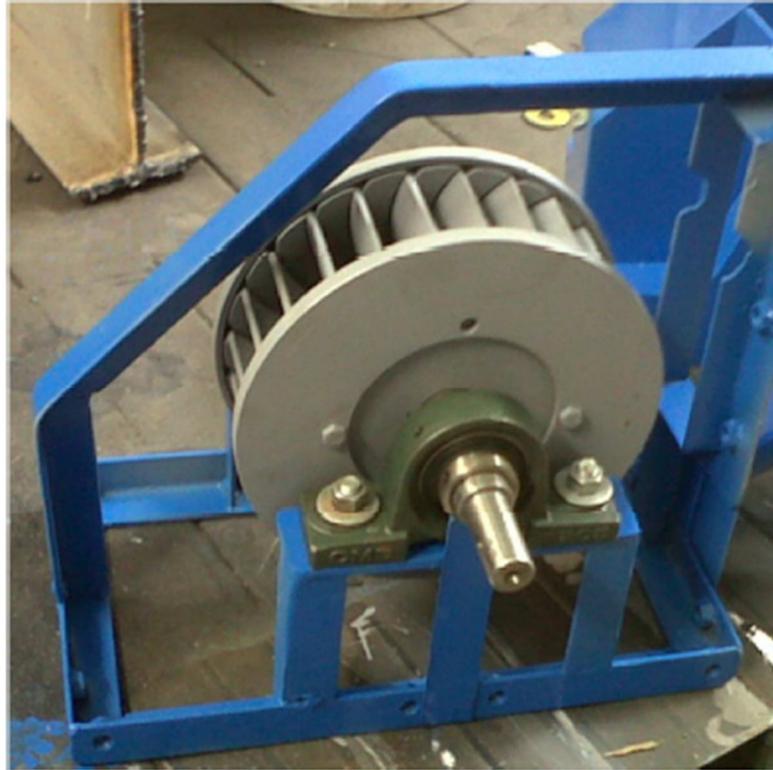


Los discos sostienen los álabes y le dan la posición y transmiten la energía captada hacia el eje. Cada uno tiene 24 ranuras donde se encaja cada álabe. Las uniones entre los álabes y los discos son libres, permitiendo cierta tolerancia en cada ranura. El material seleccionado es acero AISI 1020.

Las tapas tienen el objetivo de restringir el movimiento de los álabes manteniéndolos en posición. Igualmente, se seleccionó el acero AISI 1020 como material para esta pieza. Estas van unidas a los discos mediante tornillos de modo que cada parte del rotor se puede ensamblar y desensamblar fácilmente, permitiendo el recambio o mantenimiento de piezas debido a desgaste o falla.

El eje principal se encarga de transmitir la energía mecánica hacia afuera de la turbina a un sistema de transmisión o directamente a un generador. Este eje se fabrica de un acero AISI 1045. En la Imagen 7 se ilustra el rotor ensamblado a la estructura del prototipo. (Guerrero & Tapias, 2011)

Imagen 7. Rotor ensamblado en el prototipo.

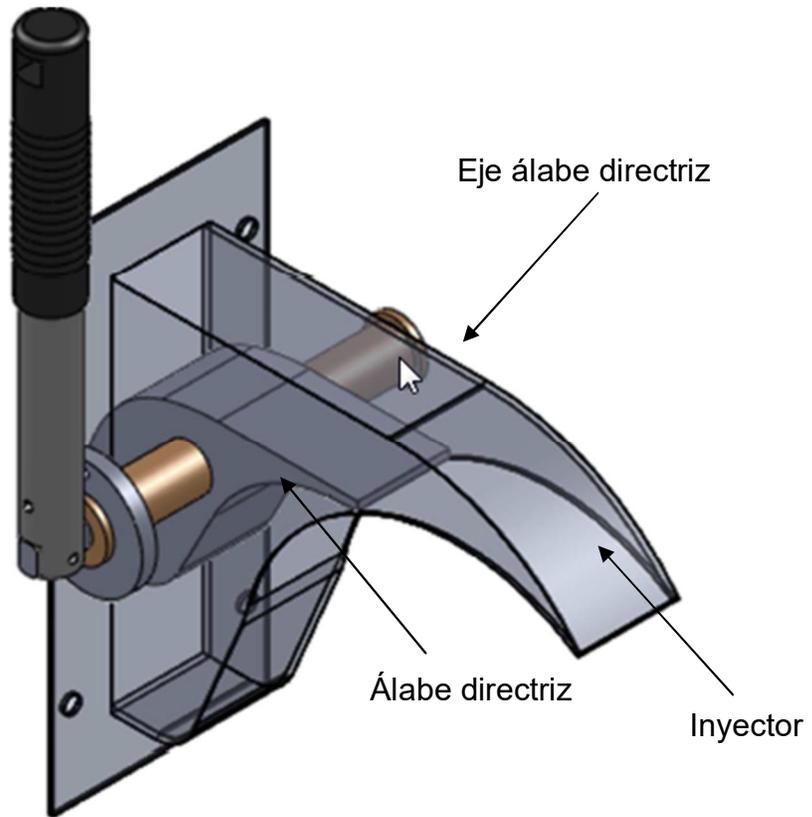


(Guerrero & Tapias, 2011)

2.3.2. Inyector y carcasa.

El inyector y la carcasa se fabricaron a partir de lámina HR calibre 16. El inyector como conjunto tiene tres componentes principales: Inyector, álabe directriz y eje álabe directriz. Adicional a esto consta de un mecanismo secundario que tiene la función de dirigir el álabe. En este caso se tienen, para el mecanismo secundario, bujes palanca y guía. En la Imagen 8 se muestra el diseño del inyector.

Imagen 8. Diseño del inyector.



(Guerrero & Tapias, 2011)

3. METODOLOGIA DE DISEÑO Y SISTEMATIZACIÓN

El modelo de cálculo seleccionado se basa en el “Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas: Diseño, Estandarización y Fabricación de Turbinas Michell-Banki” elaborado por la (OLADE, 1985). Este es un documento que presenta un procedimiento basado en experimentaciones y experiencias con este tipo de turbinas. Además, se elaboró un archivo en el cual a partir de algunos datos específicos se pueden determinar rápidamente las características de la turbina necesaria.

3.1. PARÁMETROS GENERALES DE DISEÑO

El rango de aplicación de la turbina Michell-Banki lo definen los números específicos de revoluciones N_q y N_s , los cuales se obtienen con la Ecuación 1:

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \text{ y } N_s = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

P es la potencia al freno de la turbina en C.V

Q es el caudal máximo de trabajo para la turbina en m³/s

H es el salto hidráulico en metros

N es la velocidad de rotación de la turbina en RPM

En la Tabla 3 se puede observar el rango de aplicación de la turbina Michell-Banki en comparación con los rangos de aplicación de otros tipos de turbina.

Tabla 3. Rango de aplicación 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

(OLADE, 1985)

Para diseñar una turbina Michell-Banki es necesario determinar parámetros como la altura del salto y el caudal. En algunos casos el caudal se determina a partir de un estudio hidrológico, y en otros casos se deduce a partir de la potencia al freno que la turbina debe entregar al generador.

La potencia al freno de la turbina se obtiene con la Ecuación 2:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}} \quad \text{Ecuación 2}$$

Después de determinar la potencia al freno, el caudal de diseño se puede obtener con la Ecuación 3:

$$Q = \frac{P_T}{9.807 * H * \eta_T} \quad \text{Ecuación 3}$$

Otro parámetro que se debe determinar como parte del diseño de la turbina es el número óptimo de revoluciones, que se obtiene con la Ecuación 4:

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

Ecuación 4

3.1.1. Diseño y cálculos hidráulicos

Para determinar las dimensiones generales de los principales componentes de la turbina Michell-Banki, se utilizan los resultados obtenidos de los cálculos hidráulicos realizados.

Los cálculos hidráulicos desarrollados para este tipo de turbinas se obtienen a partir del análisis de los diagramas de velocidad, los cuales describen la forma en que la componente de velocidad del agua ingresa a la turbina y permiten definir la geometría del inyector y del rotor.

- Diagramas de velocidad

La forma típica de un diagrama de velocidades para una turbina Michell-Banki se ilustra en la Imagen 9, para construir este diagrama es necesario aplicar la ecuación de Bernoulli (Ecuación 5) entre la superficie de la reserva de agua y la salida del inyector.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i$$

Ecuación 5

De donde se puede determinar que la velocidad del agua a la salida del inyector (Ecuación 6) es:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \sqrt{2gH}$$

Ecuación 6

De esta ecuación se define el coeficiente de velocidad (K_c) de la turbina al término, como en la Ecuación 7

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad \text{Ecuación 7}$$

De esta forma la velocidad del agua a la salida del inyector queda expresada como en la Ecuación 8

$$C_i = K_c \sqrt{2gH} \quad \text{Ecuación 8}$$

Según la (OLADE, 1985) el coeficiente K_c toma valores entre 0,97 y 0,98.

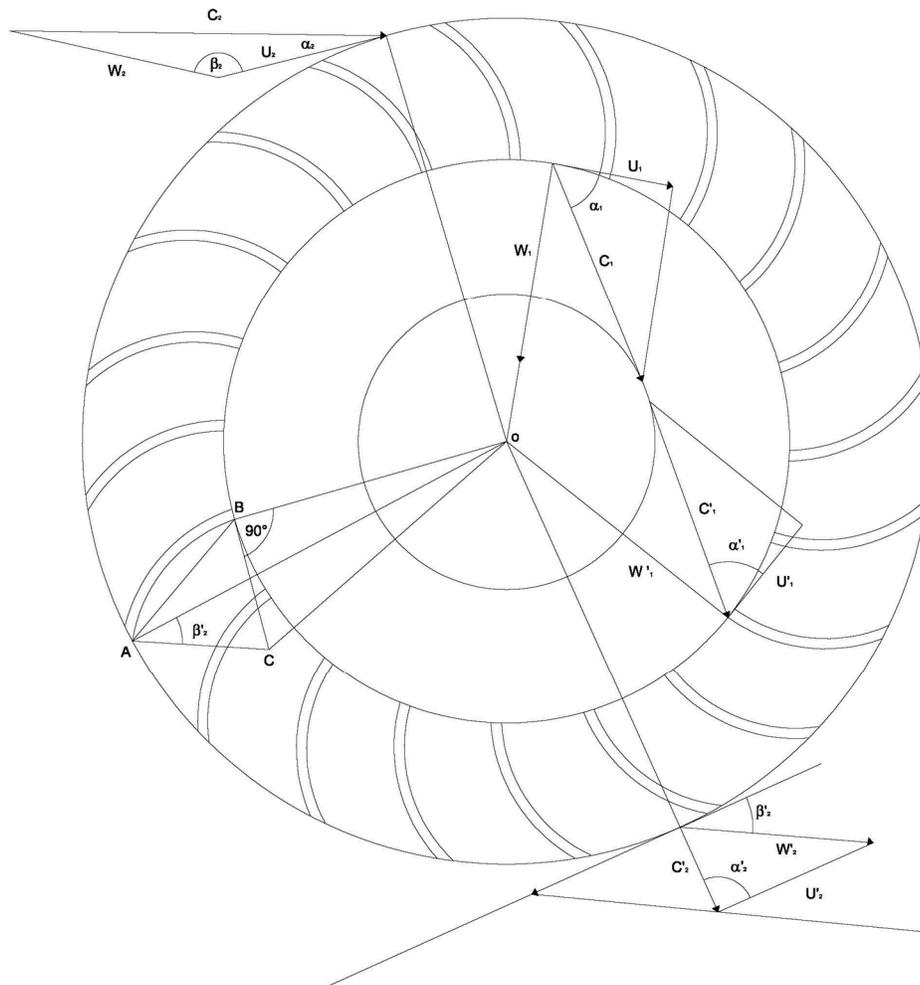
La velocidad del agua a la salida del inyector (C_i) es la misma velocidad con que ingresa el agua al rotor (C_2), el agua ingresa al rotor con un ángulo definido α_2 , este ángulo toma valores alrededor de 16° .

En una turbina Michell-Banki por ser una turbina de acción, la velocidad tangencial se expresa como en la Ecuación 9.

$$U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2 \quad \text{Ecuación 9}$$

En donde K_u se conoce como el coeficiente de velocidad tangencial que en el caso de la turbina Michell-Banki tiene un valor aproximado de 0,5.

Imagen 9. Diagrama de velocidades



(OLADE, 1985)

Con esto, de acuerdo al vector de velocidad de ingreso del agua al rotor, definido en la Imagen 9, podemos calcular la velocidad relativa de acuerdo a la Ecuación 10.

$$W_2 = C_2 \sqrt{1 - K_u(2 - K_u) \cos \alpha_2^2}$$

Ecuación 10

3.1.2. Geometría del rotor

Los elementos geométricos a definir en el rotor son: Los diámetros interno y externo, el radio y ángulo de curvatura de los álabes, el ancho del y el diámetro del eje del rotor.

La diámetros del rotor se determinan con base en los ángulos obtenidos en los diagramas de velocidad descritos en el numeral , de acuerdo a éstos se determina la relación requerida entre el diámetro interno (D_i) y el diámetro externo (D_e), la cual se expresa según la Ecuación 11:

$$\frac{D_i}{D_e} = \sqrt{\frac{(2K_u \cos \alpha_2^2) + \sqrt{1 - 4 \cos \alpha_2^2 (1 - K_u)K_u}}{2K_u^2 \cos \alpha_2^2}} \quad \text{Ecuación 11}$$

Al resolver la Ecuación 11 utilizando valores de K_u de 0,5 y α_2 de 16° considerados en el numeral , puede obtenerse el diámetro interno utilizando la Ecuación 12, partiendo de un diámetro externo asumido o calculado de acuerdo a la velocidad óptima de rotación.

$$D_i = 0,66D_e \quad \text{Ecuación 12}$$

El ángulo de curvatura de los alabes del rotor (θ), en el manual de (OLADE, 1985), está definido en un valor de 73° y el radio de curvatura de los alabes del rotor también se expresan en función del diámetro externo del rotor, como en la Ecuación 13.

$$r = 0,163D_e \quad \text{Ecuación 13}$$

En cuanto al ancho del rotor, Una forma práctica de calcularlo, de acuerdo a (OLADE, 1985), para que no se presenten pérdidas en la interface entre éste y el inyector es considerarlo como un 20% o 40% mayor que el ancho del inyector.

En el dimensionamiento del rotor, también es importante tener presente el arco de admisión, definido por el ángulo $\sphericalangle BOC$ mostrado en la Imagen 10 e Imagen 11, presente en el rotor y en el inyector y que es posible calcular con la expresión mostrada en la Ecuación 14.

$$\sphericalangle BOC = 2 \arctan \left| \frac{\sqrt{1 - K_u(2 - K_u) \cos^2 \alpha_2}}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| K_u \cos \alpha_2} \right| \quad \text{Ecuación 14}$$

Sin embargo, este valor tiene un limitante expresado en la Ecuación 15, con la cual se obtiene el máximo porcentaje de arco de admisión (K_o), cuyo valor aproximado para este tipo de turbinas es de 0,33, utilizando los valores de K_u y α_2 mencionados.

$$K_o = \frac{\sphericalangle BOC}{360^\circ} \quad \text{Ecuación 15}$$

El valor máximo para el diámetro del eje del rotor (d), está condicionado por la trayectoria rectilínea que se espera que siga una partícula de agua para atravesar el rotor hasta el arco de salida, esto se debe a que es necesario asegurar que el eje no interfiera en este recorrido. El valor del diámetro máximo puede expresarse en términos del arco de entrada definido por el $\sphericalangle BOC$, como se muestra en la Ecuación 16.

$$d = D_i \cos \left| \frac{\alpha_{BOC}}{2} \right| \quad \text{Ecuación 16}$$

De acuerdo a los valores límite de α_{BOC} y D_i definidos, se obtiene también un valor límite de d así:

$$d = 0,328D_e$$

3.1.3. Geometría del inyector

Para definir la geometría del inyector se debe tener en cuenta una buena conducción y aceleración del flujo del agua, al igual que una buena orientación en el ingreso al rotor.

Para este proyecto se toma como modelo el inyector diseñado en el manual de la (OLADE, 1985), el cual no sufre cambios cuando se diseña para diferentes cabezas y caudales, la única dimensión que se ve afectada por el salto y el caudal con que se diseña la turbina es el ancho del inyector que se halla a partir de la Ecuación 17.

$$B = \frac{0,96Q}{D_e\sqrt{H}} \quad \text{Ecuación 17}$$

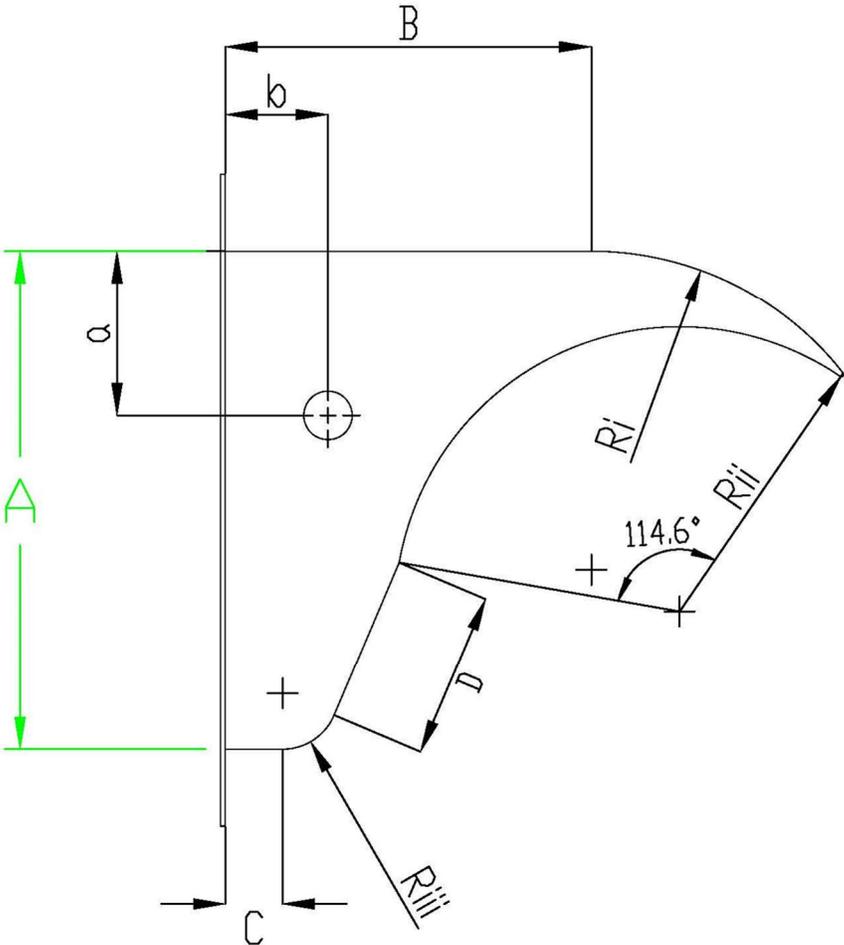
Las demás dimensiones se obtuvieron según el manual de la (OLADE, 1985), éstas se muestran en la Tabla 4, Imagen 10 e Imagen 11, respectivamente.

Tabla 4. Dimensiones del perfil del inyector

Dimensiones del perfil del inyector				
Cota(mm)	Diametro del rotor-De (mm)			
	300	400	500	600
A	261	348	435	522
B	195	260	325	390
C	31	41	52	62
D	102	136	170	204
a	85	113	142	170
b	55	73	92	110
RI	168	224	280	336
RII	151	201	252	302
RIII	28	37	47	56
R1	94	125	157	188
R2	39	52	65	78
R3	31	41	52	62
R4	60	80	100	120
R5	100	133	167	200
R6	70	93	117	140
R7	133	177	222	266
x	35	47	58	70
y	116	155	193	232
P1	51	68	85	102
P2	98	131	163	196
P3	20	27	33	40

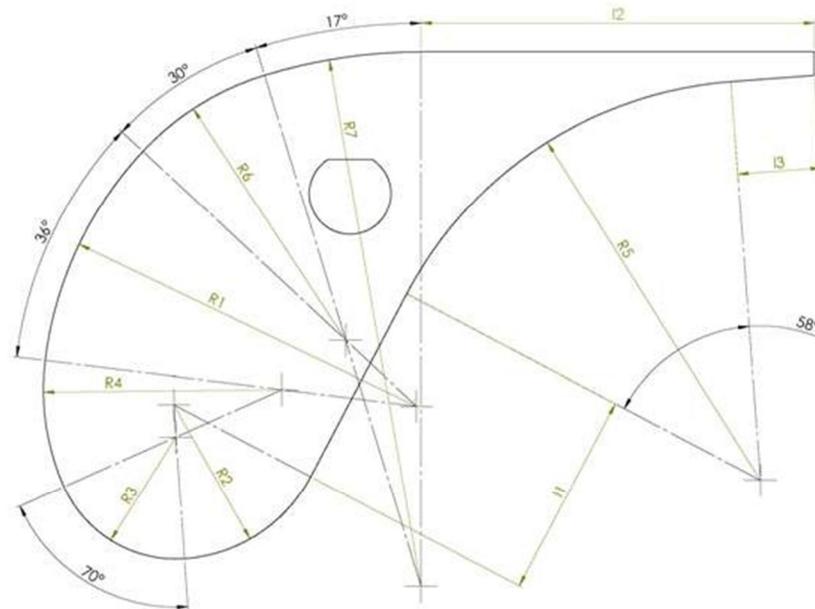
(OLADE, 1985)

Imagen 10. Geometría del inyector



(OLADE, 1985)

Imagen 11. Geometría del alabe directriz.



(OLADE, 1985)

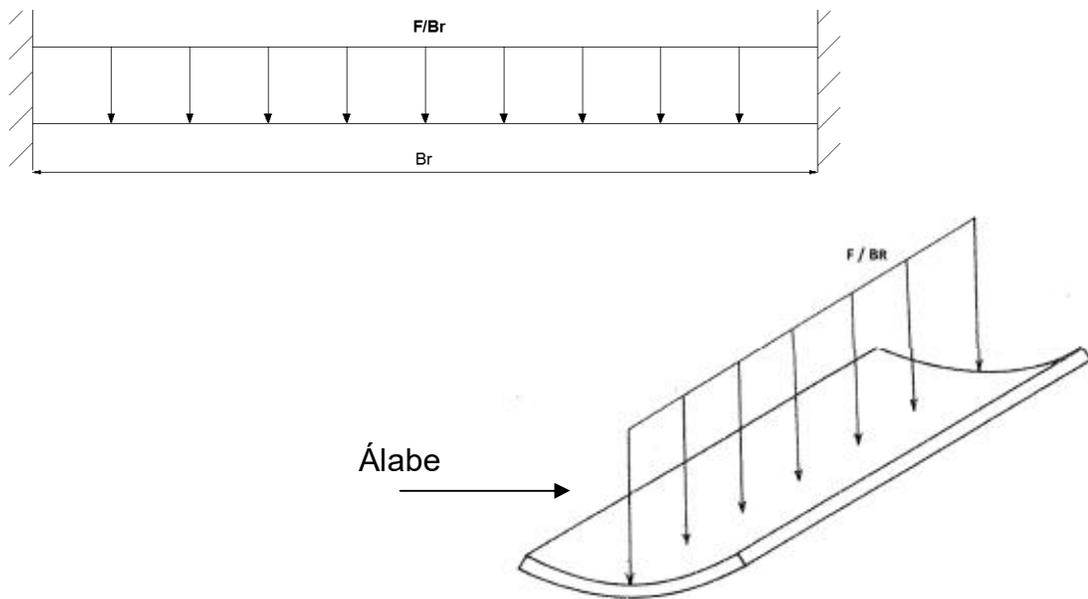
3.2. CÁLCULOS MECÁNICOS

En el diseño de una turbina los cálculos mecánicos se realizan para definir las dimensiones de cada una de sus piezas, y determinar si estas cuentan con las condiciones de soportar los esfuerzos que se presentan en ellas.

3.2.1. Cálculos del rotor

En el rotor, el elemento principal que requiere dimensionarse son los álabes, éstos se calculan como una viga empotrada en sus extremos como se muestra en la Imagen 12, para éstos se asume un espesor, con el cual se hace un chequeo de esfuerzos. En caso de que al chequear los esfuerzos no se cumplan las condiciones requeridas, es necesario asumir un nuevo espesor. La fuerza para la cual se hace el chequeo de esfuerzos es la que actúa en cada alabe en el caso más desfavorable, que se presenta cuando el rotor está frenado y con la turbina en apertura total. La expresión para determinar dicha fuerza se muestra en la Ecuación 18.

Imagen 12. Fuerzas actuantes sobre el álabe del rotor



$$F = \frac{\gamma Q C_2 \cos \theta'}{g_0 K_0 Z}$$

Ecuación 18

Donde,

$$\theta' = \alpha_2 + \theta^\circ \quad \text{Ecuación 19}$$

$$\theta^\circ = \arccos \left| \frac{re^2 + r_3^2 - ri^2}{2re_2r_3} \right| \quad \text{Ecuación 20}$$

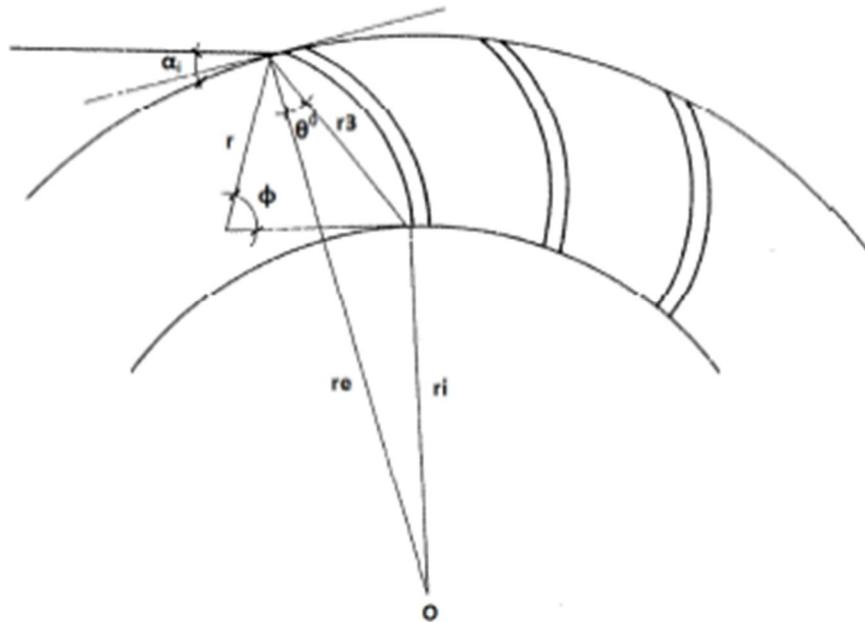
En la Imagen 13 se encuentra la representación gráfica de las variables r_e , r_3 y r_i de la Ecuación 21, Ecuación 22 y Ecuación 23:

$$r_e = D_e/2 \quad \text{Ecuación 21}$$

$$r_i = D_i/2 \quad \text{Ecuación 22}$$

$$r_3 = 2r \sin(\phi/2) \quad \text{Ecuación 23}$$

Imagen 13. Dimensiones del álabe del rotor.



(OLADE, 1985)

La fuerza del agua somete al alabe a un esfuerzo, que se calcula según la Ecuación 24.

$$\sigma_{max} = \frac{FB_r c}{12I_{gx}} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

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

Para determinar el centro de gravedad (Cg) del alabe se tiene que:

$$C_g = \frac{120|(r + e)^3 - r^3|(\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\phi\pi((r + e)^2 - r^2)} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

$$\theta_1 = \frac{180 - \phi}{2}$$
$$\theta_2 = \phi + \theta_1$$

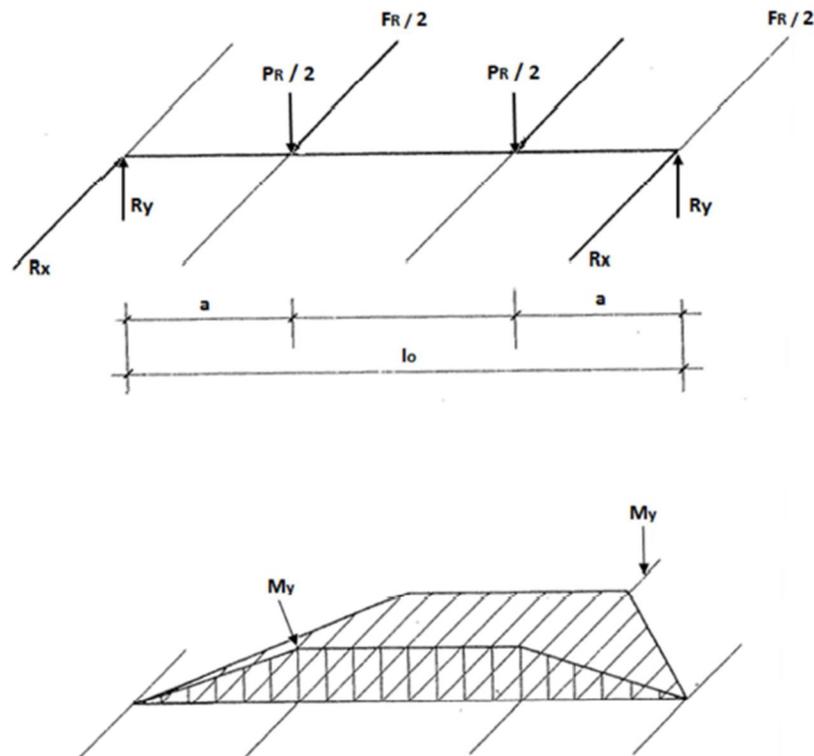
Para fines prácticos y en diseños en los cuales se desee utilizar una geometría de rotor igual a la trabajada en este proyecto, según (OLADE, 1985), se puede hallar la magnitud de la fuerza actuante de acuerdo a la Ecuación 26

$$F = 46.5Q\sqrt{H} \quad \text{Ecuación 26}$$

3.2.2. Cálculos del eje

El eje de la turbina se calcula teniendo en cuenta que la transmisión de potencia de esta será a través de un sistema de transmisión por bandas o engranajes. A partir de esta información se tiene un diagrama típico de fuerzas y momentos como se muestra en la Imagen 14.

Imagen 14. Diagrama de fuerzas y momentos en el eje



(OLADE, 1985)

Para determinar el diámetro mínimo del eje se realiza el cálculo mecánico empleando la fórmula de la ASME con la Ecuación 27.

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M_{max})^2 + (K_t T_{max})^2} \quad \text{Ecuación 27}$$

En la cual K_m es el factor de momento flector para carga estable y tiene un valor de 1.5, y K_t es el factor de momento torsor para carga estable y tiene un valor de 1.0,

El momento flector máximo se calcula según la Ecuación 28.

$$M_{max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad \text{Ecuación 28}$$

Siendo:

$$M_x = \frac{F_r a}{2} \quad \text{Ecuación 29}$$

$$M_y = \frac{P_r a}{2} \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde P_r es el peso total del rotor y F_r es la fuerza tangencial del rotor, que se obtiene de la Ecuación 31.

$$F_r = \frac{1948P_T}{ND_e} \quad \text{Ecuación 31}$$

Finalmente el momento torsor máximo se calcula como en la Ecuación 32.

$$T_{max} = \frac{974P_T}{N} \quad \text{Ecuación 32}$$

El esfuerzo de fluencia S_d depende del material elegido para fabricar el eje de la turbina.

3.3. SISTEMATIZACIÓN DE DISEÑO.

Con el fin de realizar los cálculos de diseño anteriormente mencionados de una manera más ágil y sistemática para diferentes aplicaciones de una turbina Michell-Banki, durante este proyecto se desarrolló un archivo que consta de una hoja de cálculo de Excel®, el cual, al ingresar los datos específicos listados en la Tabla 5, los cuales serán necesarios para cualquier caso de diseño de una turbina de estas características, arroja los valores de diseño descritos en los numerales que se listan en la Tabla 5

En la Tabla 5 y Tabla 6 se muestra además los datos ingresados y resultados obtenidos al utilizar esta hoja de cálculo mencionada para la turbina Michell-Banki utilizada en este proyecto.

Tabla 5. Datos requeridos para realizar cálculos de diseño

VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Potencia del generador (Pg)	1.00E+03	W
Eficiencia del generador (ng)	0.93	
Eficiencia de la transmisión (0.95)	0.95	
Eficiencia de la turbina (0.78)	0.78	
Ángulo de admision del rotor	110	°
Salto (H)	3.5	m
Gamma	9800	N/m3
Constante de velocidad absoluta	0.98	
alpha1	16	°
Esfuerzo de diseño	1.25E+08	Pa

Tabla 6. Resultados de diseño.

VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Potencia al freno (Pt)	1131.86	W
Caudal (Q)	0.0423	m ³ /s
Q/vH	0.0226	
Diámetro de rodete (De)	0.200	m
Diámetro interno del rodete (Di)	0.132	m
Número óptimo de rev (N)	374.166	rpm
Número de álabes	22	
Espesor del álabe	0.005	m
Ancho del inyector	0.120	m
Ancho del rotor	0.156	m
Razón de aspecto	0.781	
Diámetro máximo del eje	0.066	m
Fuerza tangencial sobre el eje	29463.77	N
Pu	8.62	kg/m
Peso de un álabe	0.279	kg
Ángulo del álabe	74.5	°
Peso total del rotor	12.21	N
Mx	2.21	Pa
My	0.92	Pa
Mmax	2.39	Pa
Tmax	2946.38	Pa
Diámetro mínimo del eje del rotor	0.0106	m

De igual forma se utilizó esta herramienta para calcular como aplicación teórica, las dimensiones generales de una turbina Michell-Banki para generar 5000W con una cabeza de 10 m. en la Tabla 7 y Tabla 8 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla 7. Datos requeridos para realizar los cálculos

VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Potencia del generador (Pg)	5.00E+03	W
Eficiencia del generador (ng)	0.93	
Eficiencia de la transmisión (0.95)	0.95	
Eficiencia de la turbina (0.78)	0.78	
Ángulo de admision del rotor	110	°
Salto (H)	10	m
Gamma	9800	N/m3
Constante de velocidad absoluta	0.98	
alpha1	16	°
Esfuerzo de diseño	1.25E+08	Pa

Tabla 8. Resultados obtenidos

VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Potencia al freno (Pt)	5659.31	W
Caudal (Q)	0.0740	m3/s
Q/vH	0.0234	
Diámetro de rodete (De)	0.200	m
Diámetro interno del rodete (Di)	0.132	m
Número óptimo de rev (N)	632.456	rpm
Número de álabes	22	
Espesor del álabe	0.005	m
Ancho del inyector	0.124	m
Ancho del rotor	0.162	m
Razón de aspecto	0.809	
Diámetro máximo del eje	0.066	m
Fuerza tangencial sobre el eje	87155.02	N
Pu	8.62	kg/m
Peso de un álabe	0.288	kg
Ángulo del álabe	74.5	°
Peso total del rotor	12.42	N
Mx	6.54	Pa
My	0.93	Pa
Mmax	6.60	Pa
Tmax	8715.50	Pa
Diámetro mínimo del eje del rotor	0.0152	m

3.4. NOMENCLATURA

A continuación se listan todas las variables con las que se trabajará durante el desarrollo del modelo de cálculo, con su respectiva nomenclatura y significado.

P_T : Potencia al freno de la turbina [kW]

P : Potencia al freno de la turbina [CV]

Q : Caudal máximo de diseño que fluirá por la turbina [m^3/s]

H : Salto neto aprovechable [m]

η_T : Eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga [%]

N : Número de revoluciones óptimas [RPM]

D_e : Diámetro exterior del rodete [m]

P_0 : Presión en la superficie del reservorio

P_i : Presión a la salida del inyector

C_0 : Velocidad de una partícula en la superficie del reservorio [m/s]

C_i : Velocidad de una partícula a la salida del inyector [m/s]

Z_0 : Nivel topográfico en la superficie del reservorio [m]

Z_i : Nivel topográfico a la salida del inyector [m]

γ : Peso específico del agua [N/m^3]

g : Aceleración de la gravedad [m/s^2]

ΔH_t : Pérdida de presión por fricción del agua con las paredes de la tubería [m]

ΔH_i : Pérdida de presión por fricción del agua con las paredes del inyector [m]

K_c : Coeficiente de velocidad del inyector

α_2 : Ángulo de la orientación del agua a la entrada del rodete m/s]

U_2 : Velocidad de una partícula a la entrada del rodete [°]

K_u : Coeficiente de velocidad tangencial

W_2 : Velocidad relativa a la salida del rodete [m/s]

K_f : Coeficiente de velocidad relativa

C'_2 : Velocidad absoluta del agua a la salida del rodete [m/s]
 U'_2 : Velocidad tangencial de una partícula a la salida del rodete [m/s]
 W'_2 : Velocidad relativa a la salida del rodete
 η_h : Eficiencia hidráulica de la turbina [%]
 B : Ancho del inyector [m]
 B_r : Ancho del rodete [m]
 D_i : Diámetro interno del rodete [m]
 r : Radio de curvatura de los álabes del rodete [m]
 \varnothing : Ángulo de la curvatura de los álabes del rodete
 α_{BOC} : Arco máximo de admisión [°]
 K_o : Máximo porcentaje de admisión [%]
 d : Diámetro máximo del eje que atraviesa el motor [m]
 d_i : Diámetro del eje del álabe directriz [m]
 T : Torque máximo requerido para la regulación [kg m]
 S_d : Esfuerzo de diseño del Acero 1045 [MPa]
 S_y : Esfuerzo de fluencia del Acero 1045 [MPa]
 F : Componente de y, de la fuerza del agua sobre cada álabe [kg]
 Z : Número de álabes del rodete
 C_g : Centro de gravedad del álabe [m]
 I_{gx} : Momento de inercia del álabe [m⁴]
 M_{max} : Momento flector máximo sobre el eje [kg m]
 M_x : Componente de x del momento flector [kg m]
 M_y : Componente en y del momento flector [kg m]
 F_r : Fuerza tangencial del rodete [kg]
 P_r : Peso del rodete [kg]
 K_m : Factor del momento flector
 T_{max} : Momento torsor máximo que se presenta en el eje [kg m]
 K_t : Factor del momento torsor

4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANALISIS DE RESULTADOS

Las pruebas de funcionamiento del prototipo fueron realizadas en el laboratorio de hidráulica de la universidad EAFIT mostrado en la Imagen 14, con el fin de estudiar cuantitativamente variables de operación de la turbina, como la potencia al freno entregada, velocidad específica, presión y caudal de funcionamiento.

Imagen 15. Laboratorio de hidráulica.



4.1. ELEMENTOS UTILIZADOS EN LAS PRUEBAS.

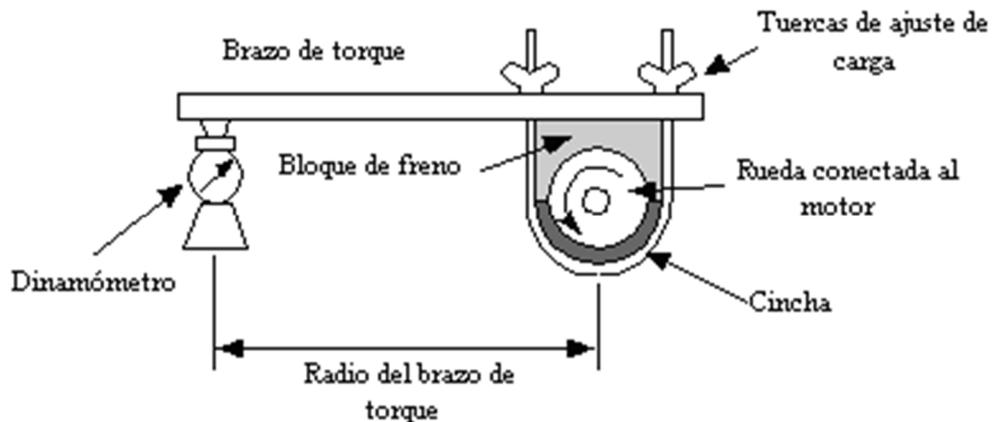
Los elementos utilizados en las pruebas se listan a continuación:

- Prototipo de turbina Michell-Banki
- Freno prony
- Tubería pvc presión de 3 pulgadas de diámetro
- Bomba centrífuga
- Tacómetro
- Balanza digital
- Transductor de presión 0 a 60 psi
- Manómetro 0-100 psi
- Accesorios de pvc

4.1.1. Freno prony.

Es un dispositivo utilizado para medir la potencia mecánica real de un motor o turbina, el freno está compuesto por un brazo, el cual tiene unidos una correa y un dinamómetro en cada uno de sus extremos. La correa sujeta el eje del motor, mientras en el dinamómetro se visualiza la fuerza ejercida por el motor. Un esquema de este dispositivo se puede apreciar en la Imagen 16.

Imagen 16. Esquema de freno prony



Para este proyecto se construyó el freno, utilizando madera y una correa de cuero, con la cual se puede regular la fuerza de sujeción mediante un tornillo, el freno utilizado se puede observar en la Imagen 17.

Imagen 17. Freno prony utilizado.

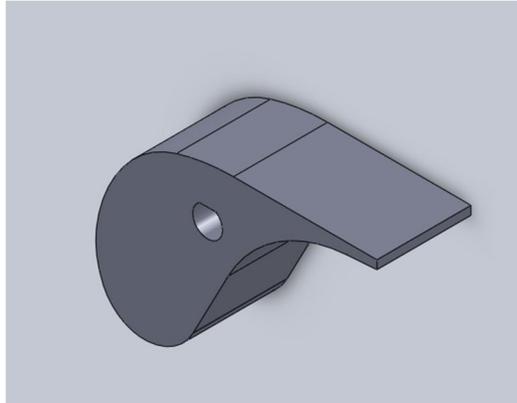


4.2. ADECUACIONES REALIZADAS PARA LA REALIZACIÓN DE LAS PRUEBAS

Durante este proyecto se realizaron algunas adecuaciones básicas al prototipo de una turbina Michell-Banki previamente desarrollada por el grupo de investigación IEXS de las Universidad EAFIT, con el fin de ajustarlo a su diseño original y poder realizar las pruebas de funcionamiento.

Estas adecuaciones se orientaron a adecuar piezas complementarias del diseño original, como lo son: el álabe directriz ilustrado en la Imagen 18, la elaboración de empaques y ajustes en el prototipo para corregir fugas de agua durante las pruebas, construcción y consecución de accesorios para el banco de pruebas.

Imagen 18. Álabe directriz.



El banco de pruebas para estudiar el prototipo de turbina consiste en un montaje en tubería de diámetro de 3 pulgadas, conectado al anillo hidráulico del laboratorio, mediante el cual se hace circular el agua suministrada por la bomba centrífuga mencionada, para simular el salto hidráulico, finalmente el agua es dirigida a través del prototipo de turbina, la cual descarga en un tanque.

Con las pruebas realizadas se pretende visualizar el proceso de transformación de la energía, determinar algunas curvas de funcionamiento de la turbina y estudiar el desempeño de la turbina.

En la Imagen 19 se muestra el montaje descrito, construido para realizar las pruebas de funcionamiento de la turbina.

Imagen 19. Montaje para pruebas de funcionamiento de la turbina



4.3. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS REALIZADAS

Las pruebas realizadas tienen el objetivo estudiar el funcionamiento del prototipo de turbina Michell-Banki, para esto se miden las condiciones de entrada del agua a la turbina con el fin de determinar la energía disponible en el fluido.

4.3.1. Medición de la potencia

En el extremo del eje del rotor se acopla el freno prony el cual a su vez tendrá el brazo apoyado en una báscula digital como se muestra en la Imagen 20,

Imagen 20. Freno prony y balanza digital para la medición de potencia.



Así cuando la turbina gira, en la báscula se puede visualizar la fuerza ejercida por el freno, con estos datos y midiendo las revoluciones de funcionamiento de la turbina por medio de un tacómetro, se puede calcular la potencia entregada del prototipo de turbina.

4.3.2. Medición de la velocidad de giro.

La medición de las revoluciones se hace pegando un pequeño pedazo de cinta o material brillante al eje de la turbina y mientras ésta esté en

funcionamiento, se debe sostener el tacómetro apuntando al eje en movimiento para obtener un resultado confiable. En la Imagen 21 se aprecian los elementos utilizados para medir las revoluciones de funcionamiento de la turbina.

Imagen 21. Medición de las revoluciones de funcionamiento.



4.3.3. Medición de presión y caudal

Simultáneamente se hace fluir el agua a través de la turbina en diferentes condiciones de entrada, las cuales se pueden medir mediante un medidor de caudal mostrado en Imagen 22 y un transductor de presión mostrado en la Imagen 23, este transductor entrega una señal de corriente la cual varía entre 4 y 20 mA, dependiendo del valor de presión medido.

Imagen 22. Medidor de caudal



El transductor tiene la capacidad de medir desde 0 a 60 psi. De esta forma cuando en el multímetro se lee 4 mA la presión es de 0 psi, y cuando el multímetro entrega una lectura de 20 mA la presión es de 60 psi

Imagen 23. Transductor de presión y lectura de la señal de corriente

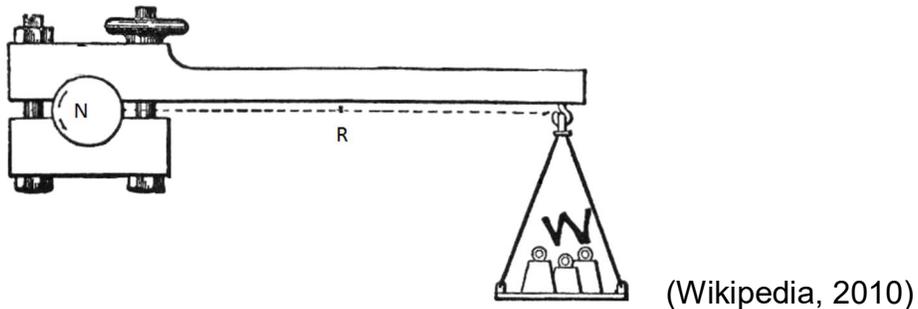


4.3.4. Cálculo de las condiciones de operación

Para cada condición se regulan las revoluciones de trabajo con la ayuda del freno prony, y en cada uno de los momentos de operación se calcula la potencia entregada por la turbina con la Ecuación 33. Las variables utilizadas en esta ecuación se pueden visualizar en la Imagen 24

$$P_T = 2\pi rWN \quad \text{Ecuación 33}$$

Imagen 24. Variables utilizadas en el cálculo de la potencia



Al conocer las condiciones de entrada del agua, es posible calcular la potencia hidráulica que está entrando en la turbina, utilizando la Ecuación 34:

$$P_H = QH \quad \text{Ecuación 34}$$

Para finalmente, después de conocer la potencia a la entrada y a la salida de la turbina, calcular la eficiencia de la turbina utilizando la Ecuación 35:

$$\eta_T = \frac{P_T}{P_H} 100 \quad \text{Ecuación 35}$$

4.4. RESULTADOS OBTENIDOS

Las pruebas realizadas a la turbina se dividen en 3 grupos, diferenciados por el valor del caudal utilizado durante el desarrollo de la prueba. Como se mencionó anteriormente, en cada prueba se registran: el caudal, la presión a la entrada, la velocidad de rotación y el torque.

En la Tabla 9, se presentan los valores registrados durante las pruebas, así como los cálculos realizados con estos valores.

Al analizar los datos obtenidos experimentalmente se puede determinar que existe una relación lineal entre el torque y la velocidad de giro de la turbina para cada condición de caudal constante, como se puede observar en la Imagen 25. Haciendo un ajuste lineal se pueden encontrar los valores de pendiente e intercepto para cada caso. Con esta información se pueden obtener curvas ajustadas para la potencia y la eficiencia.

Con los resultados obtenidos se construye una aproximación de las curvas de funcionamiento de la turbina en las cuales se puede observar la variación de su eficiencia, respecto a las revoluciones de funcionamiento, para un caudal de trabajo constante.

Además de las curvas de eficiencias, también se presentan las curvas de potencia, en las cuales se puede observar la variación de la potencia respecto a la velocidad de rotación de la turbina, con un caudal de trabajo constante. Los resultados experimentales obtenidos indican que al acercarse el punto de operación de la turbina a las condiciones para las que fue diseñada la salida de potencia y la eficiencia aumentan.

Las curvas de eficiencia obtenidas se pueden observar en la Imagen 26. Curvas de eficiencia. Las curvas de potencia obtenidas se pueden observar en la Imagen 27. Curva de potencia.

Tabla 9. Valores y resultados obtenidos durante las pruebas

Q(l/s)	kg	Torque	RPM	Omega (rad/s)	mA	P(psi)	H promedio(m)	Pot. Mecanica(w)	Pot. Hidraulica(w)	Eficiencia
11.50	0.22	1.29	720.00	75.40	5.55	5.81	4.06	97.54	457.76	21.3%
11.50	0.45	2.65	600.00	62.83	5.53	5.72	4.06	166.25	457.76	36.3%
11.50	0.65	3.82	570.00	59.69	5.54	5.77	4.06	227.79	457.76	49.8%
11.50	0.73	4.29	510.00	53.41	5.50	5.63	4.06	229.24	457.76	50.1%
11.50	0.87	5.12	370.00	38.75	5.54	5.79	4.06	198.21	457.76	43.3%
11.50	1.03	6.06	300.00	31.42	5.57	5.88	4.06	190.27	457.76	41.6%
11.50	0.75	4.41	450.00	47.12	5.56	5.83	4.06	207.82	457.76	45.4%
9.00	0.03	0.19	640.00	67.02	5.00	3.75	2.66	13.00	234.22	5.6%
9.00	0.16	0.94	540.00	56.55	5.00	3.75	2.66	53.20	234.22	22.7%
9.00	0.17	1.00	530.00	55.50	5.00	3.74	2.66	55.48	234.22	23.7%
9.00	0.11	0.62	550.00	57.60	5.01	3.77	2.66	35.90	234.22	15.3%
9.00	0.70	4.12	99.00	10.37	5.02	3.83	2.66	42.67	234.22	18.2%
9.00	0.82	4.82	0.00	0.00	5.02	3.81	2.66	0.00	234.22	0.0%
9.00	0.40	2.35	410.00	42.94	5.01	3.77	2.66	100.98	234.22	43.1%
9.00	0.27	1.59	480.00	50.27	5.00	3.75	2.66	79.80	234.22	34.1%
9.00	0.44	2.59	370.00	38.75	5.01	3.78	2.66	100.24	234.22	42.8%
6.00	0.11	0.65	370.00	38.75	4.45	1.69	1.23	25.06	72.17	34.7%
6.00	0.34	2.00	0.00	0.00	4.48	1.79	1.23	0.00	72.17	0.0%
6.00	0.22	1.29	170.00	17.80	4.46	1.72	1.23	23.03	72.17	31.9%
6.00	0.04	0.24	380.00	39.79	4.48	1.80	1.23	9.36	72.17	13.0%
6.00	0.10	0.56	286.00	29.95	4.48	1.78	1.23	16.73	72.17	23.2%
6.00	0.15	0.88	220.00	23.04	4.44	1.66	1.23	20.32	72.17	28.2%
6.00	0.28	1.65	150.00	15.71	4.47	1.78	1.23	25.86	72.17	35.8%

Imagen 25. Relación lineal entre el torque y la velocidad angular.

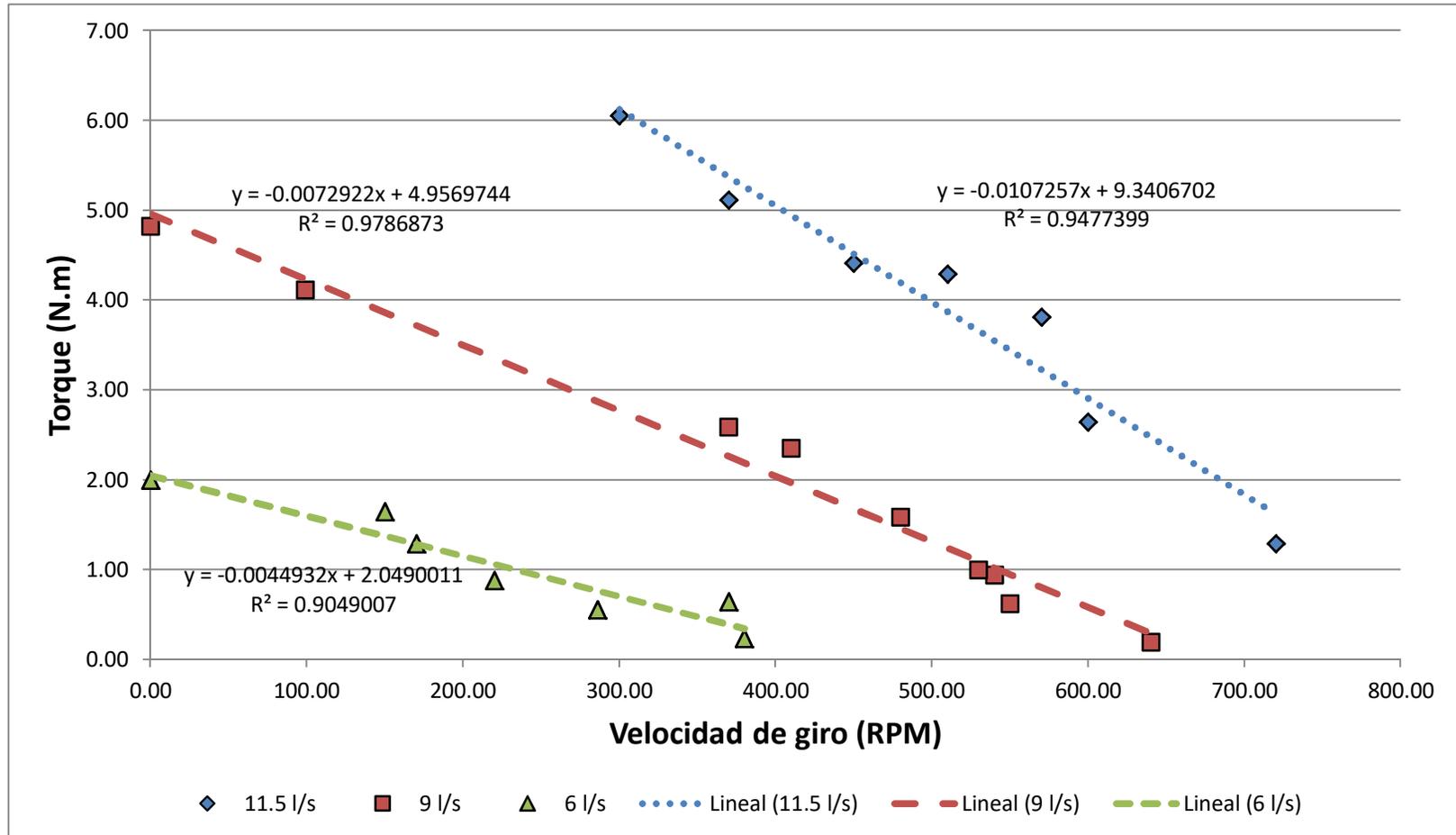


Imagen 26. Curvas de eficiencia

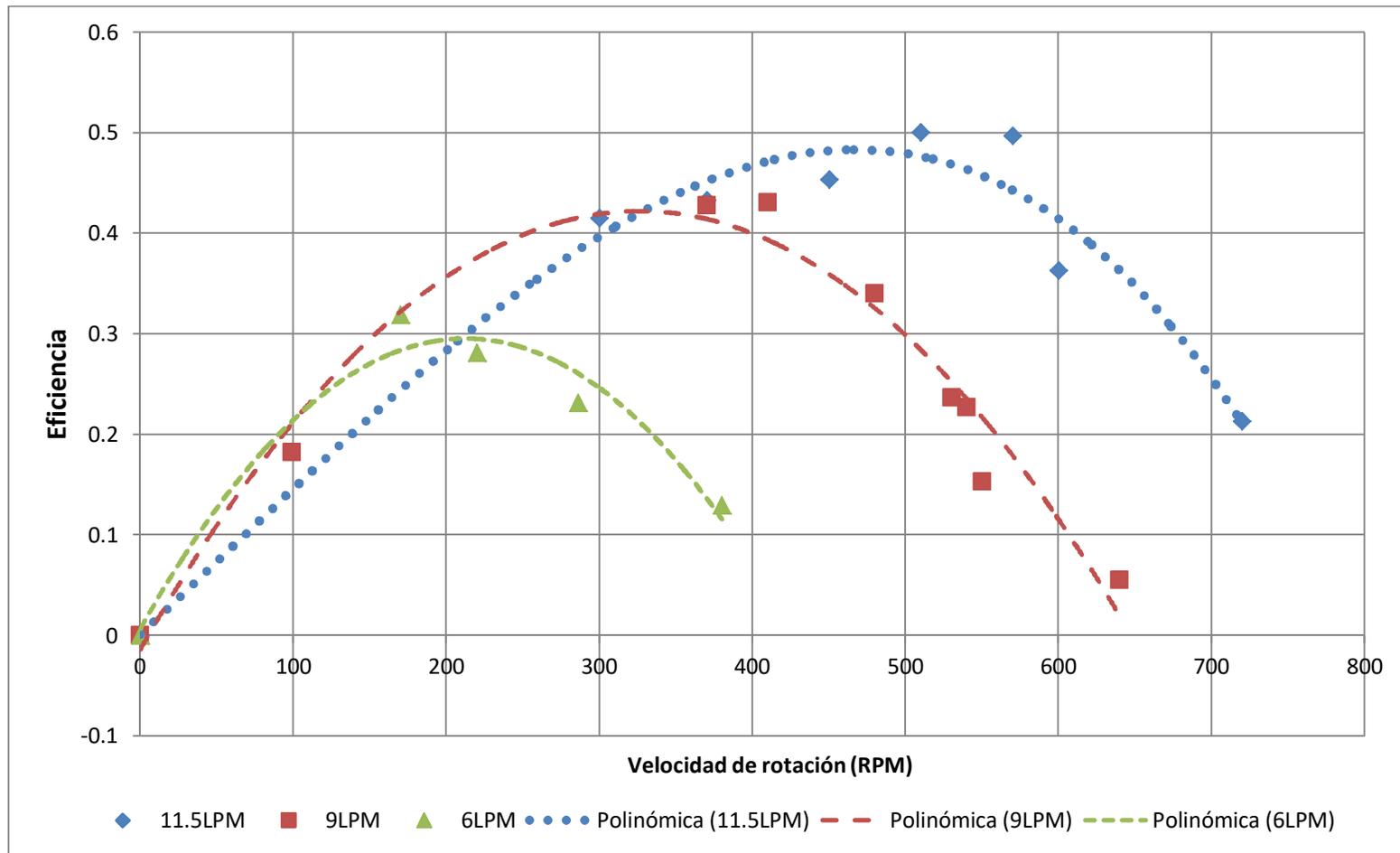
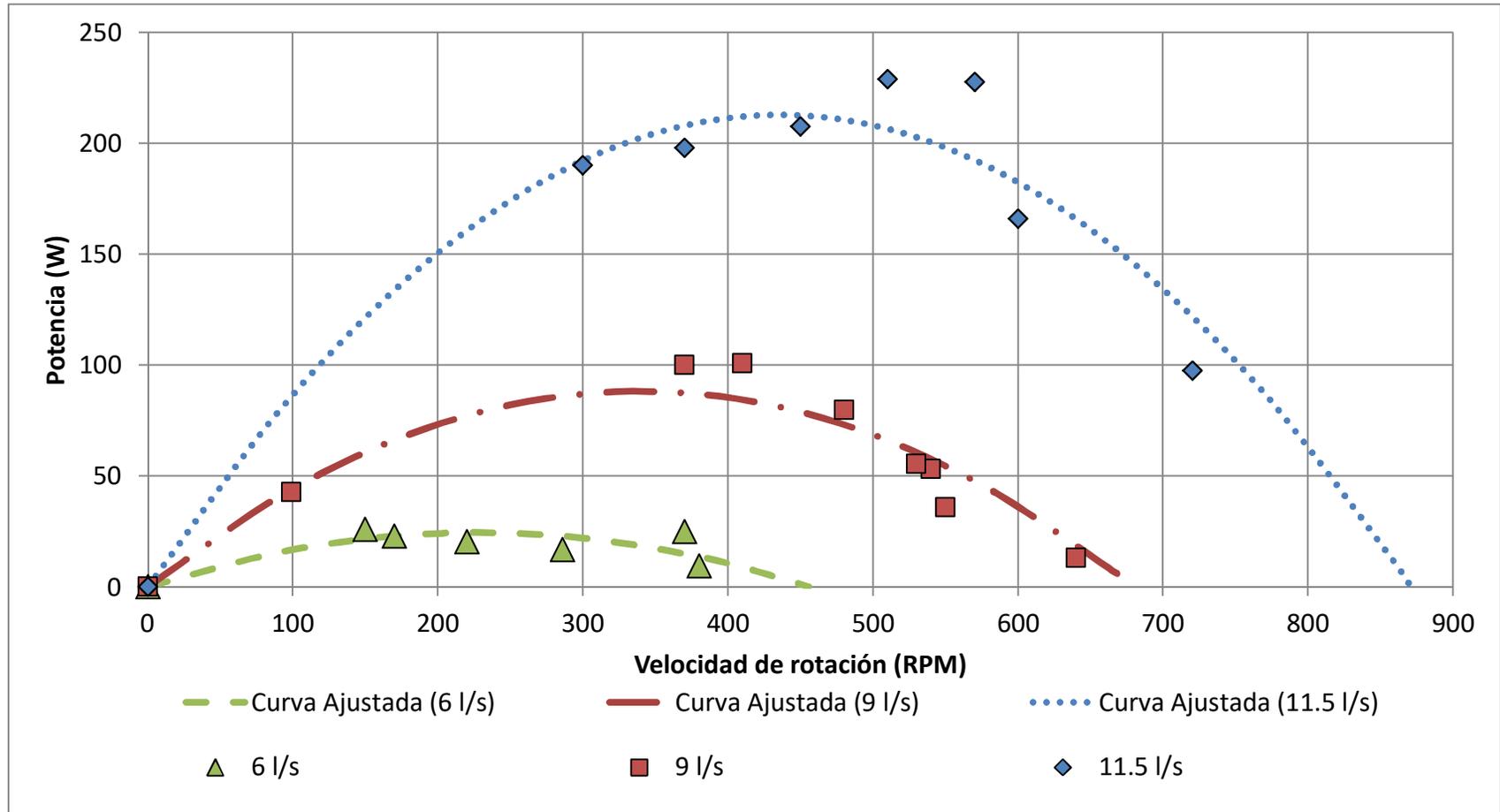


Imagen 27. Curva de potencia



Al observar los resultados y las gráficas obtenidas, se puede notar que la mayor eficiencia obtenidas durante las pruebas se presenta con un caudal de 11,5 l/s y una velocidad de rotación 510 RPM, logrando así una eficiencia de 50.1%. En estas mismas condiciones se obtiene la mayor salida de potencia mecánica que es de 229,24 W.

Al comparar los resultados obtenidos con los cálculos originales del prototipo de turbina, podemos ver que son inferiores a los esperados, ya que de acuerdo con los cálculos la turbina debe entregar una potencia de 1000W con una eficiencia de 78%.

Esta diferencia entre los datos esperados y los resultados obtenidos, puede ser consecuencia del banco de pruebas utilizado, ya que este no permite probar la turbina en el punto de operación diseñado de 30.1 l/s y 800 RPM.

El número de velocidad específica N_q obtenido para las condiciones de operación alcanzadas en las pruebas es de 6 el cual está por fuera de los rangos de aplicación de la turbina Michell- Banki, esta puede ser otra razón para que en las pruebas no se alcanzaran los resultados esperados.

5. PROPUESTA DE MEJORAS AL DISEÑO ESTUDIADO

Durante este proyecto se observaron diferentes oportunidades de mejora al prototipo de turbina Michell-Banki, orientadas a la facilidad de montaje, operación y mantenimiento, en este capítulo se exponen estas propuestas y la metodología con que se estudiaron.

En este capítulo se exponen las propuestas de rediseño dividiendo el prototipo de turbina en subcomponentes, y se presentan para cada uno de estos.

5.1. CARCASA

La carcasa actual, compuesta por una sola pieza, presenta deficiencias durante las rutinas de montaje, operación y mantenimiento. El primer punto a destacar es el peso del material que la constituye, el cual, para la forma de la carcasa actual, es alto, de forma que el ensamblaje puede tornarse difícil y aparatoso, además de acabar la turbina totalmente cubierta por la carcasa, haciendo notar otro punto más a destacar, y es lo complejo de la inspección y monitoreo del funcionamiento de la turbina durante su operación normal. Lograr monitorear e inspeccionar la turbina durante su operación es una actividad interesante y sumamente útil, teniendo en cuenta que ésta es una máquina especialmente construida para evaluar el comportamiento de este tipo de turbinas en un laboratorio.

Adicional a los dos puntos mencionados anteriormente, puede considerarse uno más relacionado con la etapa de mantenimiento de la turbina, ésta deficiencia se encuentra fuertemente ligada a las dos anteriores respecto a lo

aparatoso y dificultoso que se convierte esta actividad con la forma actual de la carcasa, la cual, al cubrir con su estructura los rodamientos del eje de la turbina hace que se requiera desmontar la carcasa completa para cambiar cualquier elemento de la turbina.

En resumen, todas las dificultades resaltadas, relacionadas con las características de la carcasa actual, pueden asociarse principalmente a su forma y una menor proporción a su peso. Para mejorar esto se propone una solución útil y sencilla: construir una carcasa de un material más liviano, de varias piezas y con una geometría más simple, que no cubra elementos que sea necesario remplazar en caso de algún fallo o sea interesante inspeccionar durante la operación. Adicionalmente, es ideal que la nueva geometría propuesta represente mayor facilidad de fabricación que permita construir la carcasa en un taller con herramientas básicas y al tener varias piezas sea más fácil de armar y desarmar.

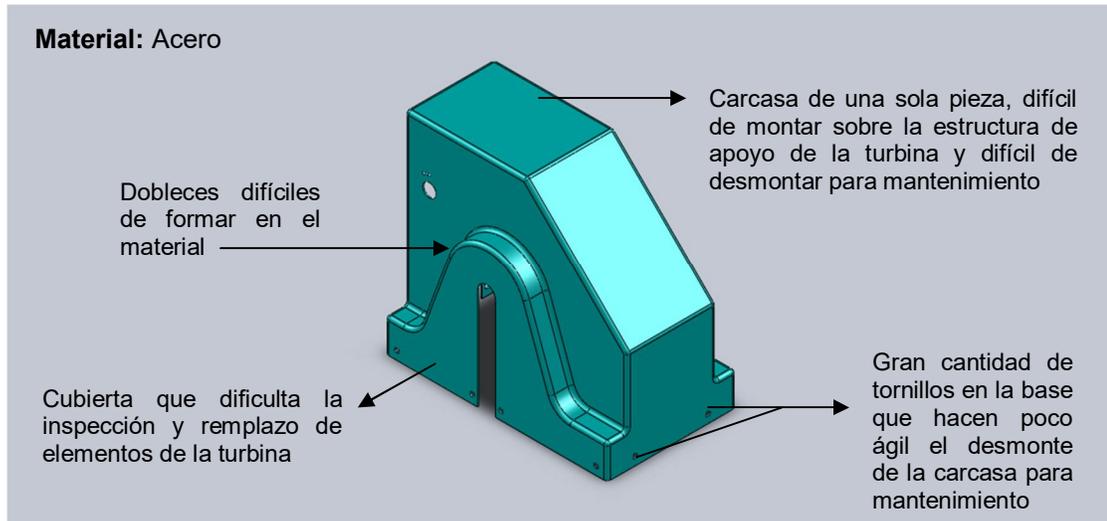
En la Tabla 10 se presenta un resumen de los puntos de mejora descritos anteriormente.

Tabla 10. Puntos de mejora de la carcasa

PUNTOS DE MEJORA	RUTINAS INTERVENIDAS	CARACTERÍSTICAS
Geometría más sencilla	Producción Mantenimiento Operación	<ul style="list-style-type: none"> • Elementos importantes de la turbina de fácil alcance para el operario • Facilidad de elaboración de la carcasa
Material	Montaje Operación	<ul style="list-style-type: none"> • Facilidad de elaboración, ensamblaje y operación de la turbina.

En la Imagen 28 se observa la carcasa del prototipo estudiado, en la cual se resaltan algunas de las dificultades encontradas.

Imagen 28. Imagen de la carcasa

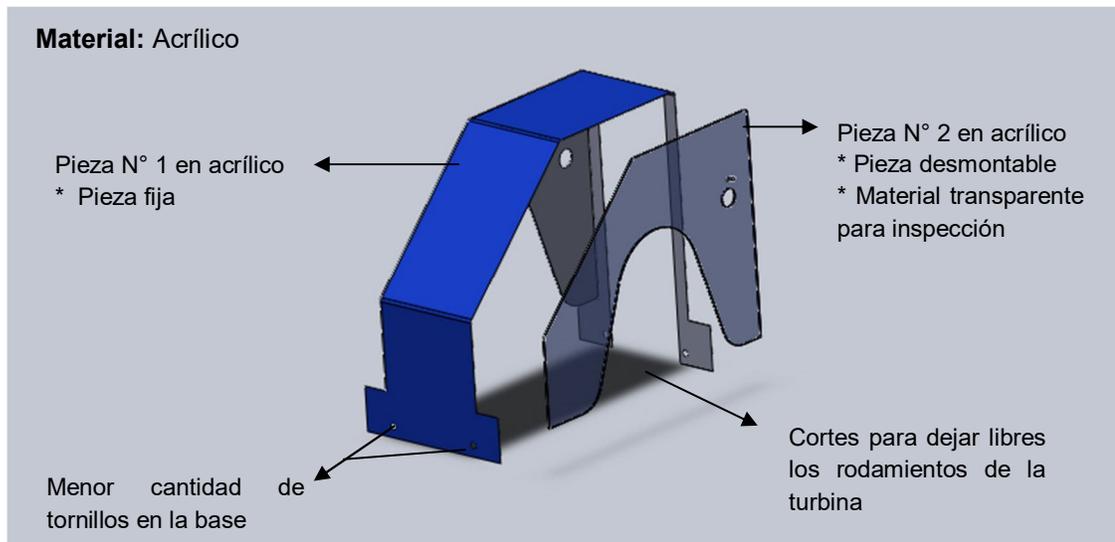


Una alternativa propuesta para una carcasa en donde se mejoren las deficiencias resaltadas de la carcasa anterior, cuenta con dos piezas diferentes, ambas cortadas de tal forma que los rodamientos de la turbina queden expuestos. Estas piezas están hechas de acrílico, que es un material más liviano y que permite observar a través de la carcasa el funcionamiento de las piezas internas de la turbina. Una de las piezas de acrílico es desmontable, lo cual permite ensamblar los componentes internos, como el inyector y el rotor, sin desmontar la carcasa completa y tener acceso a ellos posteriormente, permitiendo también desarmar o reemplazar alguno de sus elementos (incluyendo los rodamientos) fácil y rápidamente, en caso de ser necesario.

Esta alternativa presenta una ventaja adicional a las mencionadas y es que, por su geometría, hace posible que la cantidad de material utilizado para su elaboración sea menor al requerido en la carcasa actual.

En la Imagen 29 se ilustra la alternativa descrita, además de señalarse algunos de sus componentes principales.

Imagen 29. Propuesta de mejora para la carcasa



5.2. INYECTOR

El inyector junto con el rotor son las dos piezas principales de la turbina y las que finalmente determinan la eficiencia de ésta. La función principal del inyector es guiar el flujo de agua al interior de la turbina, por eso su diseño debe garantizar una buena aceleración y una velocidad uniforme a la salida, para así lograr la mayor transformación de energía potencial en energía cinética. La diferencia fundamental que se plantea en este proyecto está orientada en la forma de ensamblarse, ya que para montar o desmontar el álabe directriz es necesario desensamblar todo el inyector, además se dificulta ubicar el eje del álabe directriz, ya que no hay un acceso fácil a éste

después que esté ubicado dentro del inyector y que permita hacer coincidir el chavetero del alabe con la chaveta del eje.

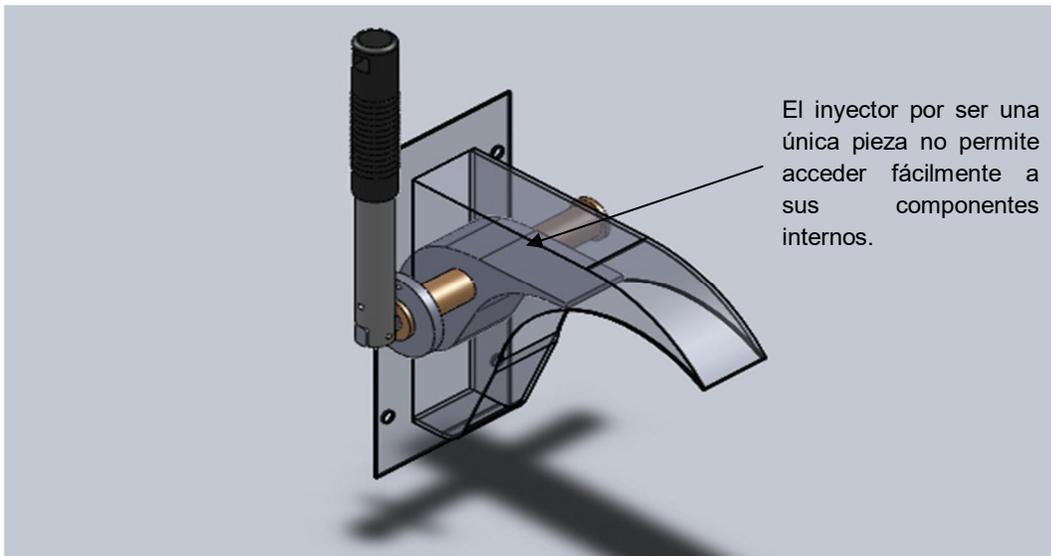
En la Tabla 11 se listan las posibilidades de mejora del inyector.

Tabla 11. Puntos de mejora del inyector

PUNTOS DE MEJORA	RUTINAS INTERVENIDAS	CARACTERÍSTICAS
Cambio en la forma de ensamblar	Producción Mantenimiento Operación	<ul style="list-style-type: none">• Elementos importantes de la turbina de fácil alcance para el operario

El inyector se puede observar en la Imagen 30

Imagen 30. Inyector de la turbina



Como propuesta de mejora se sugiere construir el inyector, con uno de sus laterales desmontables y así poder hacer el ensamblaje de sus componentes internos de una forma más sencilla. En la Imagen 31 y la Imagen 32 se puede observar un detalle de la propuesta de mejora.

Imagen 31. Carcasa del inyector modificada

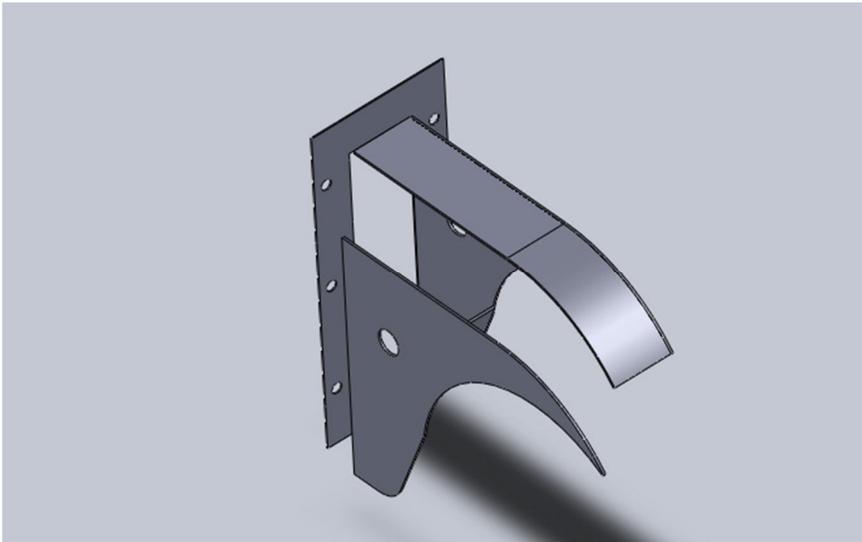
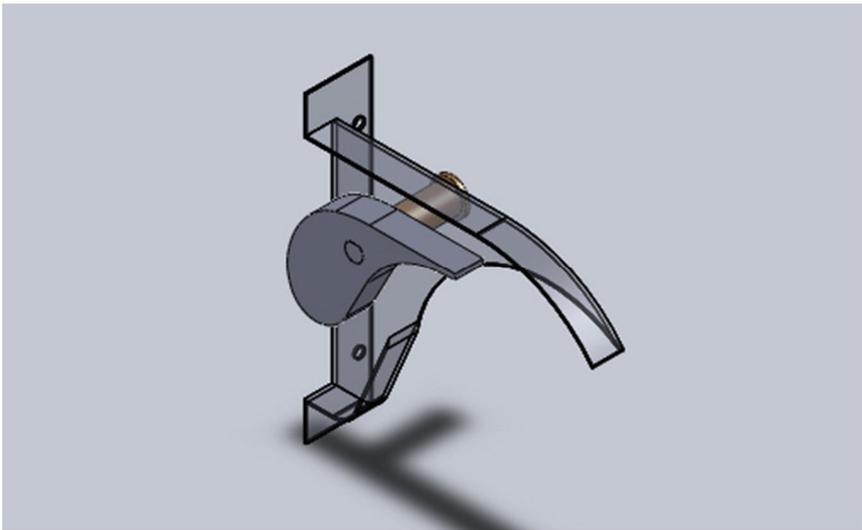


Imagen 32. Ensamblaje del inyector modificado



5.3. ROTOR

El rotor en general no presenta grandes dificultades para la operación. El montaje y el mantenimiento.

Los discos del rotor son la pieza más difícil de manufacturar del prototipo, ya que para su producción se requieren de avanzados equipos de corte, por lo tanto la mejora planteada para esta pieza es construir los discos de un material que garanticen una prolongada vida útil de estos elementos.

Este material puede ser un acero al Cr-Ni con un proceso de tratamiento superficial de cementación, el cual es un proceso que tiene como objetivo endurecer la superficie de la pieza sin modificar su núcleo, obteniendo así una pieza con una buena tenacidad, gran resistencia al choque y una excelente resistencia al desgaste.

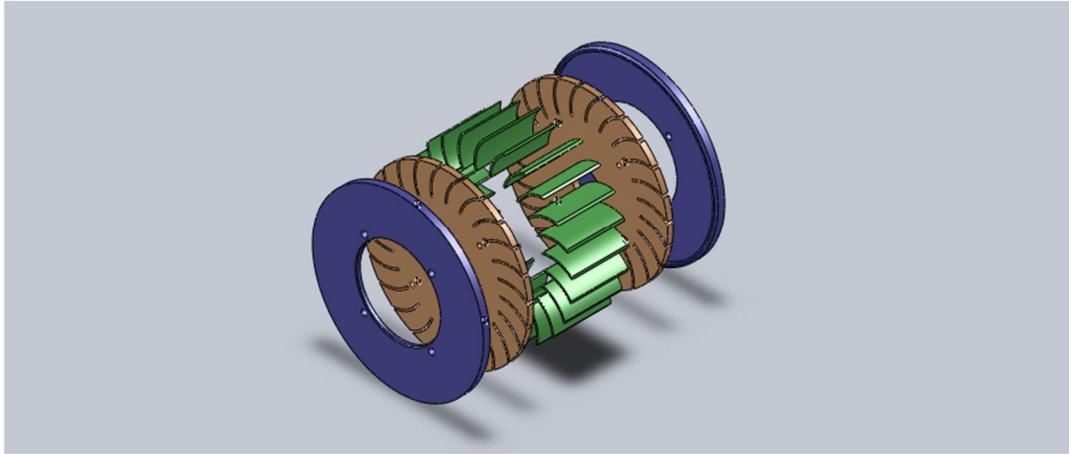
En la Tabla 12 se resumen los puntos de mejora del rotor.

Tabla 12. Puntos de mejora del rotor

PUNTOS DE MEJORA	CARACTERISTICA
Material.	Operación, mantenimiento.

En la Imagen 33 se muestra una vista en explosión del ensamble del rotor, en el cual se puede apreciar la complejidad de sus discos internos.

Imagen 33. Vista en explosión del rotor



5.4. ESTRUCTURA

La estructura del prototipo es una pieza rígida, elaborada con perfiles metálicos soldados entre si, como mejora se sugiere adecuar la estructura de manera que permita anclarla a una base y quede fija, ya que la turbina estudiada se instala sobre el piso o base sin ningún soporte o fijación.

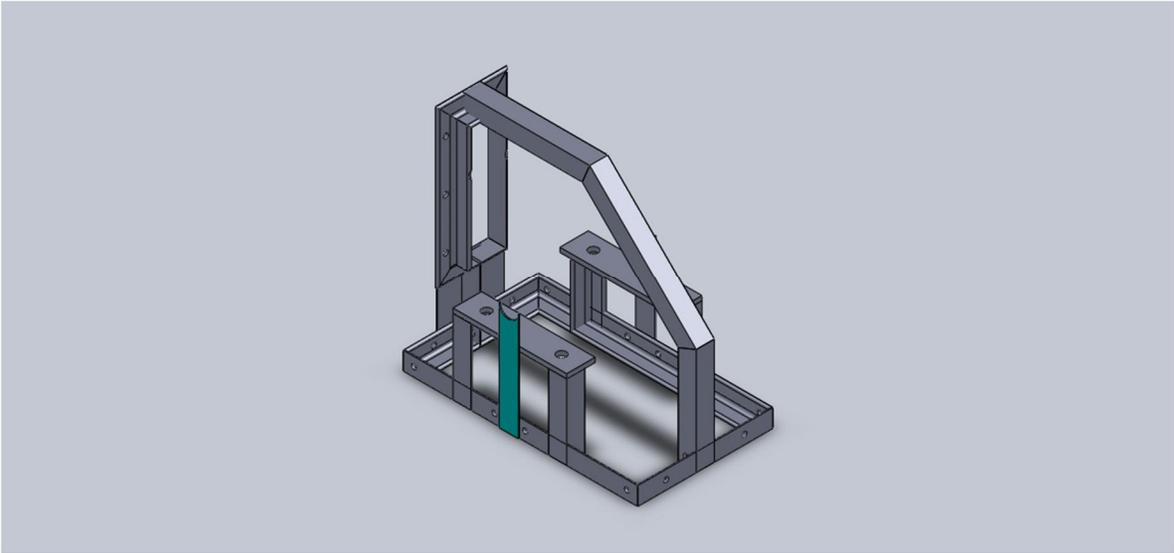
En la Tabla 13 se presentan las posibilidades de mejora para la estructura.

Tabla 13. Puntos de mejora de la estructura.

PUNTOS DE MEJORA	CARACTERISTICA
Configuración de la estructura	Mantenimiento
Adaptación de base para anclaje	Operación

Es posible observar la estructura en la Imagen 34.

Imagen 34. Estructura de la turbina



6. CONCLUSIONES

La turbina Michell-Banki es una turbina de acción utilizada principalmente en pequeños aprovechamientos hidroeléctricos, es una máquina con un amplio rango de funcionamiento con capacidades de generación desde 1 hasta 1000 W. La turbina Michell-Banki tiene como ventajas principales su simplicidad y fácil construcción.

El banco de pruebas utilizado permite el estudio de funcionamiento del prototipo de turbina Michell-Banki, para diferentes condiciones de funcionamiento y al mismo tiempo ofrece la posibilidad de registrar los parámetros con los que se están realizando las pruebas.

El montaje realizado permite tener un caudal máximo de 11.5 l/s, por lo cual no permite probar el prototipo de turbina en las condiciones de diseño calculadas originalmente. Por lo tanto, no es posible realizar una comparación completa de los resultados obtenidos con los datos esperados por diseño.

Las adecuaciones realizadas a la turbina fueron orientadas principalmente a completar el diseño original de esta, y a corregir detalles que hacían que las pruebas de funcionamiento no se pudieran desarrollar de la mejor manera, dificultando así una acertada recolección de resultados, y obteniendo errores más altos. Se implementaron empaques y se fabricó un prototipo funcional de álabe directriz. Además, se hicieron adecuaciones para el ensamble al banco de pruebas y la instalación de la instrumentación requerida.

La sistematización de diseño de la turbina Michell-Banki se realizó tomando como guía el modelo de cálculo presentado por la OLADE en su manual de diseño para equipos de pequeñas centrales hidroeléctricas, con el objetivo

de ofrecer una herramienta que permita calcular mas ágilmente las dimensiones fundamentales de la turbina, a partir de unas características de diseño básicas.

Las pruebas de funcionamiento permitieron observar la funcionalidad del prototipo de turbina estudiado, durante las pruebas la turbina demostró un buen funcionamiento bajo las condiciones estudiadas. La máxima potencia entregada fue de 229.24 W con una eficiencia de 50.1% con un caudal de 11.5 l/s y una velocidad específica de 6. En las pruebas se evidenció que al incrementar el caudal mejora el desempeño del prototipo de turbina.

La eficiencia obtenida después de procesar los datos obtenidos en las pruebas, no fue la esperada, la eficiencia se pudo ver afectada por efecto de las condiciones de fabricación, acabados, además de el error acumulado durante las pruebas. Además, no fue posible alcanzar en los ensayos las condiciones de diseño para las que el prototipo fue diseñado (caudal de 30 l/s).

Se identificaron puntos de mejora en el prototipo de turbina teniendo en cuenta aspectos de operación, montaje y mantenimiento. Principalmente, se propone modificar la geometría de la carcasa para facilitar el ensamblaje y acceso a los rodamientos. También, se propone modificar el sistema de ensamble del inyector. Además, se sugiere fabricar los discos del rotor en un material con buena resistencia a la abrasión, ya que estas piezas son las que tienen una manufactura más compleja lo que dificulta su recambio en regiones apartadas.

7. RECOMENDACIONES

Se recomienda adecuar el banco de pruebas construido para que permita estudiar el prototipo de turbina Michell-Banki en el punto de operación para el que fue diseñado.

Se recomienda realizar nuevas pruebas de funcionamiento, en las que se estudie la turbina en unas condiciones de operación diferentes a las estudiadas en este proyecto, para con estas realizar un mejor ajuste de los resultados obtenidos.

Al finalizar este proyecto surge la propuesta de adecuar el prototipo con las mejoras sugeridas en este documento, al igual que adecuar el banco de pruebas con un tanque elevado que permita evaluar el funcionamiento de la turbina con una presión y un caudal constantes, como funcionaria en una aplicación real.

Como alternativa se recomienda evaluar la opción de rediseñar el prototipo de turbina Michell-Banki para probarla con los recursos actuales del laboratorio y el banco de pruebas adecuado en este proyecto.

Se recomienda como un estudio complementario realizar el análisis de funcionamiento del prototipo de turbina mediante simulaciones con software especializado en *Computational Fluid Dynamics* (CFD) las cuales pueden arrojar resultados que ayuden a realizar las pruebas de funcionamiento de una mejor manera.

8. BIBLIOGRAFÍA

- Delgado, V. (2007). *Guía para el diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas*. Quito: Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Eléctrica y Electrónica.
- Gomez, J., Palacio, E., & Paredes, C. (2008). La Turbina Michell-Banki y su presencia en Colombia. *Avances en Recursos Hidraulicos*, 33-42.
- Guerrero, D., & Tapias, J. D. (2011). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE TURBINA MICHELL-BANKI PARA PICO GENERACIÓN EN ZONAS NO-INTERCONECTADAS*. Medellín: Universidad EAFIT.
- OLADE. (1985). *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas Michell-Banki*. Quito: OLADE.
- OLADE. (s.f.). Diseño, estandarización y fabricación de turbinas Michell-Banki. En OLADE, *Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroelectricas* (pág. 7).
- Perez, E., Carrocci, L., Magalhaes, P., & Romero, C. (2007). *METODOLOGÍA DE DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DE UNA TURBINA MICHELL-BANKI*.
- Soluciones Practicas. (2010). *Centro de documentación- Soluciones Prácticas*. Recuperado el 3 de Agosto de 2011, de Centro de documentación- Soluciones Prácticas: www.solucionespracticas.org.pe
- Wikipedia. (20 de Noviembre de 2010). *Wikipedia*. Recuperado el 12 de Enero de 2012, de Wikipedia: http://en.wikipedia.org/wiki/De_Prony_brake