



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y VINCULACIÓN
CON LA COLECTIVIDAD**

**MAESTRIA EN ENERGÍAS RENOVABLES
II PROMOCIÓN**

TESIS DE GRADO MAESTRIA EN ENERGÍAS RENOVABLES

**TEMA: “INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO EXPERIMENTAL DE UNA
TURBINA DE FLUJO HORIZONTAL PARA EL APROVECHAMIENTO DE
LAS CORRIENTES DE RÍO Y SU CONVERSIÓN EN ENERGÍA
TÉRMICA”**

**AUTOR: RIVERA, ZARA MARIELA
COBA, PATRICIO EFRAÍN**

DIRECTOR: DR. ING. LILLO, ISIDORO

SANGOLQUÍ, DICIEMBRE DEL 2013

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR

El suscrito Señor Dr. Ing. Isidoro Lillo Bravo PhD, de nacionalidad española, con documento nacional de identidad N° 33980361T, en calidad de Director de Tesis de la Maestría en Energías Renovables.

CERTIFICO:

Que el presente proyecto de grado que lleva como título **“INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA DE FLUJO HORIZONTAL PARA EL APROVECHAMIENTO DE LAS CORRIENTES DE RÍO Y SU CONVERSIÓN EN ENERGÍA TÉRMICA”**, realizado por la Señora Ing. Zara Mariela Rivera Morales, de nacionalidad ecuatoriana, portadora de la cédula de identidad 1711064822 y el Señor Ing. Patricio Efraín Coba Unda, de nacionalidad ecuatoriana, con cédula de identidad 1001525813, como requisito para la obtención del título de Magíster en Energías Renovables, II Promoción de la ESPE, fue desarrollado bajo mi dirección y asesoría, el mismo que cumple con los requerimientos científicos, tecnológicos y académicos, razón por la cual autorizo su presentación y defensa.

Quito, Diciembre 23 de 2013

Dr. Ing. Isidoro Lillo Bravo PhD

DIRECTOR

AUTORÍA DE TESIS

Los abajo firmantes, en calidad de estudiantes de la Maestría en Energías Renovables, declaramos que los contenidos de este Informe de Investigación Científica, requisito previo a la obtención del grado de Magister en Energías Renovables, son absolutamente originales, auténticos y personales de exclusiva responsabilidad legal y académica de los autores.

Quito, Diciembre 23 del 2013

Ing. Zara Mariela Rivera Morales

C.I.

Ing. Patricio Efrain Coba Unda

C.I.

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Ingeniera Zara Mariela Rivera Morales con cédula de ciudadanía 1711064822 e Ingeniero Patricio Efraín Coba Unda, con cédula de ciudadanía 1001525813 autorizamos la publicación de nuestra tesis de grado de Magíster en Energías Renovables, titulada: **“INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA DE FLUJO HORIZONTAL PARA EL APROVECHAMIENTO DE LAS CORRIENTES DE RÍO Y SU CONVERSIÓN EN ENERGÍA TÉRMICA”** en el Repositorio Institucional de la ESPE, cumpliendo con las exigencias que demanda la Ley de Educación Superior de hacer públicas las investigaciones universitarias.

Quito, Diciembre 23 del 2013

Ing. Zara Mariela Rivera Morales

C.I.

Ing. Patricio Efrain Coba Unda

C.I.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a Dios, por darme la fuerza y bendecirme con la posibilidad de caminar a su lado durante toda mi vida.

A mi esposo Xavier, quien con su afecto y apoyo incondicional me ha incentivado para desarrollarme profesional y personalmente.

A mis hijos Mariela y Francisco, quienes con su alegría y desde su inocencia han sabido motivarme de manera especial.

A mis padres Eva María y Néstor, sin cuyo apoyo y dedicación no hubiese sido factible la culminación del programa.

A mis hermanos y todas aquellas personas que colaboraron a lo largo de estos años.

A todos Ustedes mi reconocimiento.

ZARA MARIELA

Quito, Diciembre 23 del 2013

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico a Dios, quien me ha dado la voluntad para seguir trabajando, estudiando y aportando al desarrollo del Ecuador y el Mundo.

Indudablemente, Muchas Gracias a mi esposa Thania Lorena, quien siempre confía y me apoya en todas las metas que me he trazado.

A mis hijos Patricio Daniel, José Andrés y Gabriela Lorena, inspiración diaria para amar, trabajar y buscar la felicidad.

A mis padres Beatriz y Alfredo, quienes desde el cielo me iluminan y me trazan el camino correcto de mi vida.

A mis hermanos Fernando y Mónica, quienes permitieron que mi niñez y juventud sean llenas de alegría, felicidad y satisfacción.

A nuestros tutores, quienes a través de la Universidad de las Fuerzas Armadas nos han transmitido sus amplios conocimientos en las diferentes áreas del aprendizaje de las Energías Renovables.

PATRICIO EFRAÍN

Quito, Diciembre 23 del 2013

RECONOCIMIENTOS

De manera especial queremos expresar nuestro sincero reconocimiento al Dr. Ing. Isidoro Lillo Bravo PhD, por su apoyo incondicional para lograr los resultados positivos de este proyecto de Tesis.

De igual manera al Ing. José Guasumba e Ing. Nicolás Páez por su acertada colaboración en cada una de las etapas de investigación.

A la Escuela Politécnica del Ejército y al Departamento de Posgrados representados en todas las autoridades, personal docente y administrativo, quienes con su trabajo han logrado los resultados que el Ecuador se merece en los aspectos académicos y de investigación.

ZARA Y PATRICIO

Índice

Certificación del director.....	i
Autoría de tesis	ii
Autorización	iii
Dedicatoria	iv
Dedicatoria	v
Reconocimientos.....	vi
Resumen	xii
Abstract	xiii
Introducción.....	xiv
CAPÍTULO I	1
GENERALIDADES.....	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Definición del problema.....	2
1.3. Objetivos	3
1.3.1. General.....	3
1.3.2. Específicos	3
1.4. Alcance.....	4
1.5. Justificación e importancia de la investigación.....	4
CAPITULO II.....	6
MARCO TEÓRICO	6
2.1 Análisis hidrológico e hidráulico del río San Pedro en el sector El Murco.....	6
2.1.1 Ubicación	7
2.1.2 Datos e información disponible	8
2.1.2.1 Cartografía.....	8
2.1.2.2 Clima	8
2.1.3 Cálculo del caudal hidrológico mediante hidrogramasunitarios.....	10
2.1.4 Parámetros físico – morfométricos	11
2.1.5 Número de curva CN.....	12
2.1.6 Estudio de intensidades máximas.....	12
2.1.7 Modelación del hidrograma de crecidas para período de retorno 100 años.....	13
2.2 Tipos de turbinas y sus aplicaciones.....	14
2.3 Turbinas para corrientes de río	18

2.4	Turbina tipo Savonius de eje horizontal	18
2.5	Volantes de inercia y ejes de rotación	19
2.5.1	Volantes de inercia	19
2.5.2	Ejes de rotación	20
2.6	Análisis del sistema de transmisión de potencia	21
2.7	Conversión de energía hidráulica en térmica	23
CAPITULO III		26
ESTADO DEL ARTE		26
3.1	Convertidores hidráulicos y mecánicos	26
3.1.1	Convertidores hidráulicos	26
3.1.2	Convertidores mecánicos	26
3.2	Sistemas de generación de energía térmica	27
3.3	Turbinas complejas para aplicación mixta	29
CAPITULO IV		34
DESARROLLO EXPERIMENTAL		34
4.1	Dimensionamiento de la turbina	34
4.2	Diseño de los componentes de la turbina	36
4.2.1	Rodetes	36
4.2.2	Eje principal	36
4.2.3	Volantes de inercia	37
4.2.4	Pórtico metálico	38
4.2.5	Elementos mecánicos varios	38
4.3	Implementación y puesta a punto del equipo	40
4.4	Procedimiento de pruebas	41
4.5	Materiales, equipos e instrumentos de medición	42
4.5.1	Materiales	42
4.5.2	Equipos	42
4.5.3	Instrumentos utilizados	44
4.6	Datos de campo	45
CAPITULO V		48
ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSION		48
5.1	Tabulación de datos obtenidos	48
5.2	Desarrollo de correlaciones matemáticas	54
5.2	Discusión	654

5.4	Proyecciones futuras	65
CAPÍTULO VI	68
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	68
6.1.	Conclusiones	68
6.2.	Recomendaciones	70
BIBLIOGRAFÍA	71
ANEXOS	74

Índice de Anexos

Anexo 1	Planos de los componentes de la turbina	74
Anexo 2	Demostración del límite de Betz	82
Anexo 3	Memoria de cálculo estructural y mecánico.....	85

Índice de Figuras

Figura N°. 1 Esquema integral del proyecto.....	2
Figura N°. 2 Ubicación de la turbina en el río San Pedro - sector El Murco	7
Figura N°. 3 Hidrograma de crecidas Tr = 100 años	14
Figura N°. 4 Rueda de agua tipo Poncelet.....	14
Figura N°. 5 Turbina Francis	15
Figura N°. 6 Turbina Turgo.....	15
Figura N°. 7 Diseño esquemático de una turbina Pelton.....	16
Figura N°. 8 Turbina Kaplan	16
Figura N°. 9 Esquema de una turbina Michel Banky.....	17
Figura N°. 10 Componentes de una turbina tipo Bulbo	17
Figura N°. 11 Tipos de turbinas para corrientes de río	18
Figura N°. 12 Esquema rotor Savonius	19
Figura N°. 13 Pruebas del caldero de fricción	28
Figura N°. 14 Esquema de la bomba de calor	29
Figura N°. 15 Geometría del rotor Savonius	29
Figura N°. 16 Esquema de instalación de la turbina Savonius	30
Figura N°. 17 Turbina Savonius de tres etapas.....	30
Figura N°. 18 Laboratorio de ensayo de la turbina Savonius.....	31
Figura N°. 19 Curvas de rendimiento de diversas turbinas	31
Figura N°. 20 Rodete.....	36
Figura N°. 21 Eje principal.....	37
Figura N°. 22 Volante de inercia	37
Figura N°. 23 Pórtico metálico	38
Figura N°. 24 Eje y engranaje motriz.....	39
Figura N°. 25 Acoplamiento del eje motriz, piñón y chumaceras	39
Figura N°. 26 Río aguas arriba del sitio de ubicación de la turbina	40
Figura N°. 27 Ubicación de la turbina en el río	41
Figura N°. 28 Baroladora para geometrización de álabes	42
Figura N°. 29 Torno industrial.....	43
Figura N°. 30 Soldadora MIG	43
Figura N°. 31 Equipos e instrumentos utilizados.....	44
Figura N°. 32 Variación del calado del río en función de la hora del día	49

Figura N°. 33 Variación de la profundidad del río en función de la hora del día.....	50
Figura N°. 34 Variación de la velocidad de giro en función de la hora del día.....	51
Figura N°. 35 Variación de la velocidad media máxima del río en función de la hora del día	52
Figura N°. 36 Variación de la temperatura ambiental en función de la hora del día	52
Figura N°. 37 Variación de la temperatura del agua del río en función de la hora del día.	53
Figura N°. 38 Variación de la humedad relativa en función de la hora del día.....	54
Figura N°. 39 Variación de la profundidad de inmersión en función de la velocidad de giro de la turbina.....	56
Figura N°. 40 Variación de la velocidad en un canal trapezoidal en función del calado.....	58
Figura N°. 41 Variación de la potencia real vs el factor λ	63
Figura N°. 42 Relación del coeficiente de potencia vs el factor λ	63
Figura N°. 43 Variación de la potencia real vs la potencia teórica.....	64

Índice de Tablas

Tabla N°. 1 Estaciones meteorológicas.....	8
Tabla N°. 2 Resumen parámetros hidrometeorológicos.....	9
Tabla N°. 3 Parámetros morfométricos directos e indirectos.....	12
Tabla N°. 4 Datos de campo	45
Tabla N°. 5 Datos de campo	46
Tabla N°. 6 Datos de campo	47
Tabla N°. 7 Determinación de resultados.....	57
Tabla N°. 8 Potencia teórica calculada en función de la velocidad máxima del río	61

RESUMEN

Las corrientes de río son un recurso que se encuentra disponible a lo largo del territorio del País y cuyo potencial aún no ha sido aprovechado para la generación de energía con pequeñas turbinas. En este proyecto se presenta una turbina de eje horizontal para transformar la energía cinética de las corrientes de río en energía térmica o eléctrica, y suministrarlas a sectores rurales que carecen de este tipo de abastecimiento. Después de realizar el análisis de algunos ríos en función de los parámetros hidrológicos e hidráulicos, se eligió el río San Pedro en el sector El Murco - Tambillo, debido a las facilidades que existen para el transporte y ubicación de la turbina. Posteriormente se realizó el diseño, selección de materiales, construcción, transporte, montaje y toma de datos de la turbina objeto de este estudio, cuyos resultados se procesaron y analizaron, siendo éstos muy satisfactorios para los objetivos planteados. Este tipo de mecanismos hidráulicos que permiten el aprovechamiento de las corrientes de río, pueden ser adaptadas a las necesidades de cada población y comunidad rural, a fin de poder satisfacer cualquier tipo de demanda energética local, con un bajo costo de implementación y con amplia versatilidad, a más del aprovechamiento de las energías renovables.

PALABRAS CLAVES:

- TURBINA
- FLUJO HORIZONTAL
- CORRIENTE
- CONVERSIÓN
- ENERGÍA TÉRMICA.

ABSTRACT

River flows are a resource that is available throughout the territory of the country and whose potential has not been tapped for power generation with small turbines. In this project, a horizontal axis turbine is presented to transform the kinetic energy of river flows into thermal or electrical energy, and supply to rural areas that lack this type of supply. After the analysis of some rivers based on hydrologic and hydraulic parameters, the San Pedro River was chosen in the El Murco - Tambillo because of the facilities available for transport and location of the turbine. Subsequently the design, material selection, construction, transportation, installation and data acquisition turbine subject of this study, the results were processed and analyzed, with very satisfactory for these objectives was performed. This type of hydraulic mechanisms for harnessing river currents, can be adapted to the needs of the rural population and community, in order to meet any local energy demand, low cost of implementation and wide versatility, over the use of renewable energies.

KEY WORDS:

- TURBINE
- HORIZONTAL FLOW
- CURRENT
- CONVERSION
- THERMAL ENERGY

“INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA
DE FLUJO HORIZONTAL PARA EL APROVECHAMIENTO DE LAS
CORRIENTES DE RÍO Y SU CONVERSIÓN EN ENERGÍA TÉRMICA”

El Ecuador al ser un País con un alto potencial hidrográfico, presenta las facilidades para el aprovechamiento de la energía fluvial, por lo que su aplicación se la puede realizar en los sectores rurales y en las comunidades alejadas de las principales ciudades.

La propuesta presentada, la misma que ha sido diseñada, construida y probada en el Ecuador, es una opción válida para su desarrollo masivo y su puesta en marcha como un programa de aprovechamiento de los recursos renovables.

El proyecto es simple en su concepción, de fácil construcción, con costos relativamente aceptables y con una gran facilidad de adaptación a las áreas de implantación.

Los parámetros para el diseño se basan en la hidrología e hidráulica de la zona, la facilidad de movilización, la utilización de mano de obra local para el montaje y mantenimiento entre otros aspectos, a más de los conceptos del diseño hidráulico, mecánico y estructural.

Los materiales son de fácil obtención en el País, lo que le hace a este elemento hidráulico viable y factible para su construcción y utilización, tomando muy en cuenta el aprovechamiento de las energías limpias existentes.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

El uso extensivo de combustibles fósiles, carbón, petróleo y gas natural, han originado cambios climáticos, contaminación ambiental, disminución de las reservas existentes e incremento de los costos de aprovechamiento de las energías tradicionales. A partir de la crisis energética de 1972 muchos Países tomaron como política de estado el fomentar y aplicar energías renovables tanto para el sector industrial como para la comunidad. Dentro de este ámbito se han realizado implementaciones de grandes, pequeñas y medianas centrales hidroeléctricas que permiten utilizar el recurso hidráulico a gran escala para la producción de electricidad.

Las tecnologías para el uso de los recursos hídricos se basan en la utilización de turbinas de reacción e impulsión para el aprovechamiento de saltos de agua. Sin embargo, en las últimas décadas se ha iniciado la investigación y experimentación de diferentes tipos de turbinas que permitan aprovechar las corrientes de río y de mar, sabiendo que este recurso no ha sido suficientemente explotado.

En cuanto a su aprovechamiento final, la potencia y torque generados con energía hidráulica de las corrientes de río, deben ser transmitidas a un nuevo mecanismo de calentamiento por fricción y que será motivo de una investigación y desarrollo complementario.

El modelo que se propone experimentar, no se encuentra dentro del estado del arte mundial, por sus dimensiones, materiales, características y forma geométrica a utilizar. Por lo tanto la turbina desarrollada es un elemento hidráulico innovador en el medio.

Existen diversos modelos experimentales desarrollados en universidades, los cuales se encuentran en etapas de caracterización, es decirno se dispone este tipo de turbinas en el mercado.

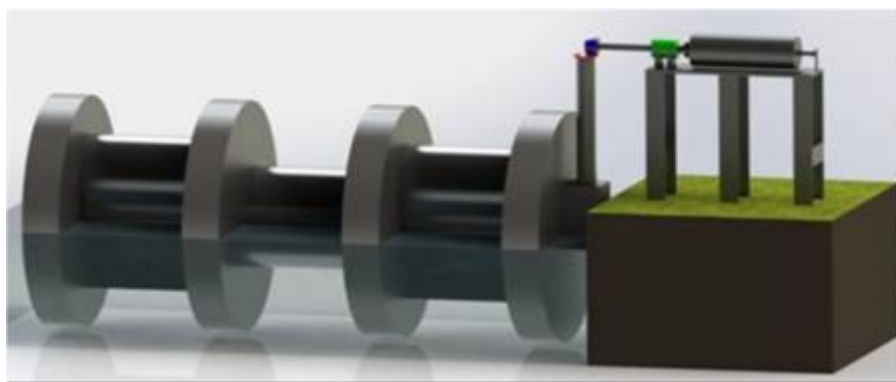


Figura Nº. 1 Esquema integral del proyecto

Fuente: Guasumba José (2010)

En la Figura1 se puede observar un esquema de una turbina tipo Savonius de tres etapas, la misma que mediante el uso de elementos de transmisión de potencia y multiplicación de velocidad puede alcanzar grandes velocidades de giro.

1.2. Definición del problema

Las tecnologías para aprovechamiento de las energías renovables, en la mayoría de casos pertenecen a grandes empresas transnacionales y como es conocido difícilmente en los países en vías de desarrollo se pueden producir aerogeneradores de gran capacidad, paneles fotovoltaicos, centrales termo solares o centrales eléctricas de biomasa.

Por esta razón en universidades y centros de investigación de Latinoamérica se dispone de pequeños modelos, para realizar experimentos de conversión de energía a partir de fuentes renovables.

En el presente proyecto el problema a abordar consiste en entregar el torque, potencia y revoluciones por minuto necesarias para accionar dispositivos de calentamiento u otros mecanismos de conversión de energía.

1.3. Objetivos

1.3.1. General

En la presente investigación se propone desarrollar una turbina de eje horizontal de aproximadamente 5 kW para su aprovechamiento en entornos rurales que pudieran ser térmicos, mecánicos y eléctricos, según la necesidad del emplazamiento.

En esta investigación se propone su aprovechamiento vía térmica.

1.3.2. Específicos

- Diseño de la turbina de eje horizontal, para una potencia aproximada de 5 kW
- Realizar la implementación y puesta a punto de la turbina de eje horizontal
- Caracterizar los datos experimentales con aplicación a potenciales modelos de utilidad que beneficien a los sectores productivos y a la comunidad
- En base a los resultados obtenidos, proponer mejoras

1.4. Alcance

Mediante la operación de la turbina de flujo horizontal obtener la potencia de aproximadamente 5 kW a costos competitivos con otras tecnologías y que puedan fabricarse a nivel local.

1.5. Justificación e importancia de la investigación

A pesar del vertiginoso avance tecnológico, en el mundo existen más de dos mil millones de personas que no tienen acceso a la electricidad así como a los servicios básicos.

Dentro de este contexto se ha dado prioridad al abastecimiento energético de las grandes ciudades y sectores industriales, y en la mayoría de Países en vías de desarrollo, las poblaciones emergentes aún no son atendidas de manera satisfactoria.

Por otra parte, el uso extensivo de combustibles fósiles, sean estos carbón, petróleo y gas natural entre otros, origina reducción de las reservas de este tipo de energías y al ser utilizadas en procesos de combustión emiten contaminantes que son los causantes del calentamiento global.

En el caso de Latinoamérica, Brasil es uno de los países cuya matriz energética se sustenta en el uso de biomasa en un 43 %. Esta condición es tolerable para un País que dispone de enormes extensiones territoriales.

Por otro lado en el Ecuador, el uso de la energía hidráulica a través de las centrales hidroeléctricas, forma parte de proyectos nacionales que buscan masificar el acceso a la energía, sin embargo son limitados por el potencial mismo de las fuentes naturales y por los altos costos de instalación de las turbinas y equipos de

generación como por el alto precio de las redes de transmisión energética, con lo que importantes sectores de la población quedan sin acceso a la energía.

Por estas razones y recuperando la ancestral tradición de utilizar la fuerza hidráulica para generar trabajo y utilizarlo en molienda de granos, se plantea el desarrollo de la turbina para aprovechar las corrientes de río y transformarla en energía mecánica que podrá ser aprovechada posteriormente en diversas aplicaciones.

Además, al desarrollar un dispositivo que aproveche fuentes de recursos renovables se está contribuyendo a reducir el impacto ambiental y también se tendrán las bases científico técnicas para la producción a escala de nuevos modelos de utilidad, que beneficien a poblaciones de escasos recursos económicos y consecuentemente al cuidado de zonas sensibles.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Análisis hidrológico e hidráulico del río San Pedro en el sector El Murco

El estudio hidrológico - hidráulico para el proyecto de investigación está ubicado en el centro del País, en la provincia de Pichincha, cantón Mejía, sector El Murco.

El análisis hidrológico se realizó a través de las precipitaciones medias mensuales, temperaturas medias mensuales, humedades relativas mensuales, entre otras variables climáticas.

En base al Estudio de Lluvias Intensas del INAMHI, el mismo que se sustenta en conceptos de regionalización, se determinaron las relaciones Intensidad - Duración – Frecuencia (IDF), las mismas que permiten la determinación de las intensidades máximas.

Los caudales de diseño se generan en función del método del Hidrograma Unitario, aplicando el programa computacional HEC-HMS (Hydrologic Engineering Center – Hydrologic Modeling System).

Debido a la importancia de la obra, se definió un período de retorno de 100 años para la definición del caudal máximo de crecida.

El objetivo general del Estudio Hidrológico Zonal es la determinación de los caudales de crecida máximos, para un período de retorno de 100 años y aplicarlos en la definición de la ubicación de la turbina de eje horizontal.

Otro objetivo es el de analizar la red hidrográfica existente y las condiciones de drenaje de la cuenca, y determinar el caudal máximo producido por la cuenca de drenaje del río San Pedro en el área de estudio, para un período de retorno de 100 años.

2.1.1 Ubicación

El área de estudio se localiza en la provincia de Pichincha, en el sector de El Murco, Cantón Mejía.

La estructura hidráulica se ubica en el río San Pedro, el mismo que posee un área de drenaje de aproximadamente 350 Km². La Figura N° 2 muestra la delimitación de la cuenca en estudio, en base a la cartografía satelital del sector.



Figura N°. 2 Ubicación de la turbina en el río San Pedro - sector El Murco

Fuente: Google Earth (2013)

2.1.2 Datos e información disponible

2.1.2.1 Cartografía

La información disponible corresponde a la proporcionada por el IGM (Instituto Geográfico Militar) cuya información se encuentra recopilada en varias cartas a escala 1:50.000, las mismas que tienen el sistema de georeferenciación UTM-WGS84-17S.

Además se complementó para el estudio con información de SIGAGRO a Escala 1:250.000 (UTM-WGS84), con la cual se determinaron el uso consuntivo y el tipo de suelo existente en la zona de interés.

2.1.2.2 Clima

Para el presente estudio se utilizó información meteorológica recopilada de los anuarios del INAMHI y estaciones instaladas por el Municipio de Rumiñahui (IMCR), de las cuales se obtuvo información de precipitaciones, temperatura y humedad relativa. Para el análisis se utilizó las estaciones identificadas en la Tabla N°. 1

Tabla N°. 1 Estaciones meteorológicas

Estaciones	Institución
Conocoto	INAMHI
Sangolquí	IMCR
Píntag	IMCR
Sangolquí	IMCR
Machachi	INAMHI
Uyumbicho	INAMHI
Cashapamba	IMCR
IASA	IMCR

Fuente: INAMHI (1999)

De las estaciones mencionadas, las que poseen mayor información son las estaciones Conocoto, Machachi y Uyumbicho, con períodos comprendidos desde el

año 1963 hasta el año 2006. Las estaciones Sangolquí y Cashapamba son estaciones pluviométricas y las demás son estaciones climáticas. La temperatura máxima absoluta es igual a 27.14 °C medida por la estación Conocoto, mientras la temperatura mínima es 1.05 °C medida en la estación Machachi. Las mayores precipitaciones se presentan en la estación Sangolquí con 1996.28 mm anuales y las menores precipitaciones se registran en la estación Machachi con 996.63 mm. La humedad relativa se registró en las estaciones Conocoto, Machachi y Uyumbicho. El máximo valor registrado es igual a 84.56 % en la estación Uyumbicho, con lo cual se puede identificar como una zona cálida representativa de los valles.

En la Tabla N°. 2 se resume la información climática de las estaciones existentes en la zona del proyecto.

Tabla N°. 2 Resumen parámetros hidrometeorológicos

Parámetro	Unidad	Conocoto INAMHI	Sangolquí IMCR	Pintag IMCR	Sangolquí IMCR	Machachi INAMHI	Uyumbicho INAMHI	Cashapamba INAMHI	IASA IMCR	Sumatoria	Promedio Anual
Temperatura Absoluta	°C	27,14				24,26	24,33		19,38	95,11	23,78
Temperatura Absoluta Mínima	°C	3,31				1,05	4,32		8,38	17,06	4,27
Temperatura Media	°C			13,74	15,12				13,76	42,62	14,21
Humedad Atmosférica	%	80,55				83,01	84,56		69,74	317,86	79,47
Nubosidad	octavos	5,38				6,00	5,37			16,75	5,58
Evaporación	mm	1,278,16				1,059,54	1,176,37			3,514,07	1,171,36
Precipitación Anual	mm	1,469,14	1,996,28	1,298,30	1,493,30	996,63	1,453,14	1,255,76	1,256,28	11,218,83	1,402,35
Precipitación Máxima	mm	46,30				29,71	38,94			114,95	38,32
E.P	%	70,46				103,99	80,38			254,43	84,81
Precipitación Máxima 24 Horas	mm		81,30						65,7	147	73,5
Velocidad del Viento	m/s								2,00	2,00	2,00
Brillo	hora								4,54	4,54	4,54
Presión Atmosférica	Hpa								736,13	736,13	736,13

Fuente: INAMHI (1999); Municipio Cantón Rumiñahui (2008); IASA (2006)

2.1.3 Cálculo del caudal hidrológico mediante hidrogramas unitarios

Para la generación del caudal máximo de 100 años se utilizó el método del hidrograma unitario de acuerdo al US SCS.

Con el objeto de definir los hidrogramas, es decir la variación temporal de los caudales en el sitio de implantación de la turbina de eje horizontal, se consideró la implementación de un modelo precipitación escurrimiento mediante el programa HEC-HMS.

El método utilizado para modelar las características y respuesta hidrológica de la cuenca de interés fue el Soil Conservation Service (SCS) de los Estados Unidos (US), considerando el tipo de suelo y la cubierta vegetal. Las ecuaciones que utiliza el Programa HEC-HMS V 4.0 se describen a continuación.

De acuerdo al US SCS se establece que el caudal pico y el tiempo al pico del hidrograma se relacionan a través de la ecuación

$$q_p = 2.08 \frac{A}{T_p} \quad (2.1)$$

Donde	q_p	caudal pico	m^3/s
	A	área de la cuenca	Km^2
	T_p	tiempo al pico del hidrograma	h

El tiempo al pico del hidrograma se obtiene con la relación

$$T_p = \Delta t / 2 + T_r \quad (2.2)$$

Donde	Δt	duración de la lluvia	h
	T_r	tiempo de retardo	h

El tiempo de retardo (T_r) se relaciona con el tiempo de concentración (T_c), mediante la relación $T_r = 0.6 T_c$

El tiempo de concentración se calcula mediante la conocida fórmula de Kirpich

$$T_c = 60 * (0.87 * L^3 / H)^{0.385} \quad (2.3)$$

Donde	T_c	tiempo de concentración	min
	L	longitud del cauce principal	Km
	H	desnivel de la cuenca	m

2.1.4 Parámetros físico – morfométricos

Las características físicas básicas directas como son el área, la longitud del cauce principal y la pendiente, fueron obtenidas a partir de la cartografía digital base de la zona del proyecto a escala 1:50000 del IGM, las mismas que fueron procesadas en Arc View 9.3 ®. Las características hidráulicas del cauce en el tramo de modelación fueron desarrolladas sobre la base del levantamiento topográfico obtenido del IGM, es decir las secciones hidráulicas, las gradientes de fondo, etc. El área de la cuenca de drenaje hasta el sitio de interés fue definida sobre la base cartográfica a escala 1:250.000, la misma que tiene un área de drenaje de 350 Km². Por otro lado la longitud del cauce principal del río es de 30 Km y la longitud total de cauces es de 245.26 Km. El perímetro de la cuenca es 67.50 Km. En la Tabla 3 se resumen los parámetros morfométricos directos e indirectos para la cuenca.

Tabla Nº. 3 Parámetros morfométricos directos e indirectos

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR
Área	Km ²	350.00
Perímetro	Km	67.50
Longitud Drenaje Principal	Km	30.00
Longitud Drenaje Total	Km	245.26
Pendiente Cause Principal	%	0.28
Cota Máxima	Msnm	4500.00
Cota Mínima	Msnm	2796.00
Factor de Forma		1.35
Tiempo Concentración	Minutos	165.00

Fuente: Coba (2009)

2.1.5 Número de curva CN

Para la determinación del Número de Curva se recurrió al análisis de la cobertura vegetal de las cuencas de interés, mediante tablas (Maidment, 1995). Se determinó un CN para cada tipo de cobertura, bajo una condición de humedad antecedente tipo II. El valor final de CN para cada microcuenca se lo calculó ponderándolo con el área A_i . El valor final utilizado en la modelación es de 70, considerando que el uso de suelo es en su mayoría bosque natural, bosque plantado, cultivos de ciclo corto, páramo, vegetación arbustiva y pastos plantados.

Por otro lado se consideró una abstracción inicial de 23.35 mm al hietograma de crecida desarrollado para cada T_r , concordante con el tipo de humedad antecedente escogido y un porcentaje de impermeabilización del suelo del 0% por ser una cuenca con mínima urbanización. La duración de la tormenta, fue de 2.75 horas, duración del tiempo de concentración y con pasos de tiempo de 15 minutos.

2.1.6 Estudio de intensidades máximas

El Estudio de Lluvias Intensas publicado por el INAMHI (1999), presenta curvas y ecuaciones de intensidad de precipitación el cual está basado en registros pluviográficos, pluviométricos y regionalización de intensidades máximas, para determinar las curvas IDF características de la zona en la cual se encuentra la cuenca

del río San Pedro. De acuerdo al mencionado estudio, el área de estudio pertenece a la Zona 13 con las siguientes ecuaciones de intensidad.

$$5 \text{ min} < 36 \text{ min} \quad I_{Tr} = 76.96 t^{-0.2953} * I_{d_{Tr}} \quad (2.4)$$

$$36 \text{ min} < 1440 \text{ min} \quad I_{Tr} = 642.11 t^{-0.8898} * I_{d_{Tr}} \quad (2.5)$$

Donde	I_{Tr}	intensidad de precipitación	mm/h
	t	duración de la lluvia	min
	Tr	período de retorno	años
	$I_{d_{Tr}}$	intensidades de lluvia máxima para una duración de tormenta de 24 horas, con período de retorno asociado	mm/h

La intensidad para un período de retorno de 100 años es igual a 12.45 mm/h.

Para la distribución de la precipitación en toda la cuenca se utilizó el 75 % de la precipitación puntual, tomando en consideración el área de la cuenca en Km² y el tiempo de la tormenta a utilizar para la modelación que es igual a 2.75 horas.

Para la generación del hietograma se utilizó la distribución del primer cuartil al 60%, recomendado por las experiencias anteriores para esta región.

2.1.7 Modelación del hidrograma de crecidas para período de retorno 100años

Con la utilización del programa HEC HMS 3.1 y aplicando el método del hidrograma unitario SCS, se generó el hidrograma de crecidas para un período de retorno de 100 años, manejando una tormenta de 2.75 horas de duración y se obtuvo un caudal de crecida de 123 m³/s. La Figura 3 muestra el resultado correspondiente.

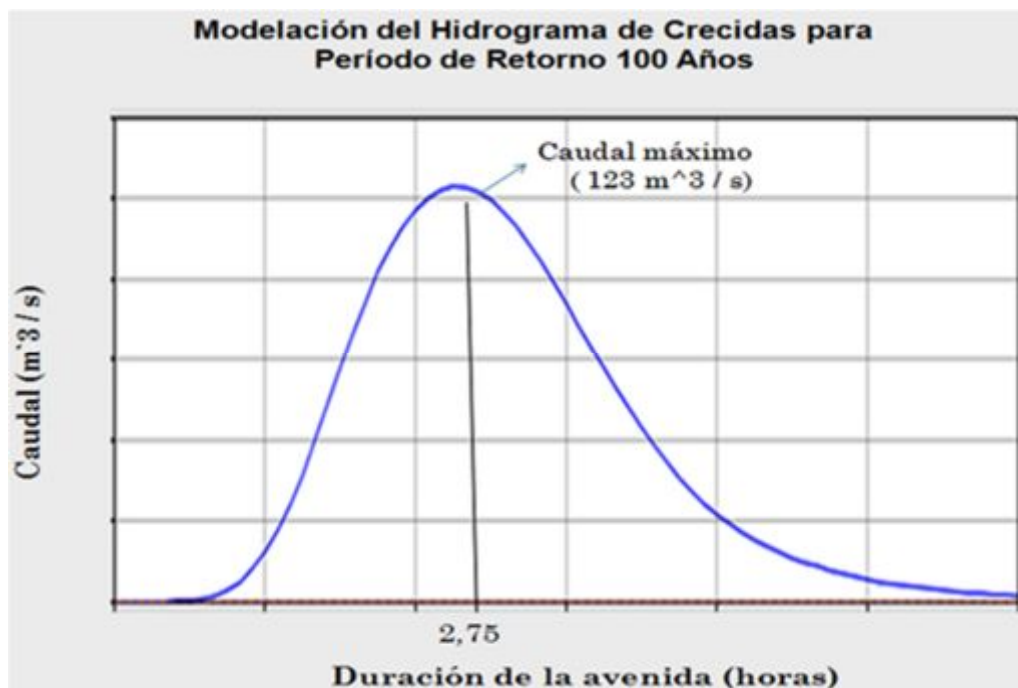


Figura Nº. 3 Hidrograma de crecidas $T_r = 100$ años

Fuente: Coba (2009)

2.2 Tipos de turbinas y sus aplicaciones

Las máquinas hidráulicas tienen mayor desempeño que los motores de combustión interna, alcanzando valores superiores al 90%, mientras que un motor a gasolina no supera el 30%. A continuación, se indican algunos tipos de turbinas hidráulicas. La rueda Poncelet es de eje horizontal y está compuesta por álabes distribuidos en forma circunferencial. Este tipo de rueda puede ser utilizada en alturas mínimas y pequeños caudales



Figura Nº. 4 Rueda de agua tipo Poncelet

Fuente: www.ehowenespanol.com

La turbina Francis es la de mayor uso en alturas y caudales medios. Tiene un alto rendimiento. Para bajas potencias su rendimiento es alrededor del 77% y para grandes máquinas, los valores del rendimiento son superiores al 90%.

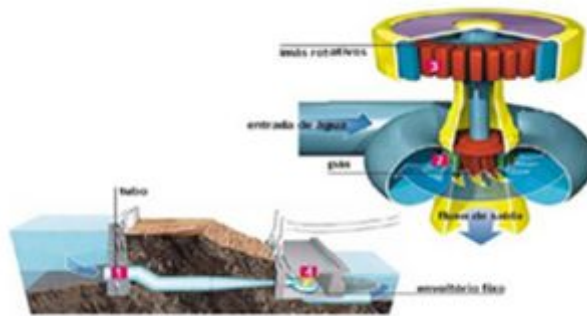


Figura N°. 5 Turbina Francis

Fuente: www.ehowenespanol.com

Las turbinas Turgo son de acción bastantes similares a las Pelton, siendo su principal diferencia la posición del inyector.

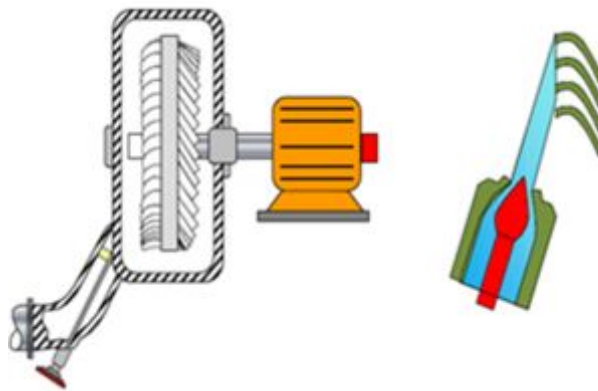


Figura N°. 6 Turbina Turgo

Fuente: www.ehowenespanol.com

Las turbinas Pelton pueden ser utilizadas para grandes caídas y pequeños caudales.

Su característica es la de transformar la energía potencial en energía cinética en el inyector.

Puede ser aplicable en microcentrales hidráulicas.

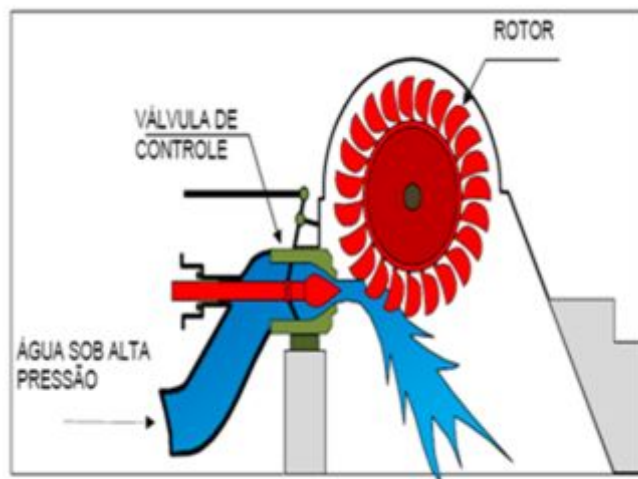


Figura Nº. 7 Diseño esquemático de una turbina Pelton

Fuente: Wikipedia (2013)

La turbina Kaplan o de hélice tiene un sistema de orientación que posibilita la regulación independiente. Esta turbina es similar al propulsor de un barco. Para una misma potencia, las Kaplan son menos voluminosas que las Francis.

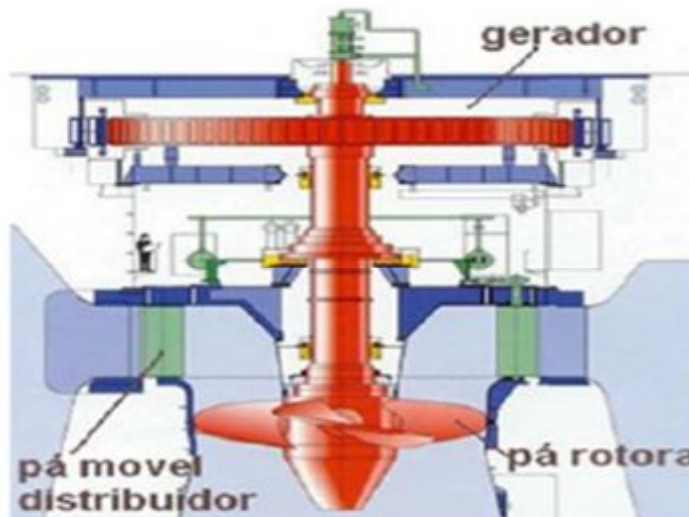


Figura Nº. 8 Turbina Kaplan

Fuente: www.ehowenespanol.com

La turbina Michel Banky es una turbina muy difundida en el mundo, siendo ampliamente utilizada en áreas rurales en centrales pequeñas hidroeléctricas. Es aplicable para obtener potencias de 1 a 100 kW.

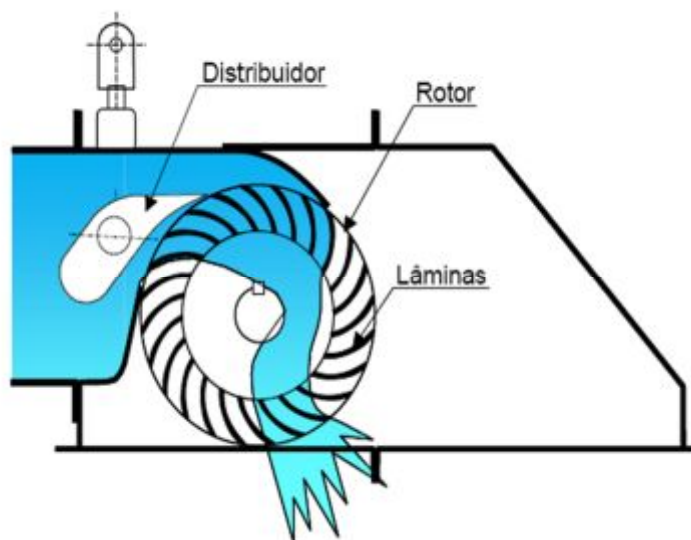


Figura Nº. 9 Esquema de una turbina Michel Banky

Fuente: www.ehowenespanol.com

Una turbina de bulbo puede ser considerada como una turbina Kaplan compacta, que puede ser utilizada en pequeños y grandes aprovechamientos hidráulicos.

Una característica de esta turbina es que el generador está en el mismo eje axial de la turbina.

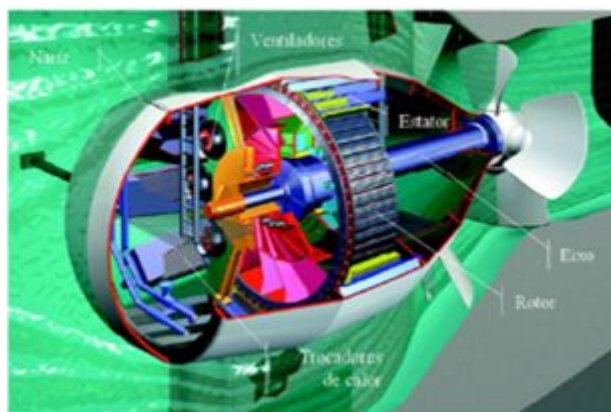


Figura Nº. 10 Componentes de una turbina tipo Bulbo

Fuente: www.ehowenespanol.com

2.3 Turbinas para corrientes de río

Para el aprovechamiento de las corrientes de río, existen turbinas de eje vertical y de eje horizontal, las cuales se las conoce como hidrocinéticas.

Entre las más importantes podemos indicar las siguientes:

- Turbina de río con eje inclinado con respecto a la horizontal
- Turbina Darrieus
- Gorlov
- Savonius

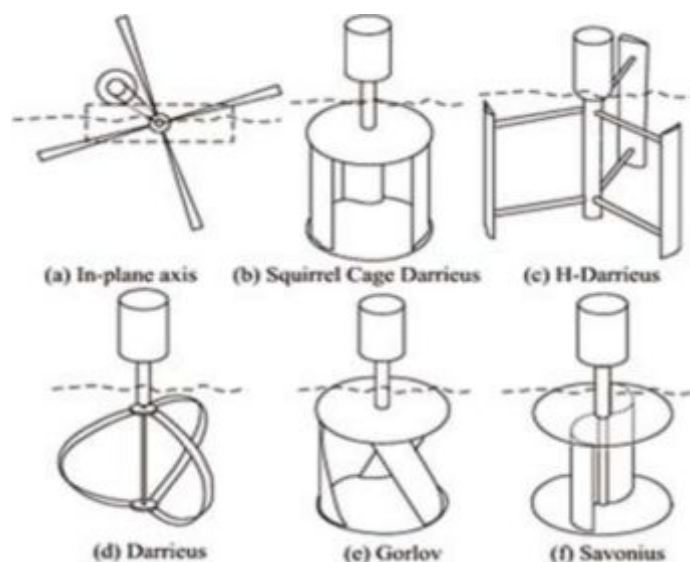


Figura Nº. 11 Tipos de turbinas para corrientes de río
Fuente: ZERO (2010)

2.4 Turbina tipo Savonius de eje horizontal

En lo referente al aprovechamiento de la energía cinética se tiene las turbinas eólicas rápidas para la producción de electricidad, los molinos multipala para bombeo de agua y el rotor Savonius para bombeo y generación de electricidad.

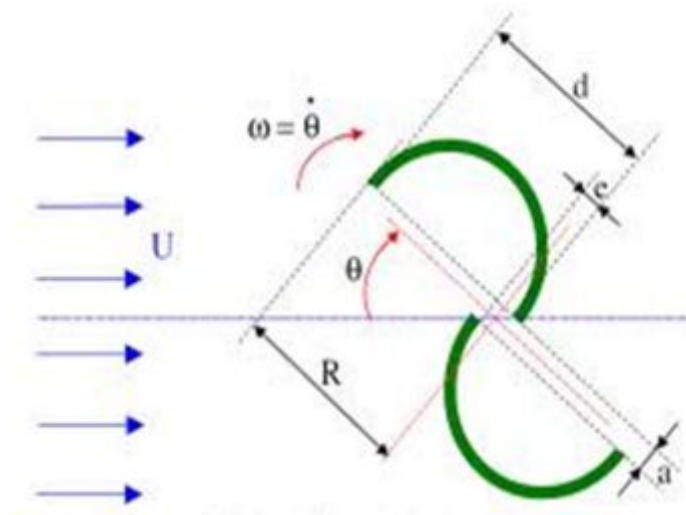


Figura N°. 12 Esquema rotor Savonius

Fuente: www.ehowenespanol.com

La potencia suministrada por los rotores Savonius para utilizar la energía cinética del viento, cumple que la relación entre la anchura a del canal y el diámetro d del semicilindro sea de $1/6$, valor determinado empíricamente para obtener la mayor eficiencia. Se define por la siguiente expresión.

$$P = 0.18 * H * D * V^3 \quad (2.6)$$

Donde	H	altura del rotor	m
	D	diámetro del rotor	m
	V	velocidad del viento	m/s

2.5 Volantes de inercia y ejes de rotación

2.5.1 Volantes de inercia

La energía mecánica puede ser almacenada en forma de movimiento de rotación, bajo condiciones de escasa pérdida por rozamiento.

Un volante es una estructura rotatoria, capaz de recibir y entregar potencia mecánica a través de un eje de rotación.

La fricción se minimiza mediante el uso de cojinetes de alto rendimiento.

La cantidad de energía en un cuerpo de masa distribuida $p(x)$ que rota alrededor de un eje axial con velocidad angular \underline{w} es:

$$W = \left(\frac{1}{2}\right) I * \omega^2 \quad (2.7)$$

Donde el momento de inercia I está dado por:

$$I = \int p(x) r^2 dx \quad (2.8)$$

De allí que r es la distancia de la masa rotatoria al eje.

2.5.2 Ejes de rotación

Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranajes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catalinas y elementos similares, y controla la geometría de su movimiento.

Un eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión y se usa para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos. El eje automotor no es un eje verdadero, el término es un remanente cuando las ruedas giraban sobre elementos no rotatorios. Un husillo es una flecha corta. Términos como árbol, eje principal, gorrón, eje de transmisión, contra eje y eje flexible son nombres asociados a flechas de uso especial.

El diseño de una flecha comienza después de mucho trabajo preliminar. El diseño de la propia máquina dictará que ciertos engranajes, poleas, cojinetes y otros

elementos tendrán que analizarse, al menos parcialmente y determinar en forma tentativas en cuanto a su tamaño y esparcimiento.

En esta etapa el diseño se debe estudiar desde los siguientes puntos:

Deflexión y rigidez

- a) Deflexión por flexión
- b) Pendiente en los cojinetes y elementos soportados por el eje
- c) Deflexión por cortante debida a cargas transversales sobre ejes cortos

Esfuerzo y resistencia

- a) Resistencia estática
- b) Resistencia a la fatiga
- c) Confiabilidad

La geometría de un eje por lo general es la de una cilindro telescópico.

Los engranajes, cojinetes y poleas siempre se deben posicionar con cuidado y se tiene que prever la aceptación de cargas de empuje.

En el presente desarrollo se dimensionan dos ejes escalonados y una barra perforada.

2.6 Análisis del sistema de transmisión de potencia

El problema de la transmisión de un par de torsión de un plano a otro plano paralelo se encuentra frecuentemente en el diseño de maquinaria. El dispositivo más sencillo para lograr esta función es una flecha circular. Si la flecha está en equilibrio una suma de momentos alrededor del eje de la flecha indica que:

$$T = T_r = \rho \tau dA \quad (2.9)$$

Donde ρ es la distancia del eje de la flecha al elemento transversal de la rueda A . Se debe conocer la variación del esfuerzo cortante en el plano transversal.

Si se hace la suposición de que una sección transversal que es plana antes de la torsión, permanece plana después de la torsión y que el diámetro de la sección permanece recto, la distorsión de la flecha puede expresarse como el ángulo θ se llama ángulo de torsión. Si se supone que se aplica la ley de Hooke, la ecuación puede escribirse.

$$\tau_\rho = \frac{\tau_c}{c} \rho \quad (2.10)$$

Por lo tanto

$$\tau_\rho = \frac{T_c}{J} \quad (2.11)$$

$$\tau_c = \frac{T_c}{J} \quad (2.12)$$

Donde J es el segundo momento polar del área transversal de la flecha.

La ecuación indica el esfuerzo cortante τ_ρ al igual que la deformación angular γ_ρ es cero en el centro de la flecha y aumenta linealmente con respecto a la distancia ρ a partir del eje de la flecha. Tanto la deformación angular como el esfuerzo cortante τ son máximos cuando $\rho = c$. La ecuación se conoce como la fórmula de torsión elástica y es válida para flechas circulares sólidas y huecas. Con frecuencia, es importante la cantidad de torsión en una flecha.

$$\theta = \frac{Y\rho}{\rho} = \frac{\tau\rho L}{\rho G} \quad (2.13)$$

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (2.14)$$

El ángulo de torsión determinado a partir de las expresiones anteriores es para una longitud de flecha de diámetro constante, propiedades constantes del material y que soporte un par de torsión T. Lo ideal es que la longitud de la flecha no debe incluir secciones que estén demasiado cerca de lugares donde se hayan instalado dispositivos mecánicos. Sin embargo, para propósitos prácticos, se acostumbra ignorar las distorsiones en las conexiones y calcular los ángulos como si no hubiera discontinuidades.

2.7 Conversión de energía hidráulica en térmica

Partiendo de los conceptos matemáticos anteriormente indicados, en esta investigación se propone utilizar una turbina de eje horizontal, para que funcione con energía cinética existente en las corrientes de río.

A nivel experimental se pueden utilizar las siguientes correlaciones para la potencia hidráulica y para el calor generado por la fuerza de rozamiento.

$$P_{\max} \approx \frac{8}{27} \delta H_2O * \frac{D}{2} * L * V^3 \quad (2.15)$$

Donde	P_{\max} potencia máxima	W
	δ densidad del agua	kg/m ³
	D diámetro de la turbina	m
	L longitud del rotor múltiple	m
	V velocidad de la corriente	m/s

Por otra parte, para calcular el calor generado por un par de fricción se puede utilizar siguiente expresión matemática:

$$Q_{\text{fricción}} = \frac{2}{3} \pi P^0 * \mu * N (R_{\text{shoulder}}^3 - R_{\text{pin}}^3) \quad (2.16)$$

Donde	$Q_{\text{fricción}}$	calor disipado por el rozamiento	Wt
	P^0	presión de aplastamiento interfacial	N/m^2
	μ	coeficiente de rozamiento	
	N	velocidad angular	rad/s
	R_{shoulder}^3	radio exterior de contacto	m
	R_{pin}^3	radio interior de contacto	m

Por lo tanto, utilizando las dos ecuaciones anteriores se puede encontrar la siguiente relación para la potencia mecánica útil de la turbina.

$$P_u = n_t * n_m * n_{st} * P_{\text{max}} \quad (2.17)$$

Donde	n_t	eficiencia de la turbina
	n_m	eficiencia del multiplicador de velocidades
	n_{st}	eficiencia del sistema de transmisión de potencia

Además, igualando el calor de fricción con la potencia útil de la turbina se tiene:

$$Q_{\text{fricción}} = n_c * P_u \quad (2.18)$$

Por lo tanto η_c es la eficiencia de conversión de energía mecánica en térmica. Con esta expresión matemática se relaciona el proceso de conversión de energías mecánica en térmica. De igual forma se puede realizar un análisis para la conversión de la energía mecánica en eléctrica.

CAPITULO III

ESTADO DEL ARTE

3.1 Convertidores hidráulicos y mecánicos

Para la conversión de la energía cinética de las corrientes de río en energía mecánica de rotación, se pueden utilizar elementos de transmisión de potencia de tipo mecánico y/o hidráulico.

3.1.1 Convertidores hidráulicos

Se utilizan los sistemas de pistón cilindro que desplazan un fluido hidráulico. Mediante un intensificador aumentan la potencia de salida hasta 100 veces la de entrada. Estos dispositivos pueden transmitir energía mecánica para bombeo.

3.1.2 Convertidores mecánicos

Transmiten potencia de un eje hacia otro. Pueden acoplarse en cadena para aumentar la velocidad o reducirla. A estos elementos se los conoce como multiplicadores o reductores de velocidad.

Es importante tomar en cuenta que si se aumenta la velocidad de rotación, el torque se reduce considerablemente.

Entre los de mayor aplicación se indican los siguientes:

- Ejes de rotación que pueden ser sólidos o huecos
- Engranajes
- Conjunto tornillo sinfín corona
- Bandas y poleas

- Trenes de engranajes
- Cajas multiplicadoras o reductoras de velocidad

3.2 Sistemas de generación de energía térmica

Existen algunas investigaciones relacionadas con el desarrollo de tecnología para generar calor por fricción. Las fuentes de energía que accionen estos dispositivos térmicos son los siguientes:

- Energía eólica, velocidades de 4 a 12 m/s
- Energías de las corrientes de mar
- Energía cinética de ríos con velocidades de 2 a 4 m/s

Otros dispositivos convencionales para accionar los sistemas de calentamiento por fricción son:

- Motor eléctrico
- Motor de vehículo
- Pedal para tracción humana

En cuanto a la generación de calor por el fenómeno de rozamiento es necesario tener un par de fricción compuesto por un material duro como el acero aleado y tratado térmicamente y el bronce dulce.

Un modelo energético para el aprovechamiento de este calor puede ser el denominado caldero de fricción. A nivel experimental se ha conseguido accionar este dispositivo con velocidades de rotación desde 320 RPM, acoplado a un motor eléctrico que le proporciona el torque y la velocidad necesaria para su movimiento.

Se espera que en el futuro esta tecnología energética pueda ser accionada por una turbina de río de empuje horizontal como la desarrollada en esta investigación.

Las RPM recomendadas para el funcionamiento de esta nueva tecnología de calentamiento por fricción tienen un rango de 320 a 1200 RPM.



Figura Nº. 13 Pruebas del caldero de fricción

Fuente: Guasumba (2010)

Dentro de estos límites se tiene que desarrollar sistemas de multiplicación de velocidades para que con una entrada de 10 a 30 RPM se puedan alcanzar esos valores.

Otro parámetro importante para estas nuevas aplicaciones es el torque que se consigue con turbinas horizontales con gran volumen de arrastre del agua.

Otra forma de producción de energía térmica mediante la turbina sería utilizar una bomba de calor con un compresor eléctrico o mecánico, según el siguiente esquema.

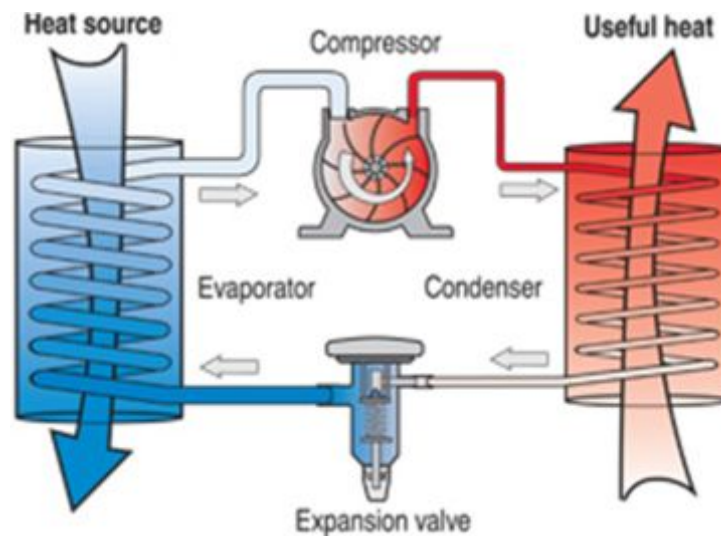


Figura N°. 14 Esquema de la bomba de calor

Fuente: www.heatpumpcentre.org

3.3 Turbinas complejas para aplicación mixta

Existen turbinas como el rotor Savonius que pueden ser utilizadas para producir electricidad y para bombeo de agua. Pueden funcionar con energía eólica o hidráulica. A continuación se presenta el desarrollo geométrico y aplicación del rotor Savonius de eje vertical.

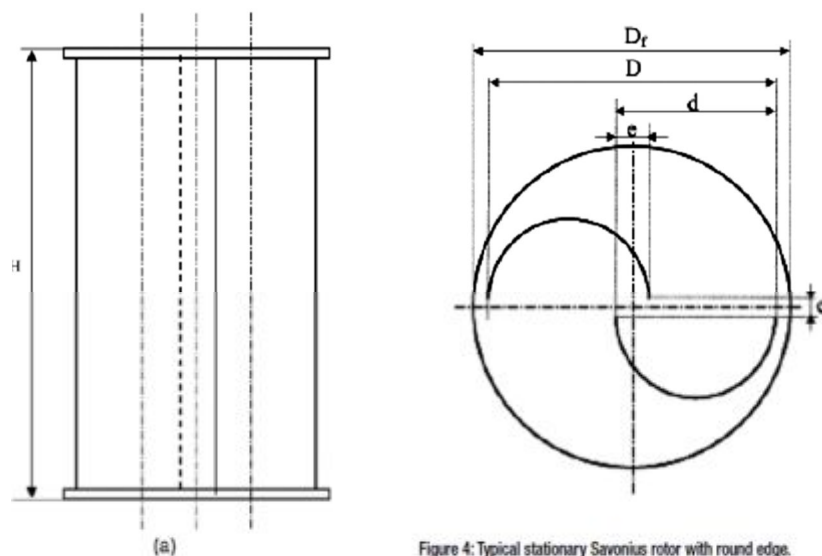


Figure 4: Typical stationary Savonius rotor with round edge.

Figura N°. 15 Geometría del rotor Savonius

Fuente: Jhon's (2009)

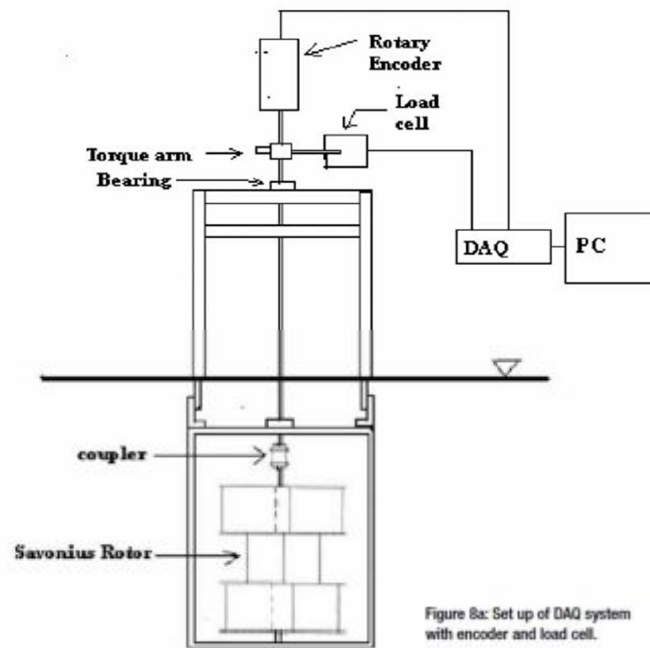


Figura N^o. 16 Esquema de instalación de la turbina Savonius

Fuente: Jhon's (2009)



Figura N^o. 17 Turbina Savonius de tres etapas

Fuente: Jhon's (2009)

La turbina indicada en la Figura 17, tiene un desplazamiento angular de 45° entre etapas y dispone de un total de 6 álabes, está construida en acero inoxidable.



Figura N°. 18 Laboratorio de ensayo de la turbina Savonius
Fuente: Jhon´s (2009))

Por otra parte para conocer la eficiencia de las turbinas de aplicación eólica o hidráulica, se puede utilizar las curvas de rendimiento de la Figura N° 3.7

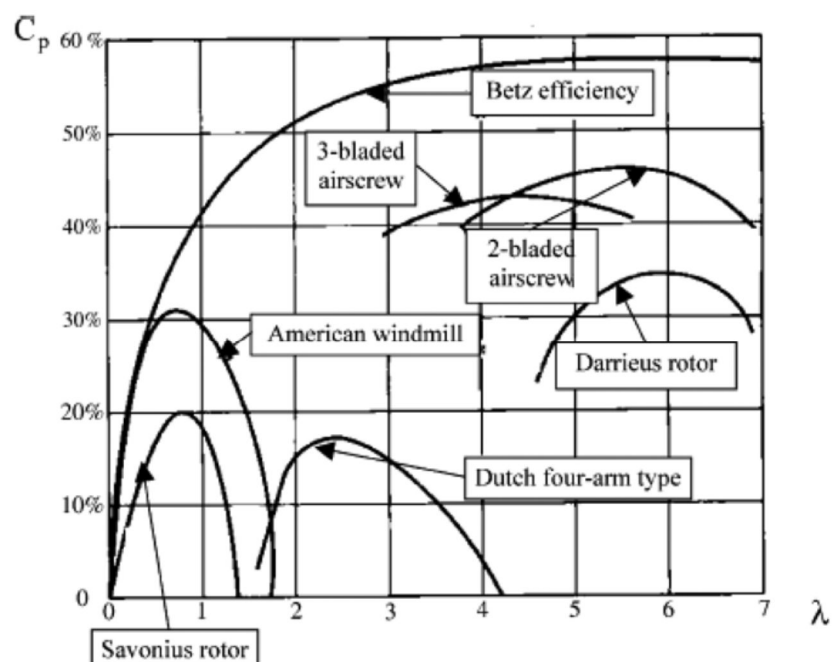


Figura N°. 19 Curvas de rendimiento de diversas turbinas
Fuente: Jhon´s (2009)

De acuerdo al gráfico anterior, se puede indicar que el máximo rendimiento del rotor Savonius es del 20%. El coeficiente de potencia máxima o límite de BETZ alcanza el 59% para casos teóricos.

En el Anexo 8.2, se adjunta una demostración del índice de BETZ, para turbinas eólicas. Las fórmulas descritas son ideales en el sentido de que el análisis se realiza en una dimensión y para el estado estable.

En el caso de turbinas para corrientes de mar o de río, el campo de flujo es altamente complejo por la variación de la corriente existiendo efectos de ondas superficiales y ambiente turbulento.

La aplicabilidad de las fórmulas descritas en el anexo indicado, está por lo tanto sujetas a verificación y validación. También su aplicabilidad está lejos de ser validada. Para analizar de manera rigurosa se requieren modelos hidrodinámicos por medios computacionales que deben determinar lo siguiente:

- Arrastre, levantamiento, torque de la turbina
- Potencia de la turbina
- Flujo a lo largo de los álabes de la turbina
- Principales factores que afecten al diseño

En este caso de la turbina de eje horizontal, el proyecto contempla la de 8 álabes en cada etapa, sujetos en tres carcazas desplazadas entre sí para que durante la rotación su funcionamiento sea como de un tornillo con hélice helicoidal.

Esta turbina está concebida para que produzca un alto torque y bajas RPM, condición necesaria para en próximos desarrollos accionar el caldero de fricción. Esta nueva turbina se podrá utilizar para tres aplicaciones principalmente:

- Bombeo de agua
- Generación de electricidad
- Generación de calor útil por rozamiento o mediante el efecto Joule

CAPITULO IV

DESARROLLO EXPERIMENTAL

4.1 Dimensionamiento de la turbina

Partiendo de la necesidad de obtener una potencia de 5kW, conociendo que la velocidad media del río es 2 m/s y que los materiales del mercado ecuatoriano se encuentran estandarizados en dimensiones definidas, se procede a la determinación de la longitud, diámetro y número de rotores de la turbina.

De la teoría de turbinas de eje horizontal, se determina la ecuación 2.15, la cual permite definir las dimensiones en base a los parámetros descritos anteriormente.

$$P_{\max} = \frac{8}{27} \rho H_2O * \frac{D}{2} * L * V^3$$

Al reemplazar los datos se obtiene para un diámetro de turbina de 1.22 m el siguiente resultado.

$$P_{\max} = 8/27 * 1000 * 1.22 / 2 * L * 2^3 = 5000$$

$$L = 3.46 \text{ m}$$

Este valor indica la longitud de la turbina, la misma que debe adaptarse a las medidas de los materiales existentes en el mercado nacional.

Las planchas disponibles en el mercado son de dimensiones 1.22 x 2.44 m, siendo este un factor determinante para la construcción del elemento hidráulico.

Al dividir 3.46 para 1.22, el resultado indica el número de rodets que la turbina requiere, siendo éste 2.83, valor que debe ajustarse al inmediato inferior o superior.

Por razones lógicas, se adoptó un número de rodets igual a 3, convirtiéndose de esta manera la longitud de la turbina en 3.66 m, lo cual aporta una energía de 5292 W, valor ligeramente superior al requerido originalmente.

Una vez determinada la longitud y diámetro de la turbina, se debe determinar el número de álabes que cada rodete debe disponer, por lo que se analizan varias alternativas, llegando a definir que 8 álabes por rodete es la cantidad mínima necesaria para que la turbina funcione correctamente.

Esta definición se realiza en función de la ubicación geométrica en la circunferencia que forman los espejos centrales de cada rodete, así como también debe considerarse el factor de simetría entre ellos.

La hidráulica general para corrientes de río establece que la profundidad de inmersión de la turbina tipo Savonius o Poncelet, debe cubrir $1/6$ del radio de la misma, por lo que para el caso en análisis, ese valor corresponde a $60/6 = 10$ cm.

Tomando en cuenta esta profundidad de inmersión, se analiza geoméricamente la distribución de los álabes, por lo que para 2 álabes el ángulo medio formado entre ellos es de 90° , para 4 álabes el ángulo medio es de 45° y para 8 álabes es de 22.50° , valor que permite que el agua fluya libremente entre uno y otro álabe, satisfaciendo el requerimiento hidráulico de 10 cm de profundidad de inmersión.

Con esta cantidad de álabes, se diseñaron los tres rodets, los cuales se dispusieron de manera alternada a fin de optimizar la inercia que el agua trae al mover la turbina.

4.2. Diseño de los componentes de la turbina

Los cálculos para el diseño de cada elemento de la turbina sean estos rodetes, álabes, eje principal y secundario, chumaceras, volantes de inercia, pórtico metálico de soporte, etc., se encuentran indicados en la memoria de cálculo del Anexo N° 8.1. Sin embargo a continuación se realiza una descripción general de las dimensiones de algunos elementos.

4.2.1. Rodetes

Los rodetes son aquellos elementos principales de la turbina, los cuales están conformados por dos placas metálicas circulares de diámetro 1.20 m y de espesor 6 mm denominadas espejos, así como también por un tubo central de 8" y cédula 40. Sobre estos elementos se soldaron los 8 álabes correspondientes a cada rodete.

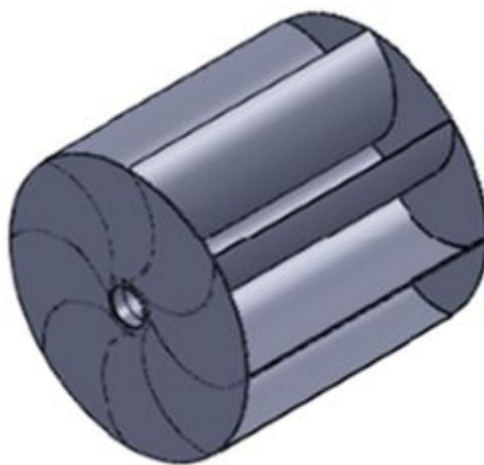


Figura N°. 20 Rodete
Fuente: Muela & Coba (2013))

4.2.2. Eje principal

Asumiendo que la turbina tiene el comportamiento de una viga simplemente apoyada sobre la que se ejerce una carga distribuida de aproximadamente 1400 Kg,

se realizó el análisis de cargas y de momentos, llegando a la conclusión de que el eje debe ser un tubo de 6" de diámetro cédula 80.



Figura Nº. 21 Eje principal

Fuente: Muela & Coba (2013)

4.2.3 Volantes de inercia

Son elementos mecánicos que sirven para mantener una velocidad de giro constante. Los volantes de inercia son masas grandes que precisamente cumplen la función de estabilizar y regular el movimiento de manera constante.

Se ubican en los extremos de la turbina y para este proyecto tienen un espesor de 4" y diámetro de 40 cm.

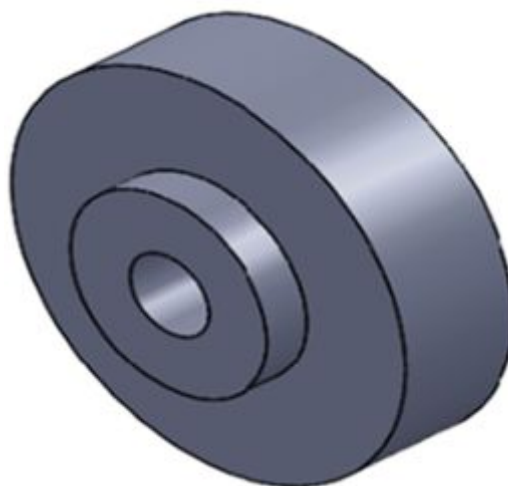


Figura Nº. 22 Volante de inercia

Fuente: Muela & Coba (2013))

4.2.4 Pórtico metálico

Para que la turbina pueda ser instalada en el río, necesita apoyos en los extremos, los cuales pueden ser obras civiles en hormigón armado tipo estribos, que se fijarían definitivamente el equipo, o a su vez estructuras metálicas móviles, ensambladas directamente a la turbina, la misma que permita su transporte e instalación.



Figura Nº. 23 Pórtico metálico

Fuente: Muela & Coba (2013))

4.2.5. Elementos mecánicos varios

Para que el equipo se ensamble adecuadamente, se necesitan varios elementos mecánicos tales como chumaceras, graseros, chaveteros, engranajes, etc., los cuales deben acoplarse a las dimensiones de la turbina y adaptarse a las medidas existentes en el mercado.

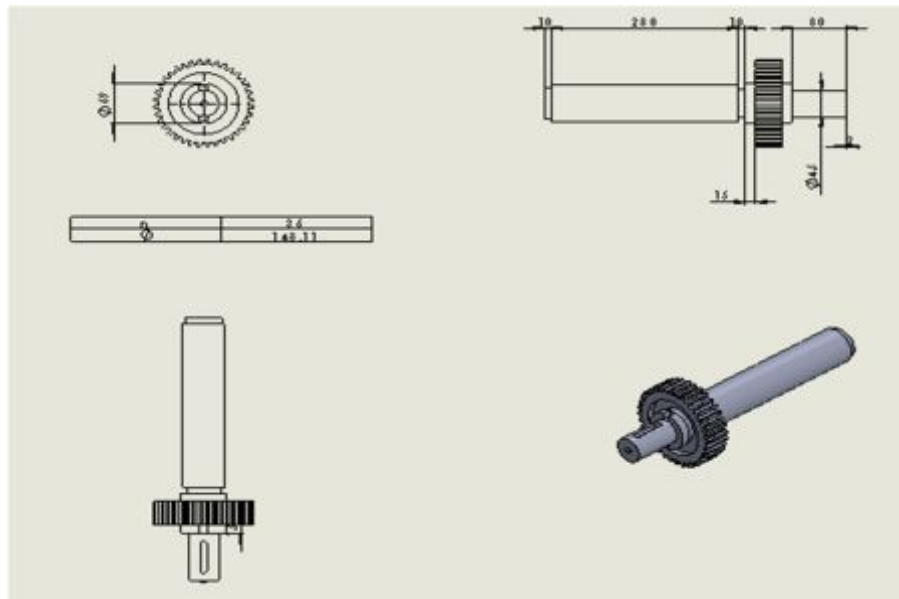


Figura N°. 24 Eje y engranaje motriz

Fuente: Muela & Coba (2013))

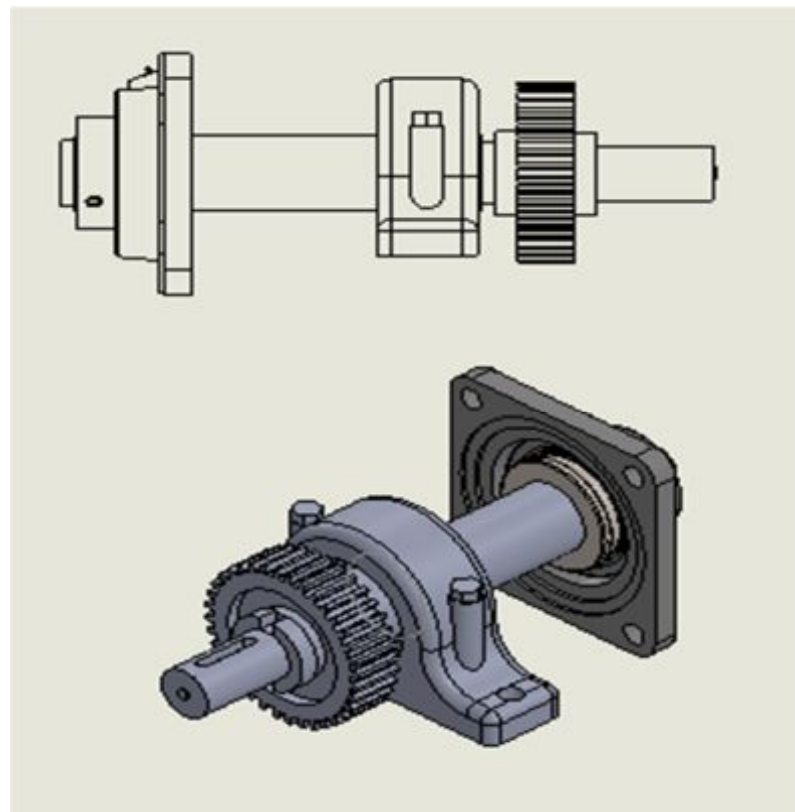


Figura N°. 25 Acoplamiento del eje motriz, piñón y chumaceras

Fuente: Muela & Coba (2013))

4.3 Implementación y puesta a punto del equipo

Una vez seleccionado el río San Pedro, en el sector de El Murco, como la alternativa fluvial más adecuada para la experimentación y obtención de resultados de la turbina de eje horizontal, ésta fue transportada y ubicada en el sitio determinado como el más apropiado.



Figura Nº. 26 Río aguas arriba del sitio de ubicación de la turbina

Fuente: Rivera (2013)

Para poner el equipo en las condiciones físicas de operación máxima, se utilizó veinte personas como contingente, así como un camión grúa, los mismos que luego de varios intentos, tanto en nivelación, alineamiento, perpendicularidad del flujo a los álabes, seguridad de hundimiento, etc., se logró instalarla en el sitio más apropiado.

Como se puede apreciar en las fotografías y basados en la teoría hidráulica, que determina que la profundidad de inmersión de los álabes de la turbina debe ser $1/6$ de su radio, se realizaron varios intentos hasta obtener esta profundidad de inmersión trabajo que fue muy arduo debido al tamaño y peso de la misma.



Figura N°. 27 Ubicación de la turbina en el río

Fuente: Rivera (2013)

Una vez alcanzada la profundidad de inmersión calculada, la turbina empezó a girar de la manera prevista, la misma que se estabilizó en 13 RPM, valor semejante a los obtenidos en los cálculos correspondientes.

4.4 Procedimiento de pruebas

Se estableció que los parámetros a medir son los correspondientes a hora, temperatura, ambiental, humedad relativa, velocidad superficial de la corriente del río, calado del río, profundidad de inmersión y RPM en el eje principal.

Estos valores se midieron desde las 08H00 a 15H00, con intervalos de 20 minutos, durante varios días y utilizando los equipos apropiados para cada uno de los parámetros, tales como cronómetro, termómetros para agua y ambiental, tacómetro de RPM, etc.

4.5 Materiales, equipos e instrumentos de medición

4.5.1 Materiales

El material utilizado para la fabricación de la turbina de eje horizontal es acero negro, término que se se utiliza para hacer referencia al acero que tiene una capa de óxido negro en la superficie. Esta capa de óxido negro se forma cuando el material es forjado y típicamente sellado con un aceite protector para evitar la corrosión.

Todas las soldaduras son tipo MIG y los ensambles se realizaron con pernos.

Los elementos son pintados con anticorrosivo como material de fondo y luego con una capa de esmalte.

4.5.2 Equipos



Figura N°. 28 Baroladora para geometrización de álabes

Fuente: Muela (2013)



Figura Nº. 29 Torno industrial
Fuente: Muela (2013)



Figura Nº. 30 Soldadora MIG
Fuente: Muela (2013)

4.5.3 Instrumentos utilizados

EQUIPO	CARACTERÍSTICAS
 <p data-bbox="512 786 839 819">TURBINA SAVONIUS</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Potencia: 5000 W-h - Velocidad rotación: 13 – 39rpm - Velocidad mínima agua: 2.0 m/s - Porcentaje de inmersión de la turbina: $1/6 R = 10 \%$ - Diámetro turbina: 1.22 m - Volante inercia: $D = 0.40 \text{ m}$ - Longitud neta equipo: 3.66 m
 <p data-bbox="568 1155 783 1189">TACOMETRO</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Medidor de rpm - 1000 a 1500 rpm
 <p data-bbox="528 1440 823 1473">MICROMOLINETE</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Medidor de velocidad de la corriente del río - 100 lt/minuto
 <p data-bbox="539 1827 762 1861">LIMNÍMETRO</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Medidor de niveles de agua, que compara la curva de descarga, la misma que relaciona niveles con caudales - Medidor de la profundidad del río 2 m

Figura N°. 31 Equipos e instrumentos utilizados

4.6 Datos de campo

Tabla Nº. 4 Datos de campo

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS TURBINA DE EJE HORIZONTAL PARA APROVECHAMIENTO DE AGUAS FLUVIALES RÍO SAN PEDRO - SECTOR EL MURCO JULIO DEL 2013 MACHACHI - ECUADOR

DATOS MEDIDOS EN CAMPO									
Nº	HORA	TIEMPO	CALADO TOTAL RIO	PROFUNDIDAD DE INMERSION TURBINA	VELOCIDAD DE GIRO	VELOCIDAD SUPERFICIAL RIO	TEMPERATURA AMBIENTAL	TEMPERATURA DEL AGUA	HUMEDAD RELATIVA
			CTR	PIT	VDG	VSR	TAZ	TAR	HRZ
		MINUTOS	CM	CM	RPM	M/S	° C	° C	%

1	08H00	0	1,20	12	12	1,35	20,70	5	62
2	08H20	20	1,20	12	12	1,37	15,50	5	67
3	08H40	40	1,20	12	12	2,01	17,30	5	70
4	09H00	60	1,40	20	9	2,00	17,80	5	73
5	09H20	80	1,40	20	9	1,98	18,00	5	72
6	09H40	100	1,40	20	9	1,99	15,80	5	69
7	10H00	120	1,35	15	10	2,00	17,90	5	73
8	10H20	140	1,35	15	10	1,79	16,00	5	74
9	10H40	160	1,20	12	12	1,41	16,10	5	75
10	11H00	180	1,20	12	13	1,40	16,50	5	78
11	11H20	200	1,20	12	13	1,39	17,30	5	75
12	11H40	220	1,35	15	10	1,78	17,10	6	76
13	12H00	240	1,35	15	10	1,82	17,30	6	73
14	12H20	260	1,35	15	10	1,73	16,70	6	72
15	12H40	280	1,20	10	13	1,37	20,10	6	57
16	13H00	300	1,20	10	13	1,28	20,00	6	58
17	13H20	320	1,20	10	13	1,32	18,80	6	61
18	13H40	340	1,20	10	13	1,27	19,60	7	59
19	14H00	360	1,15	15	9	1,12	20,40	7	57
20	14H20	380	1,20	10	13	1,35	18,80	7	55
21	14H40	400	1,20	10	13	1,29	18,40	7	58
22	15H00	420	1,20	10	13	1,32	18,80	7	60

PROMEDIOS	1,26	13,27	11,41	1,56	17,95	5,73	67,00
------------------	-------------	--------------	--------------	-------------	--------------	-------------	--------------

Tabla Nº. 5 Datos de campo

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS TURBINA DE EJE HORIZONTAL PARA APROVECHAMIENTO DE AGUAS FLUVIALES RÍO SAN PEDRO - SECTOR EL MURCO JULIO DEL 2013 MACHACHI - ECUADOR

DATOS MEDIDOS EN CAMPO									
N°	HORA	TIEMPO	CALADO TOTAL RIO	PROFUNDIDAD DE INMERSION TURBINA	VELOCIDAD DE GIRO	VELOCIDAD SUPERFICIAL RIO	TEMPERATURA AMBIENTAL	TEMPERATURA DEL AGUA	HUMEDAD RELATIVA
			CTR	PIT	VDG	VSR	TAZ	TAR	HRZ
		MINUTOS	CM	CM	RPM	M/S	° C	° C	%

1	08H00	0	1,20	10	13	1,37	18,50	4	59
2	08H20	20	1,20	10	13	1,35	13,80	4	73
3	08H40	40	1,20	10	13	1,37	13,60	4	76
4	09H00	60	1,20	10	13	1,35	14,30	5	80
5	09H20	80	1,20	10	13	1,37	14,20	5	80
6	09H40	100	1,20	10	13	1,32	14,70	5	78
7	10H00	120	1,20	10	13	1,38	15,20	5	70
8	10H20	140	1,20	10	13	1,38	16,40	5	70
9	10H40	160	1,20	10	13	1,34	15,30	6	66
10	11H00	180	1,20	10	13	1,36	16,60	6	70
11	11H20	200	1,20	10	13	1,36	16,30	6	63
12	11H40	220	1,20	10	13	1,38	16,40	6	64
13	12H00	240	1,20	10	13	1,36	16,20	6	69
14	12H20	260	1,20	10	13	1,37	16,50	6	69
15	12H40	280	1,20	10	13	1,36	16,20	6	70
16	13H00	300	1,20	10	13	1,39	16,60	6	68
17	13H20	320	1,20	10	13	1,34	17,90	6	57
18	13H40	340	1,20	10	13	1,32	17,80	6	58
19	14H00	360	1,20	10	13	1,41	16,70	6	63
20	14H20	380	1,20	10	13	1,35	16,20	6	65
21	14H40	400	1,20	10	13	1,39	16,60	6	66
22	15H00	420	1,20	10	13	1,41	17,60	6	67

PROMEDIOS	1,20	10,00	13,00	1,36	16,07	5,50	68,23
------------------	-------------	--------------	--------------	-------------	--------------	-------------	--------------

Tabla Nº. 6 Datos de campo

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO TURBINA DE EJE HORIZONTAL PARA APROVECHAMIENTO DE AGUAS FLUVIALES RÍO SAN PEDRO - SECTOR EL MURCO JULIO DEL 2013 MACHACHI - ECUADOR

DATOS MEDIDOS EN CAMPO									
N°	HORA	TIEMPO	CALADO TOTAL RIO	PROFUNDIDAD DE INMERSION TURBINA	VELOCIDAD DE GIRO	VELOCIDAD SUPERFICIAL RIO	TEMPERATURA AMBIENTAL	TEMPERATURA DEL AGUA	HUMEDAD RELATIVA
			CTR	PIT	VDG	VSR	TAZ	TAR	HRZ
		MINUTOS	CM	CM	RPM	M/S	° C	° C	%

1	08H00	0	1,20	10	13	1,38	16,0	4	61
2	08H20	20	1,20	10	13	1,37	15,9	4	62
3	08H40	40	1,20	10	13	1,34	14,5	4	66
4	09H00	60	1,20	10	13	1,39	16,5	4	61
5	09H20	80	1,20	10	13	1,38	16,4	4	62
6	09H40	100	1,20	10	13	1,41	17,9	4	57
7	10H00	120	1,20	10	13	1,40	19,0	4	57
8	10H20	140	1,20	10	13	1,34	19,0	5	53
9	10H40	160	1,20	10	13	1,39	19,4	5	56
10	11H00	180	1,20	10	13	1,39	19,5	5	52
11	11H20	200	1,20	10	13	1,38	18,8	5	57
12	11H40	220	1,20	10	13	1,36	19,4	5	59
13	12H00	240	1,20	10	13	1,41	19,2	5	60
14	12H20	260	1,20	10	13	1,41	19,5	5	58
15	12H40	280	1,20	10	13	1,32	18,8	5	61
16	13H00	300	1,20	10	13	1,33	19,5	6	61
17	13H20	320	1,20	10	13	1,35	20,8	6	59
18	13H40	340	1,20	10	13	1,33	18,5	6	63
19	14H00	360	1,20	10	13	1,37	18,2	6	63
20	14H20	380	1,20	10	13	1,37	16,9	6	68
21	14H40	400	1,20	10	13	1,34	16,2	6	70
22	15H00	420	1,20	10	13	1,35	15,8	6	72

PROMEDIOS	1,20	10,00	13,00	1,37	17,99	5,00	60,82
------------------	-------------	--------------	--------------	-------------	--------------	-------------	--------------

Las tablas anteriores muestran los datos obtenidos en el río San Pedro, los mismos que serán analizados estadísticamente para la interpretación de resultados.

CAPITULO V

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSION

5.1 Tabulación de datos obtenidos

Las figuras siguientes indican la comparación de las diferentes variables medidas en campo, las cuales generan tendencias de resultados futuros en base a los datos del campo.

Estos gráficos deben ser validados con información más amplia de campo, la cual puede ser motivo de otra investigación a futuro y mucho más extensa, aprovechando la existencia del equipo y la determinación del cauce fluvial apropiado.

La relación del calado total del río (CTR) frente a la hora en la cual se realizó la medición, marca muy claramente la tendencia de un valor constante, el mismo que fluctúa alrededor de 1.20 m. Este valor cuasi constante se debe a que la época del año en la cual se realizó la medición no presenta lluvias, por lo cual este valor es el resultado del caudal base del río que proviene estrictamente de los deshielos de los Hlinizas. Las mediciones realizadas en los otros días definen que el CTR se mantiene fijo, valor que garantiza la profundidad de inmersión de la turbina (PIT). En épocas de lluvias este valor aumentará, lo que obligará a que se construyan obras de control aguas arriba de la ubicación de la turbina, tales como vertederos de descarga y excesos, y compuertas de regulación de caudal y niveles, a fin de mantener estable el calado y consecuentemente la PIT.

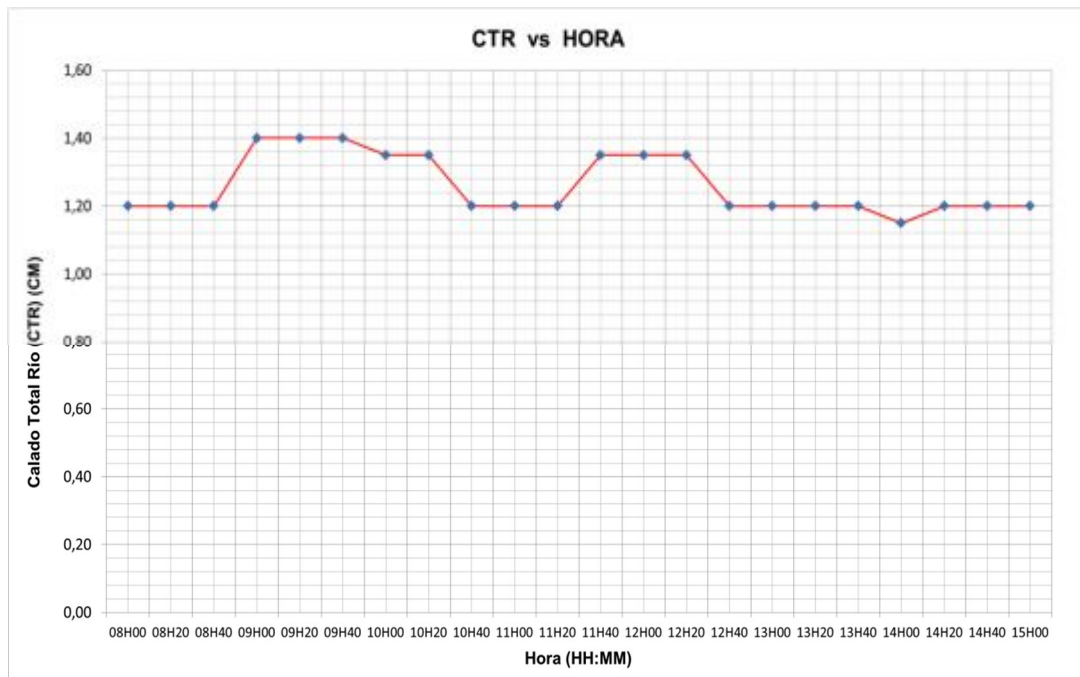


Figura Nº. 32 Variación del calado del río en función de la hora del día

La relación de la profundidad de inmersión PIT frente a la hora del día, al igual que la relación anterior, es casi constante.

Esta estabilidad de la PIT permite a la turbina funcionar con el valor óptimo, el cual es igual a $1/6$ del radio de la turbina, es decir 10 cm.

Los valores obtenidos en los otros días de medición se estabilizan en 10 cm, coincidiendo con el valor óptimo y permitiendo a la turbina funcionar a su capacidad máxima.

En épocas de lluvia, este valor de la PIT debe ser regulado con las obras hidráulicas de control aguas arriba, ya que la mayor capacidad de generación de revoluciones está dada cuando la PIT es la recomendable por la teoría.

Cabe destacarse que para el caso de nuestra turbina que tiene un radio de 60 cm, la PIT óptima es de 10 cm, el mismo que puede variar dependiendo del radio del equipo que se esté ensayando.

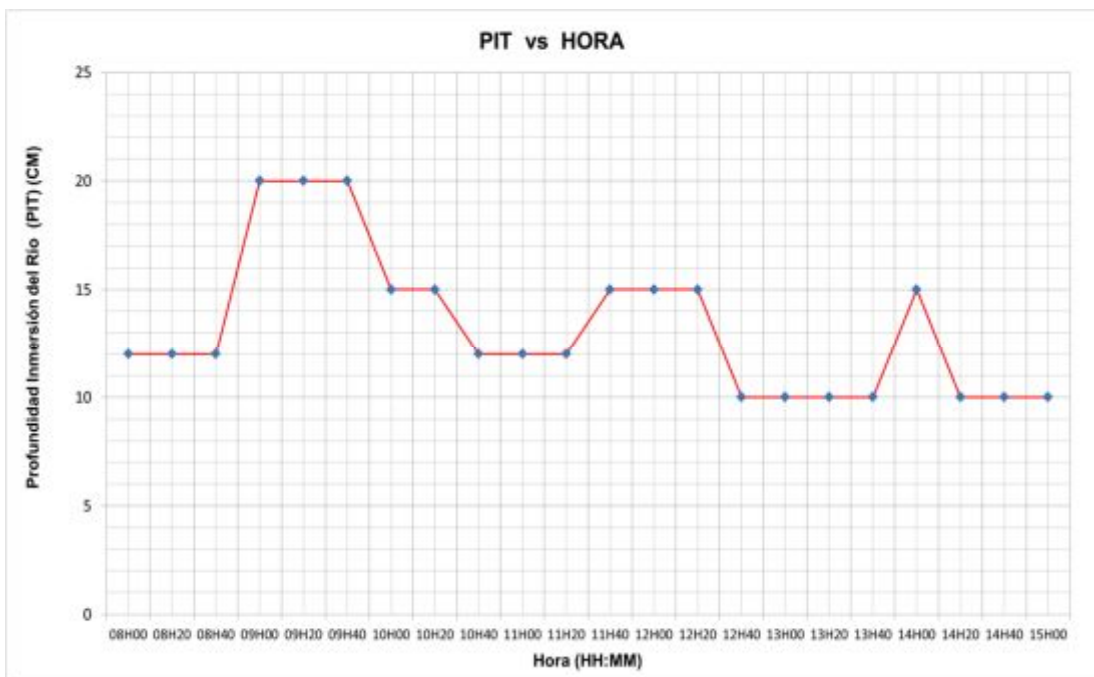


Figura Nº. 33 Variación de la profundidad del río en función de la hora del día

La relación de la velocidad de giro (VDG) con la hora del día en la cual fue realizada la medición, mantiene la misma tendencia que en los anteriores parámetros analizados, ya que el mayor empuje se produce cuando la PIT es la óptima.

En los otros días de medición la VDG se fija en el valor de 13 RPM, valor muy aceptable para el proyecto de investigación que se desarrolla, ya que el objetivo era obtener velocidades entre 10 y 30 RPM.

Es importante acotar que la VDG no tiene ningún tipo de relación con la hora en la cual se realizó la medición, debido a que el caudal es constante.

También se debe acotar que cuando existan variaciones de caudales, éstos obligarán a que la PIT varíe y consecuentemente la VDG aumente o disminuya, por lo que se hace imprescindible la construcción de las obras de regulación aguas arriba del río o a su vez que la estructura de la turbina tenga la capacidad de subir o bajar mediante un mecanismo eléctrico o mecánico a fin de mantener la PIT constante en el valor óptimo.

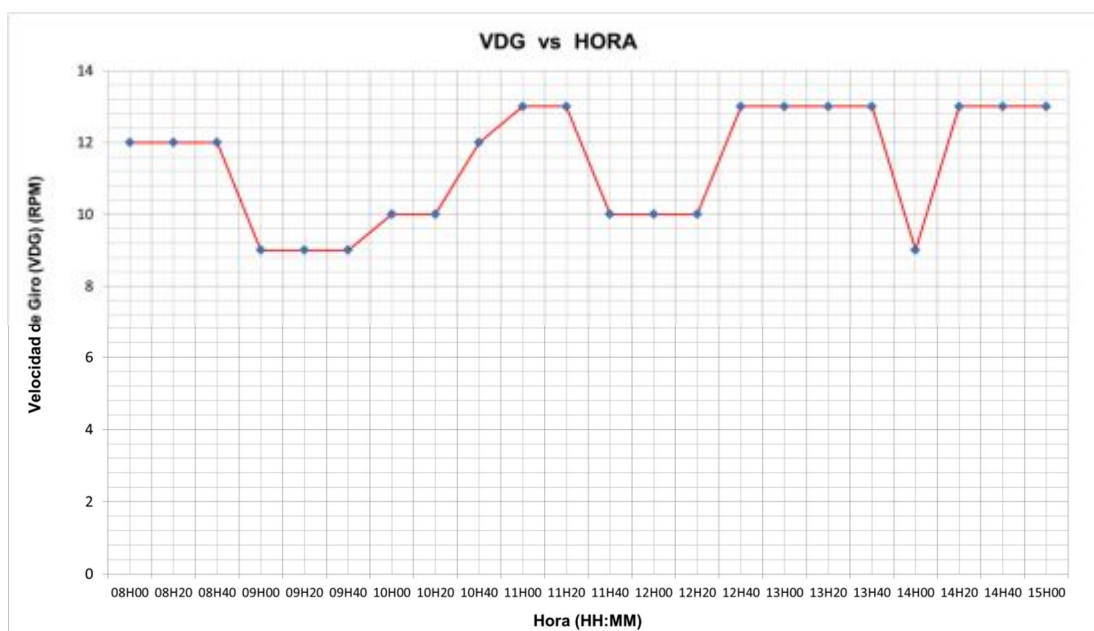


Figura Nº. 34 Variación de la velocidad de giro en función de la hora del día

La correlación entre la velocidad media máxima del río (VPM) frente a la hora de medición, no tiene ninguna tendencia matemática, ya que son parámetros completamente independientes.

Se podría manifestar que a las primeras horas del mañana, la velocidad es un poco mayor ya que el caudal está ligeramente incrementado, por cuanto no aparece la evapotranspiración, producto de la radiación solar sobre la superficie del agua, a lo largo de todo el río.

La velocidad disminuye a las horas finales de la tarde, por cuanto el caudal sufre los efectos del ciclo hidrológico, en el cual la evapotranspiración realiza su trabajo, es decir evaporando la capa de agua que se encuentra en la superficie del flujo de agua.

Sin embargo, de manera general se puede manifestar que los caudales son estables y consecuentemente la velocidad también, dependiendo de las épocas del año, ya que en el invierno el caudal aumenta y automáticamente la velocidad superficial.

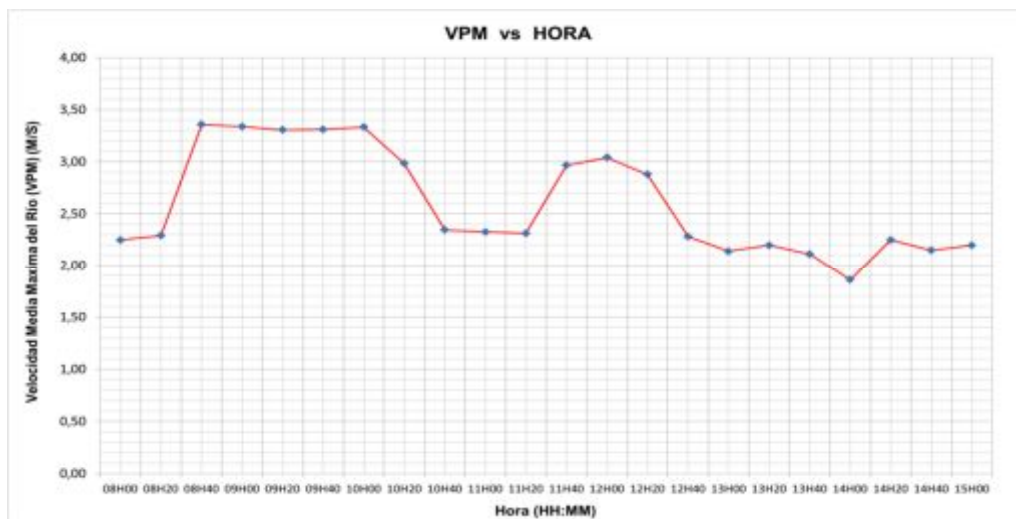


Figura Nº. 35 Variación de la velocidad media máxima del río en función de la hora del día

La temperatura ambiental zonal (TAZ) tiene un ligero incremento mientras avanza la hora del día, debido principalmente al calor que el sol proporciona al entorno y consecuentemente incrementa su valor. Si las mediciones se hubieran realizado en la noche, esta relación sería inversa a la descrita anteriormente.



Figura Nº. 36 Variación de la temperatura ambiental en función de la hora del día

La comparación que se hace entre la hora y la temperatura del agua del río (TAR), tiene la misma tendencia que con la temperatura ambiental, ya que la

radiación solar calienta el espejo de agua a lo largo de todo el río y consecuentemente incrementa la temperatura de la misma.

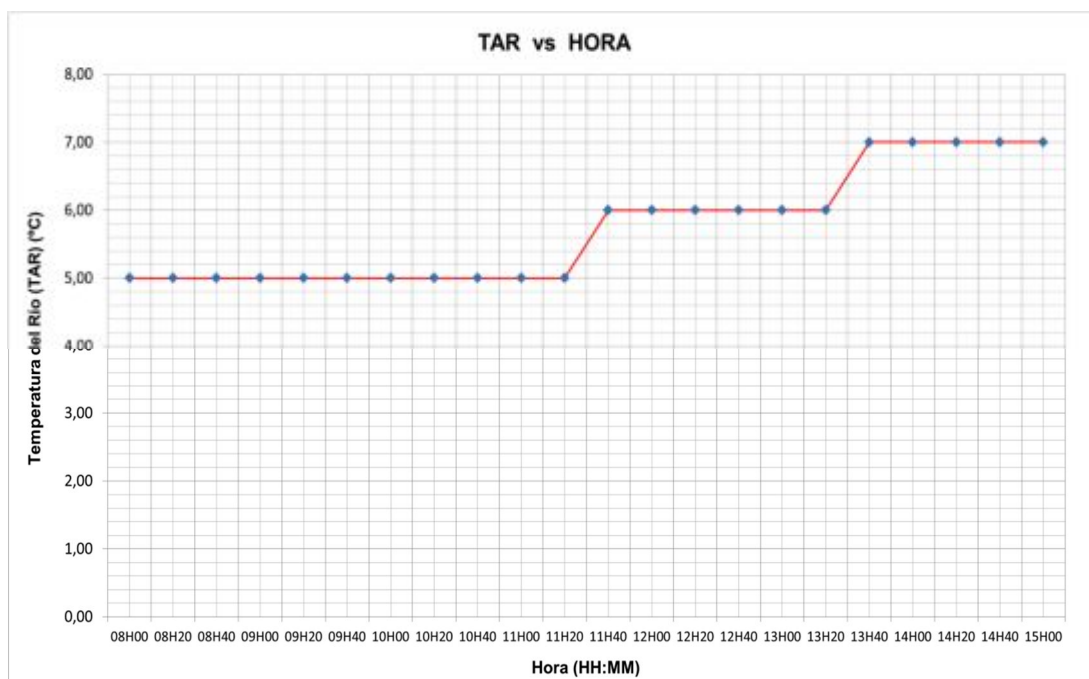


Figura Nº. 37 Variación de la temperatura del agua del río en función de la hora del día.

Mientras avanza la hora hacia el mediodía, hora en la cual es mayor la temperatura ambiental por razones estrictamente de radiación solar, la humedad relativa ambiental (HRZ) aumenta, ya que la evapotranspiración es mayor, incrementando la cantidad de vapor de agua al ambiente.

Sin embargo no existe una relación matemática que permita relacionar los dos parámetros, sino que se podría decir que prácticamente es constante. Esta humedad aumentaría cuando se produzcan mayor cantidad de lluvias y más aún cuando la radiación aumenta.

De todas maneras, para la zona en la cual se desarrolla el proyecto, estos efectos son mínimos ya que la HRZ es muy estable para las dos estaciones climáticas, es decir el invierno y el verano.

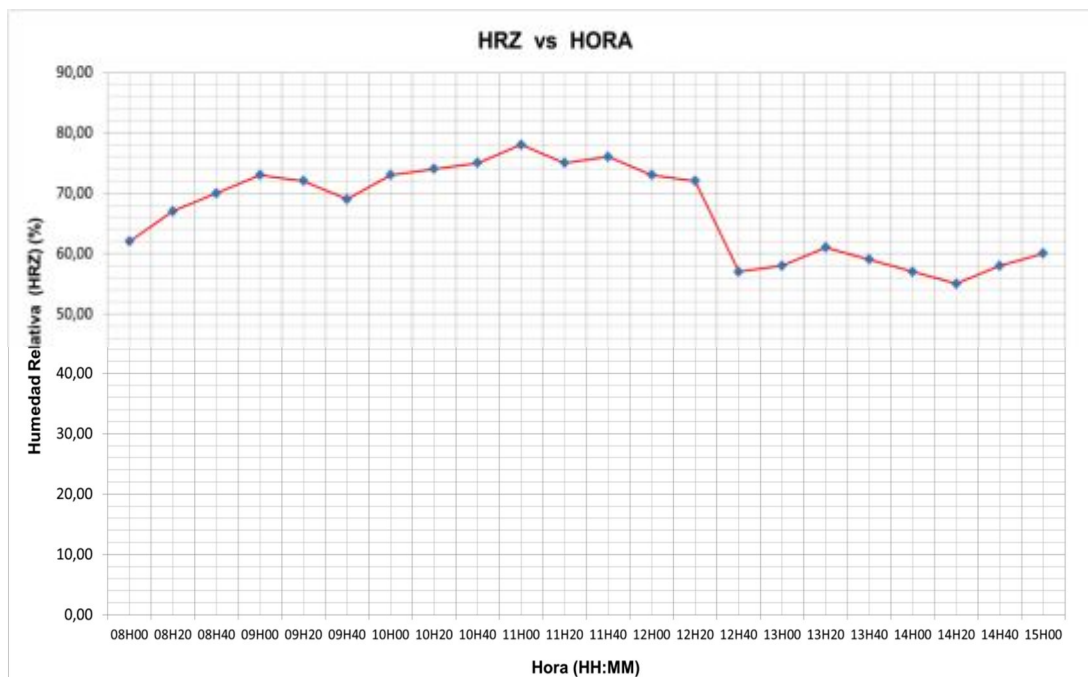


Figura Nº. 38 Variación de la humedad relativa en función de la hora del día

5.2 Desarrollo de correlaciones matemáticas

Los datos obtenidos en las mediciones de campo, permiten calcular ciertos parámetros energéticos y generar relaciones entre algunas variables dependientes, las mismas que con procesos estadísticos crean ecuaciones entre las diferentes variables.

Una de las correlaciones importantes corresponde a la relación existente entre el número de revoluciones y la profundidad de inmersión, la misma que debe establecerse dentro del rango de 0 a 60 cm, valor que corresponde al radio del rodete de la turbina.

El rango se constituye en base a que si no existe profundidad de inmersión, la turbina no giraría y consecuentemente permanecería estática, mientras que si supera el valor del radio, sumergiría a la turbina y obligaría a que la inercia y velocidad de la corriente cubra todos los álabes sin permitirles girar. De la ecuación ajustada con el método de mínimos cuadrados, se determina que la relación sigue la tendencia de la curva siguiente.

$$\text{PIT} = 498.95 \text{ VDG}^{-1.508} \quad (5.1)$$

$$R^2 = 0.8974$$

Donde	PIT	profundidad de inmersión	m
	RPM	velocidad angular	RPM

La configuración de los datos de velocidad de giro VDG frente a la profundidad de inmersión PIT, genera una ecuación de relación matemática, la misma que es de tipo exponencial y sigue una tendencia uniforme.

Si la PIT es mayor, la velocidad disminuye, ya que existe un frenado de los álabes debido a que el área de contacto con el agua disminuye entre cada álabe, por cuanto el uno sigue inmerso y el otro comienza a ser influenciado por el agua. La turbina se frenaría totalmente cuando la PIT llegue al valor del radio, es decir a los 60 cm.

También se podría manifestar que cuando la PIT es menor a 10 cm, la VDG comienza a disminuir, llegando hasta el valor del PIT = 0, donde el agua no tendría contacto con los álabes y consecuentemente la turbina se frenaría totalmente.

Para este ajuste se tiene un R2 de 0.8974, valor que se acerca a la unidad, por lo que la ecuación está capitulada de manera muy aceptable. Sin embargo, debido a la pequeña cantidad de datos obtenidos, esta ecuación podría diferir si la muestra de información es mucho más amplia, la cual se recomendaría para un año calendario, cantidad con la cual se establecerían relaciones mucho más reales a las realidades climáticas que la zona presentaría en la zona de pruebas.

De acuerdo a los resultados obtenidos y si se observa la curva de tendencia ajustada, se puede establecer que el punto más óptimo para la turbina es cuando la

PIT es igual a 10 cm, valor que corrobora con la teoría expuesta para este tipo de elementos hidráulicos.

A su vez se puede observar que para una PIT menor o mayor a 10 cm, el número de revoluciones disminuye, produciendo una menor eficiencia del equipo en su conjunto.

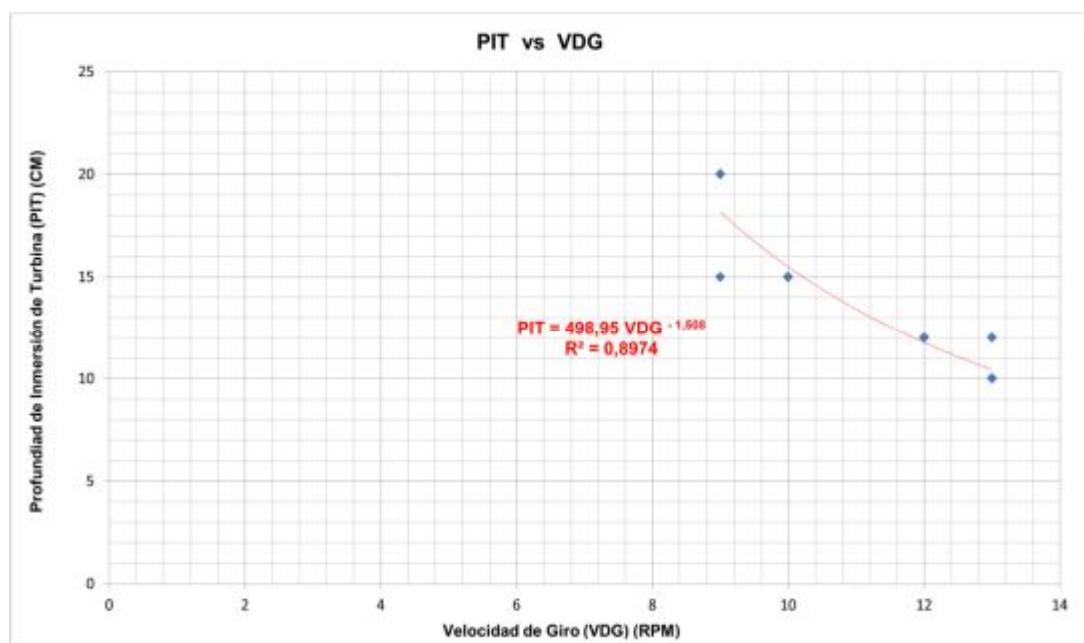


Figura N° 39 Variación de la profundidad de inmersión en función de la velocidad de giro de la turbina

La Tabla N° 7 indica los cálculos realizados en base a los datos medidos en campo, de variables que definen el funcionamiento de la turbina y consecuentemente caracterizan a la misma. Entre las variables calculadas como parte de la investigación del proyecto, se pueden enumerar la potencia teórica (PTE), la potencia real (PRE), la velocidad tangencial de los álabes (VTA), la velocidad angular de la turbina (VAN), el coeficiente de potencia (CPO) y λ , siendo esta última la relación entre la VTA y la VPM.

A continuación se indica las correlaciones existentes entre las variables calculadas, las cuales permiten definir el funcionamiento de la turbina con los

parámetros de eficiencia de la misma, en base a las relaciones matemáticas definidas por la teoría del proyecto, para la zona de implantación de la obra y las condiciones climatológicas definidas en las mediciones realizadas.

Tabla Nº. 7 Determinación de resultados

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS TURBINA DE EJE HORIZONTAL PARA APROVECHAMIENTO DE AGUAS FLUVIALES RÍO SAN PEDRO - SECTOR EL MURCO JULIO DEL 2013 MACHACHI - ECUADOR						
PARAMETROS CALCULADOS						
VELOCIDAD MEDIA MAXIMA DEL RIO	VELOCIDAD ANGULAR	VELOCIDAD TANGENCIA L	$\lambda =$ VTA/VPM	POTENCIA TEORICA	POTENCIA REAL	COEFICIE NTE DE POTENCIA
VPM	VAN	VTA		PTE	PRE	CPO
M/S	RAD/SEG	M/S		KW	KW	
2,25	1,26	0,75	0,34	7,52	1,01	0,40
2,29	1,26	0,75	0,33	7,95	1,06	0,40
3,36	1,26	0,75	0,22	25,01	3,35	0,40
3,34	0,94	0,57	0,17	24,60	5,49	0,40
3,31	0,94	0,57	0,17	23,90	5,33	0,40
3,31	0,94	0,57	0,17	24,00	5,35	0,40
3,33	1,05	0,63	0,19	24,50	4,10	0,40
2,98	1,05	0,63	0,21	17,57	2,94	0,40
2,34	1,26	0,75	0,32	8,52	1,14	0,40
2,33	1,36	0,82	0,35	8,32	1,11	0,40
2,31	1,36	0,82	0,35	8,18	1,09	0,40
2,97	1,05	0,63	0,21	17,25	2,88	0,40
3,04	1,05	0,63	0,21	18,58	3,11	0,40
2,88	1,05	0,63	0,22	15,75	2,63	0,40
2,28	1,36	0,82	0,36	7,84	0,87	0,40
2,14	1,36	0,82	0,38	6,47	0,72	0,40
2,20	1,36	0,82	0,37	7,01	0,78	0,40
2,11	1,36	0,82	0,39	6,22	0,69	0,40
1,86	0,94	0,57	0,30	4,25	0,71	0,40
2,25	1,36	0,82	0,36	7,52	0,84	0,40
2,15	1,36	0,82	0,38	6,56	0,73	0,40
2,20	1,36	0,82	0,37	7,01	0,78	0,40
2,60	1,19	0,72	0,29	12,93	2,12	0,40

La velocidad media máxima del río (VPM) se la define como el vector velocidad que se ubica a una profundidad del 40 % del calado del río (CTR), ya que en este punto la distribución de las velocidades verticales es la mayor.

Se debería analizar en el sentido transversal, pero debido al sistema de medición de velocidades realizado no se obtuvieron estos datos, para de manera espacial calcular la VPM, por lo que solo se toma la ubicada a los 0.40 CTR desde la superficie del agua.

La relación de la velocidad superficial del río (VSR) con la VPM se define como:

$$VPM = VSR / 0.60 \quad (5.2)$$

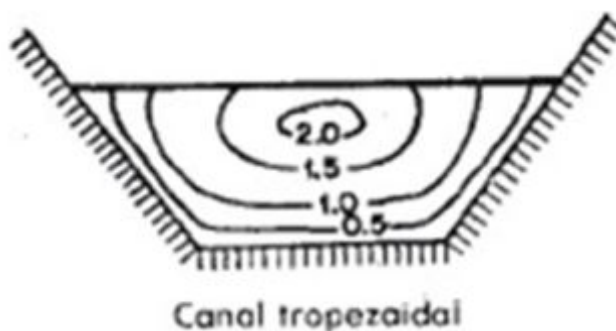


Figura N° 40 Variación de la velocidad en un canal trapecoidal en función del calado.

Fuente: [www.uia.edu/distribución de velocidades en una sección de canal](http://www.uia.edu/distribución%20de%20velocidades%20en%20una%20sección%20de%20canal)

El Gráfico N° 40 indica la distribución de velocidades en un canal trapecoidal, en donde se puede observar muy claramente la relación entre la velocidad superficial y la máxima.

La velocidad angular (VAN) se relaciona con el número de revoluciones por minuto (RPM), mediante el factor de una vuelta por 2π , es decir:

$$1 \text{ RPM} = 2 * \pi / 60 \text{ seg} \quad (5.3)$$

Para relacionar la velocidad angular con la velocidad tangencial (VTA) al topar con el lado más externo del álabe de la turbina, se utiliza la siguiente ecuación:

$$VTA = \omega * R \quad (5.4)$$

Donde ω velocidad angular rad/seg
 R radio de la turbina m

A su vez para determinar el factor λ , se relaciona la VTA con la VPM, es decir:

$$\lambda = VTA / VPM \quad (5.5)$$

De igual manera se debe determinar el coeficiente de potencia (CPO) de la turbina, el cual se lo calcula mediante la siguiente relación:

$$\begin{aligned} \text{CPO} &= \text{Potencia Real Turbina} / \text{Potencia Teórica del Agua} \\ \text{CPO} &= \text{PRE/PAG} \end{aligned} \quad (5.6)$$

La potencia teórica del agua se calcula como el torque que realiza el fluido sobre la parte de contacto con los álabes de la turbina a lo ancho de toda la estructura hidráulica y multiplicada por los factores de eficiencia de cada uno de los elementos mecánicos del sistema.

Por lo tanto, de la teoría explicada en los capítulos anteriores, se puede manifestar lo siguiente:

$$\text{PAG} = \frac{1}{2} * \delta * A * V^3 \quad (5.7)$$

La máxima potencia en Watts que se puede obtener de una turbina se determina con el límite de Betz, el cual es igual a 16/27, por lo que:

$$\text{Potencia máxima de turbina} = \frac{1}{2} * \frac{16}{27} * \delta * A * V^3$$

Por lo tanto $CPO = 1 / (\# \text{ Betz} * \eta_1 * \eta_2)$

$$CPO = 1 / (16/27 * 0.80 * 0.85)$$

$$CPO = 0.4029$$

En la Tabla N° 7 se indican los resultados de los cálculos realizados para la PRE.

El CPO variará dependiendo de los rendimientos de la turbina y de los elementos mecánicos de toda la estructura, por lo que es un valor fijo para cada equipo.

Los gráficos siguientes indican varios de los resultados que se calcularon con la información obtenida de campo, pudiendo determinarse algunas correlaciones matemáticas exclusivas del equipo probado en esta investigación.

Estas correlaciones podrían variar en pequeña magnitud si se tiene una mayor información, ya que las ecuaciones se han determinado únicamente con la muestra de datos determinada en el campo, durante los ensayos de la turbina.

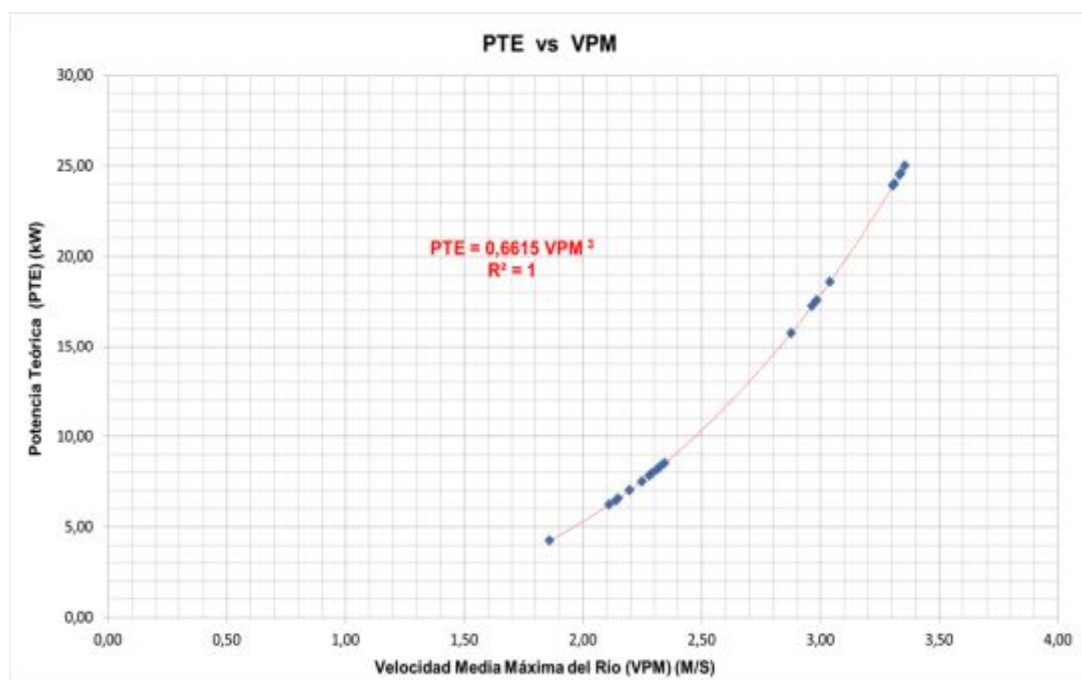


Figura N°. 41 Potencia teórica calculada en función de la velocidad máxima del río

La Figura N° 40 muestra la curva típica de la potencia teórica vs la velocidad media máxima del río, la cual se ha obtenido en función de los datos de campo, pero con la ecuación teórica definida para este proyecto, la misma que está relacionada directamente con el cubo de la velocidad.

La Figura N° 41 indica la curva de la potencia real vs el factor λ , la misma que caracteriza la turbina en estudio. Como se puede apreciar, la curva sigue una tendencia exponencial inversamente proporcional, es decir que a mayor factor λ , la potencia disminuye.

El R^2 se acerca a la unidad, lo cual garantiza el buen ajuste de la curva, permitiendo calificar los resultados como confiables.

Conforme se define al factor λ , es decir la relación de las velocidades tanto tangencial del álabe de la turbina y la media máxima del río, se puede manifestar que ésta se basa en la pérdida de energía de las velocidades, la misma que es transformada a energía mecánica, la cual será aprovechada por las aplicaciones que el proyecto determine.

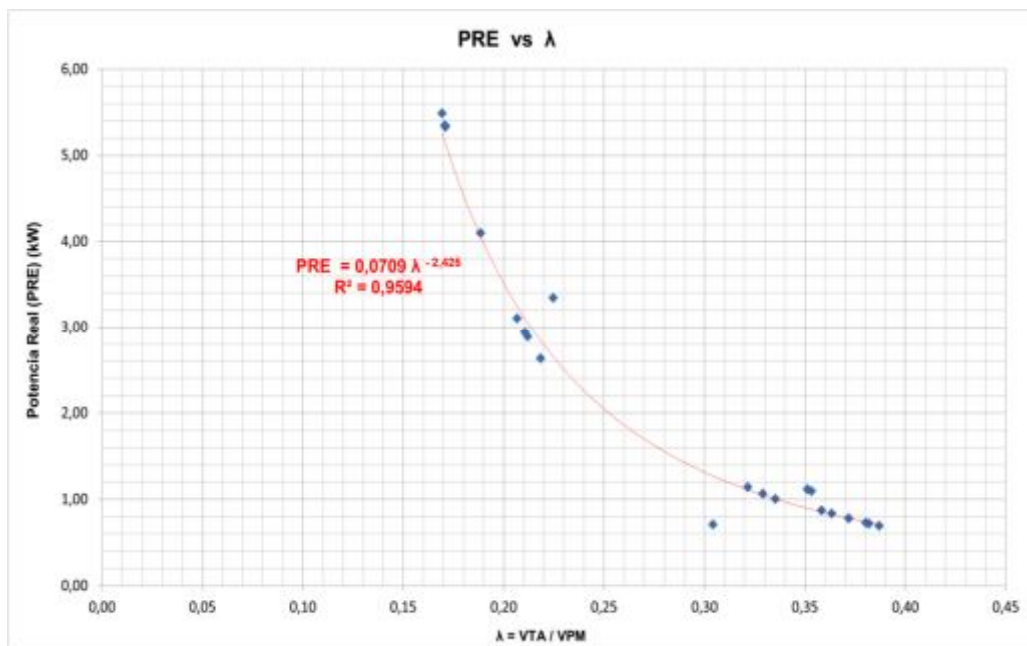


Figura N°. 42 Variación de la potencia real vs el factor λ

La Figura N° 42 muestra la relación del coeficiente de potencia frente al factor λ , curva que es la que caracteriza a la turbina en estudio. Por lo tanto cada equipo tendrá un propio CPO, que para nuestro caso el valor es de 0.4029

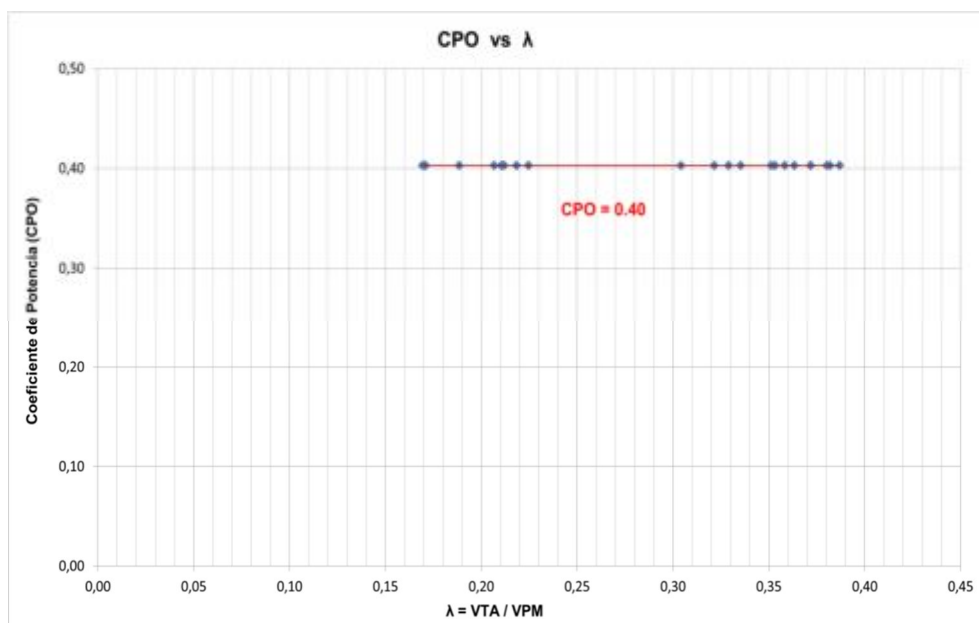


Figura N°. 43 Relación del coeficiente de potencia vs el factor λ

La Figura N° 43 relaciona la potencia real vs la potencia teórica, curva que tiene la tendencia exponencial directa, cuyo R^2 es muy cercano a la unidad, lo cual garantiza el ajuste de la curva.

Para potencias teóricas más altas, la dispersión es un poco mayor, lo cual indica que la turbina funciona con mayor eficiencia hasta un máximo de 10 kW. Todo esto dependerá de los tamaños de los prototipos que a un futuro se desarrollen, mejorando eficiencias, geometrías y regulando indiscutiblemente los caudales y calados.

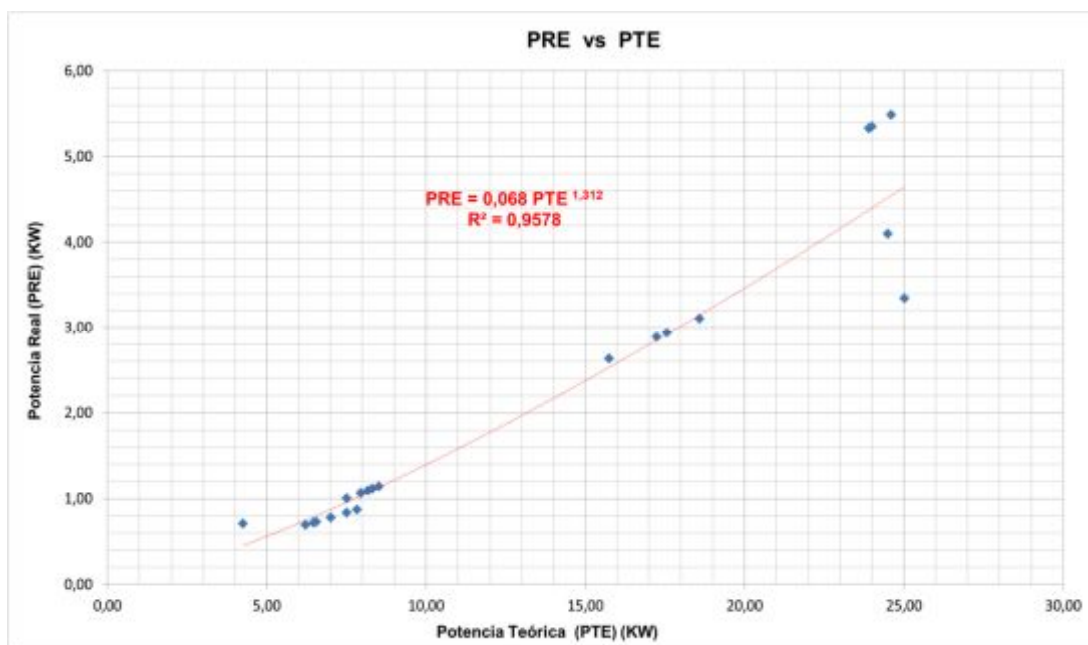


Figura N°. 44 Variación de la potencia real vs la potencia teórica

5.3. Discusión

Con los resultados obtenidos se puede manifestar que la apropiada selección del río, tanto en caudales, niveles, velocidades, ubicación, etc., permite obtener resultados muy cercanos a los teóricos, ratificando de esta manera la formulación científica establecida en los cálculos correspondientes a la definición geométrica del elemento, al análisis estructural y mecánico del conjunto, así como también a la parametrización y caracterización de la zona.

Sin embargo, para los proyectos reales de implementación de este tipo de turbinas, las dimensiones del elemento hidráulico deben ajustarse a las características del río y a las necesidades energéticas de la población, por lo que estas dimensiones variarán en el largo y diámetro, cuyos parámetros son los dependientes en el proyecto.

En la práctica real, los caudales y consecuentemente los niveles fluctuarán en función de las precipitaciones que se presenten, lo cual obliga a construir estructuras de regulación hidráulica aguas arriba de la turbina, mediante azudes y obras de derivación de excesos. Estas obras fijarán un determinado caudal y consecuentemente la profundidad de inmersión necesaria óptima, a fin de lograr la máxima velocidad angular de la turbina.

Con esta regulación se puede establecer una serie de turbinas en cascada, permitiendo disminuir los costos y llegar a ser muy competitivos con la generación de gran magnitud de energía, la misma que puede insertarse en el sistema interconectado del Ecuador.

5.4 Proyecciones futuras

Entre las líneas de investigación y desarrollo de esta tecnología alternativa para su potencial evolución y aplicación en las comunidades marginales, se pueden indicar las siguientes:

Desarrollo del caldero para calentamiento y vaporización por fricción, que pueda ser accionado por la turbina tanto en el laboratorio como en un río.

Implementación del sistema de multiplicación de velocidades para alcanzar los 540 RPM, que es la velocidad de rotación adecuada para accionar el caldero de fricción.

Realizar la simulación y la modelación matemática de la turbina para diversas condiciones de flujo, empuje axial y velocidades de rotación.

Realizar pruebas de la turbina con perfiles tipo NACA que son aplicados en aviación, para determinar su verdadero rendimiento.

Determinar el coeficiente de potencia de la turbina de eje horizontal y comparar con otros tipos de turbinas para aprovechamiento de corrientes de río.

Realizar pruebas con corrientes de mar para determinar la viabilidad de aprovechar las corrientes en lechos poco profundos.

Realizar la investigación para aplicar la turbina en generación de electricidad, bombeo, generación de calor por fricción y para el efecto Joule (fenómeno irreversible por el cual si en un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido a los choques que sufren con los átomos del material conductor por el que circulan, elevando la temperatura del mismo), la misma que pueda ser utilizada en zonas emergentes y ambientalmente sensibles.

Ensayar durante al menos un año el funcionamiento de la turbina, para caracterizarla totalmente.

Diseñar sistemas específicos para la conversión de energía mecánica en térmica, a través de la utilización de la turbina en función del nivel térmico requerido.

Diseñar sistemas específicos para la conversión de energía mecánica en eléctrica, a través de la utilización de la turbina.

Diseñar sistemas específicos para la conversión de energía mecánica en otras formas de energía mecánica, en función de la aplicación (bombeo, molienda, industriales).

Analizar la viabilidad económica de las distintas aplicaciones, comparándolas con otros tipos de energía.

Introducir un sistema automático para garantizar profundidades de inmersión.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- Se han cumplido los objetivos del diseño de una turbina que tiene una potencia del orden de 5 kW
- Para una vida útil de la turbina de 25 años, el costo por kW-h, es competitivo frente a los costos de energía del mercado nacional
- Durante el montaje es fundamental llegar a encontrar el punto que ofrece el máximo número de RPM. Para esto, los datos recabados durante el relevamiento preliminar son fundamentales, como los resultados dados durante la instalación de la turbina. Las fórmulas disponibles son empíricas y los resultados reales responden a una metodología de prueba y error
- Durante el presente estudio, se demostró que la profundidad de inmersión óptima es 10 cm para la turbina de 60 cm de radio. Posteriores instalaciones deberán verificar sus propios valores de profundidad y los efectos de las variaciones del caudal en periodos prolongados de tiempo
- La conversión de energía mecánica en térmica puede hacerse de múltiples maneras, dependiendo del nivel térmico y de la aplicación. Para altas temperaturas, se ha comprobado su uso mediante fricción. Otras alternativas, como bombas de calor o efecto Joule, mediante energía eléctrica para la generación de calor
- Para aplicaciones prácticas en zonas rurales y comunidades, el caudal debe ser regulado mediante obras civiles hidráulicas, las que garantizarán la profundidad de inmersión, la velocidad del flujo de agua y el máximo

rendimiento de la turbina. Esta obra hidráulica permite ubicar turbinas en serie, por lo que sus costos bajan

- Si este proyecto estuviera localizado en Países en donde las variaciones climáticas son importantes, se deberá investigar en cuanto influye la climatología en la velocidad angular de la turbina y consecuentemente en la eficiencia de la misma
- El valor del coeficiente de potencia para el equipo fabricado en esta investigación, tiene un valor de 0.4029. Este factor puede mejorar si los rendimientos de los equipos son optimizados, mediante mejores sistemas de lubricación, engranajes, etc., y también mediante una optimización en laboratorio, mediante ensayos hidrodinámicos para la determinación de mejores curvaturas de los álabes de la turbina.

6.2. Recomendaciones

- Al disponer del equipo en muy buenas condiciones mecánicas, se debe obtener información adicional de campo, a fin de caracterizar a la turbina de mejor manera. Estas mediciones se pueden realizar mínimo para un año, espacio de tiempo apropiado para visualizar el funcionamiento en épocas de invierno y verano
- Adicionalmente se pueden crear una gama de prototipos más pequeños y probarlos en laboratorio, con el objetivo de generar las curvas características de cada turbina y presentar un ábaco que permita definir una turbina para cada necesidad local en donde se requiera de energía
- Como complemento se puede diseñar turbinas de flujo horizontal, mediante la utilización de materiales tradicionales como la madera, plástico, etc., con el objetivo de abaratar los costos y consecuentemente hacerles más atractivas en el mercado ecuatoriano. La Universidad debería investigar en estas opciones.

Bibliografía

- Abreu., C. A. (2011). *Friction and Wear performance of HFCVD nano crystalline diamond coated Silicon nitride Ceramics*. Madrid: Labor S.A.
- Alonso., M. (2011). *Rozamiento por deslizamiento y Rodadura*. Alicante: Universidad de Alicante.
- Anatolii., I. (2011). *Friction and Wear*. Moscu: Mir.
- Aparicio, F. (1989). *Fundamentos de Hidrología de Superficie*. Mexico: Limusa.
- Balasubmanian, N. (2008). *Friction Stir Channeling an Innovative Technique for Heat Exchanger Manufacturing*. Deli: Rajid.
- Bengiso., T. (2011). *Dry Friction Induced Vibrations*. New York: Mc Graw Hill.
- Caetano., G. (2004). *Estudo para determinacao de Custos de Implantacao de PCH no Brasil*. Rio de Janeiro: Comite Brasileiro de Barragens.
- Capozza., R. V. (2011). *Suppression of Friction by Mechanical Vibrations*. Roma: Domane.
- Celik., C. (2000). *Modeling and Identification of Friction in dynamics Systems*. New York: Flat World Knowledge.
- Chen., L. L. (2005). *Effects of Heat Transfer Friction, and variable specific heats of working fluid on Performance of an irreversible dual cycle*. New York: Mc Graw Hill.
- Chow, V. M. (1994). *Hidrología Aplicada*. New York: Mc Graw Hill.
- Costa ., F. (2010). *PCH Global*. Rio de Janeiro: Unifei.
- Fadin., A. (2006). *Non Stability of periodical phenomena in the wear process of Structural Materials under dry Friction*. Londres: RFBR.
- Forchheimer, P. (1950). *Tratado Hidraulica*. Barcelona: Labor S.A.

- Galhardo., C. T. (2008). *Uma Analice do Cenario Politico e regulatorio Brasileiro das PCHs no bienio* . Rio de Janeiro: PCH noticias.
- Galhardo., C. T. (2010). *O Cenàrio Geral de Crescimento previsto para as PCH no Brasil de acordo con o Plano Decenal* . Brasilia: PCH noticias.
- Guasumba., J. (1996). *Anàlisis de los esfuerzos de de Rotura, Deformaciones y Defectos en el Proceso de Embuticiòn Profunda, de Recipientes Cilindricos de Pared Delgada, Producido por el Comando Mecànico de Alta Presiòn*. Bogota: Lavernia.
- Guasumba., J. (2004). *Metodo para la generaciòn, Transferencia y Aprovechamiento de la Alta Energia Calòrica Producida por el Rozamiento Deslizante en Capa Semisòlida de Bronce*. Bogota: Lavernia.
- INAMHI. (1999). *Estudio de LLuvia Intensas*. Quito: INAMHI.
- J., R. (2008). *Dry Reciprocating sliding Friction and Wear Applications*. Ámsterdam: Springer Netherlands Publisher.
- Jinjun., L. Q. (1998). *Effects of Silver on the sliding Friction and Wear Behavior of CeF3 compact and elevated temperatures*. Beijin: New China.
- Karpenko., Y. (2000). *Dynamics of Dry Sliding contact interface forces and surface Topography*. New York: HarperCollins.
- Krochin, S. (1987). *Diseño Hidraulico*. Quito: EPN.
- MAGAP. (2010). *Inventario de Recursos Naturales*. Quito: MAGAP.
- Mazzaferro, J. A. (2011). *Preliminary Study on the Mechanical behavior of Friction spot Welds*. Barcelona: Labor S.A.
- Michel., M. (2011). *Hacia el rozamiento cero*. Paris: Lourde.
- Monsalve, G. (1995). *Hidrologia en la Ingenieria*. Cali: Escuela Colombiana de Hingenieria.

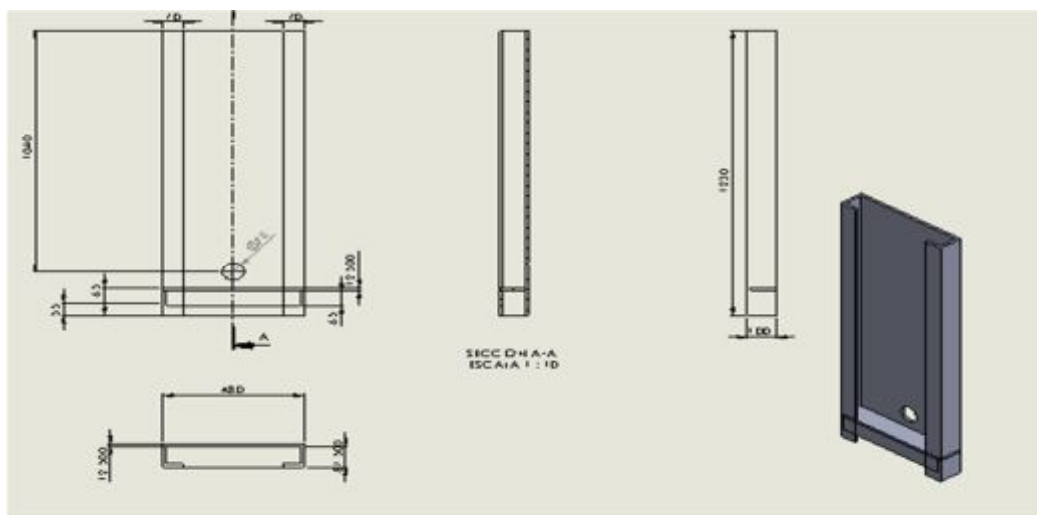
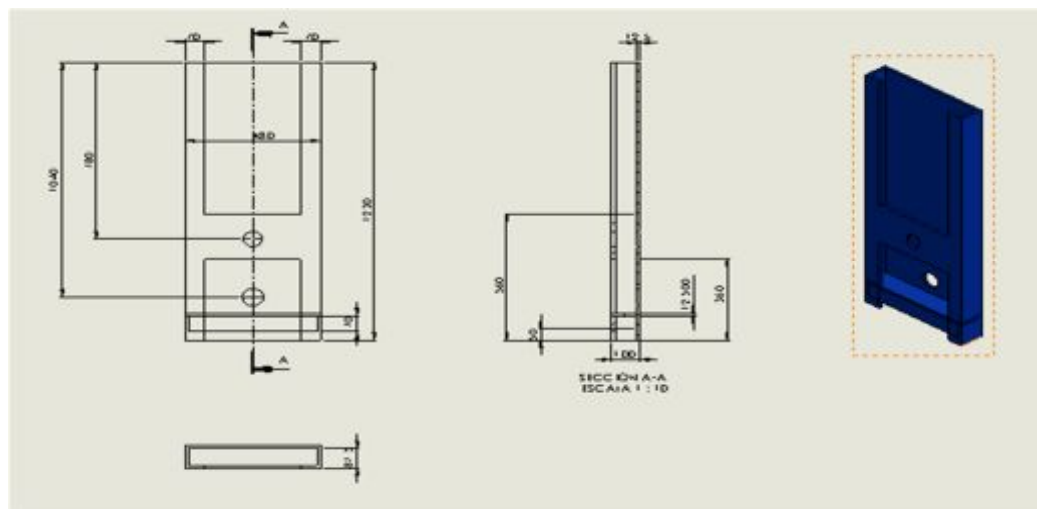
- Reclamation, U. S. (1974). *Design of Small Canal Structures*. Denver: United States Government Printing Office.
- Scott., F. A. (2011). *Thermo Mechanical Finite Element Modeling of the Friction Drilling Process*. New York: Mc Graw Hill.
- Smaph., V. (1989). *Studies o Mechanicals Friction and Wear Characteristic of Kevlar and Glass Fiber Reinforced Frictions Materials*. New York: Mc Graw Hill.
- Smidt., A. (1988). *Engennered Materials for advanced Friction and Wear Aplications*. New York: F.A.
- Song., M. K. (2010). *Numerical and Experimental Study of the Heat Transfer Process in Friction Stir Welding*. New York: Mc Graw Hill.
- Syam., L. S. (1995). *Numerical Analysis of Heat Transfer and Friction in A Circular Tube with Al₂O₃ Nano fluid*. New York: Mc Graw Hill.

ANEXOS

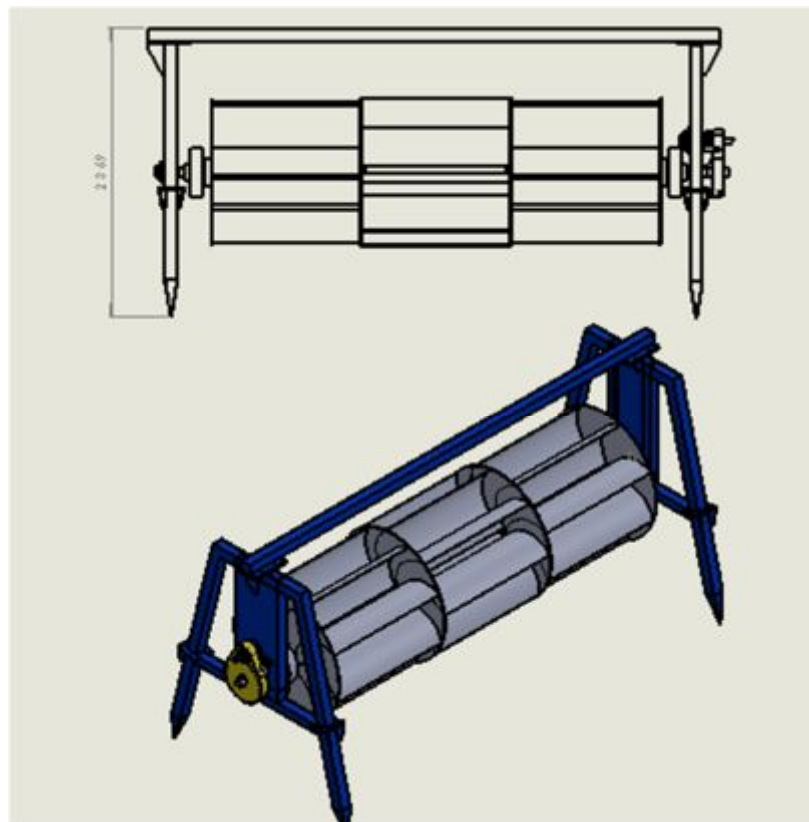
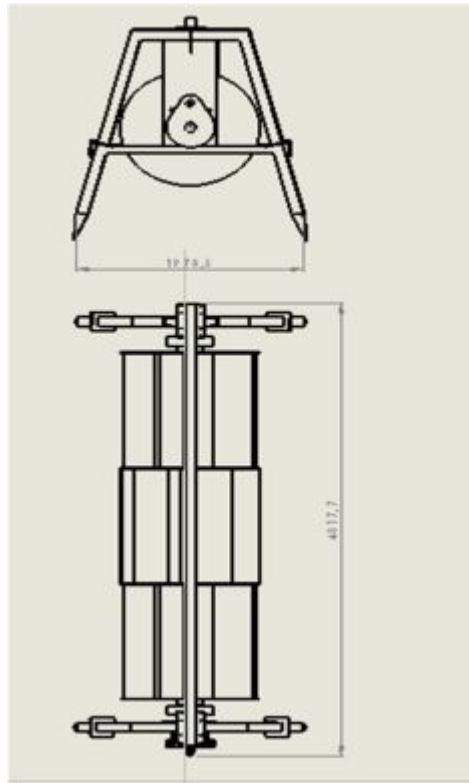
Toda la información contenida en Anexos es el resultado de los diseños elaborados para la construcción de la turbina de eje horizontal, la cual fue utilizada como parte principal en el desarrollo de la tesis.

Anexo 1 Planos de los Componentes de la Turbina

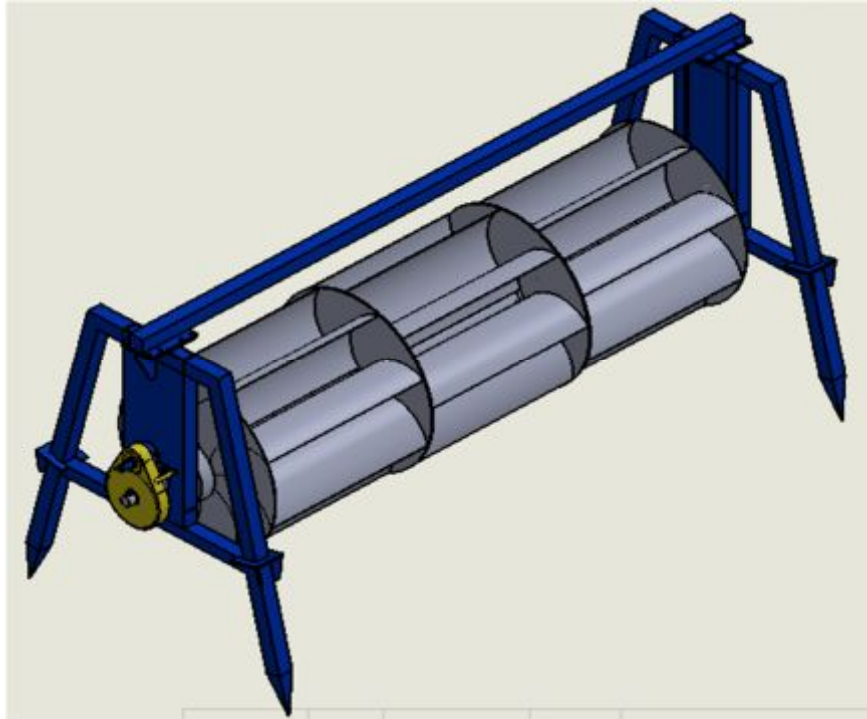
SOPORTE DE CHUMACERA DE PARED



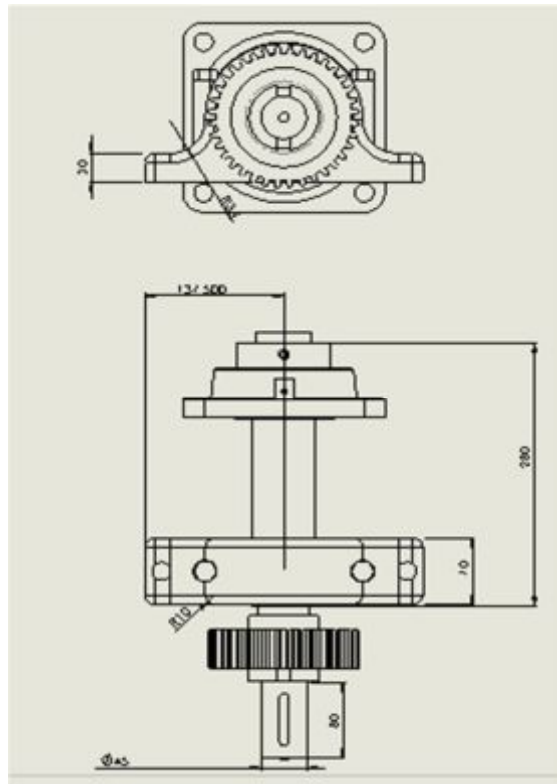
BASTIDOR DE LA TURBINA



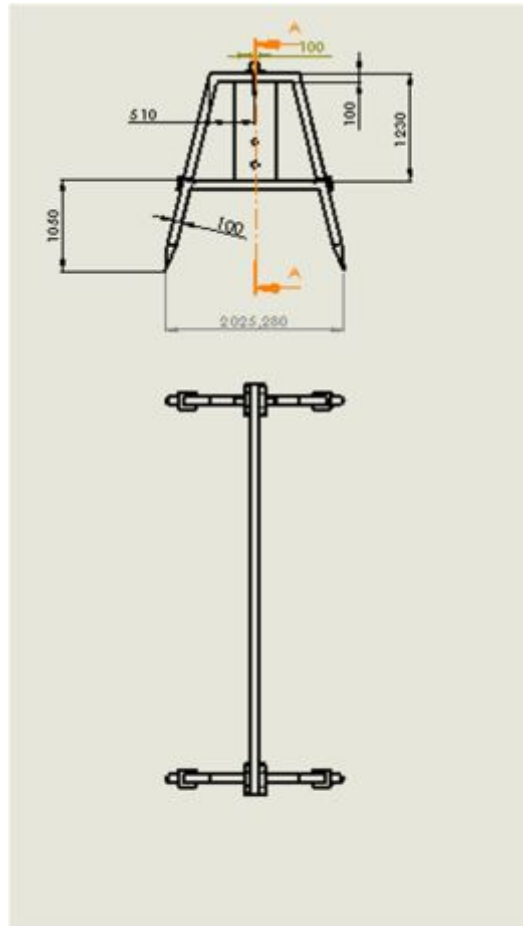
TURBINA DE EJE HORIZONTAL PARA CORRIENTES DE RIO



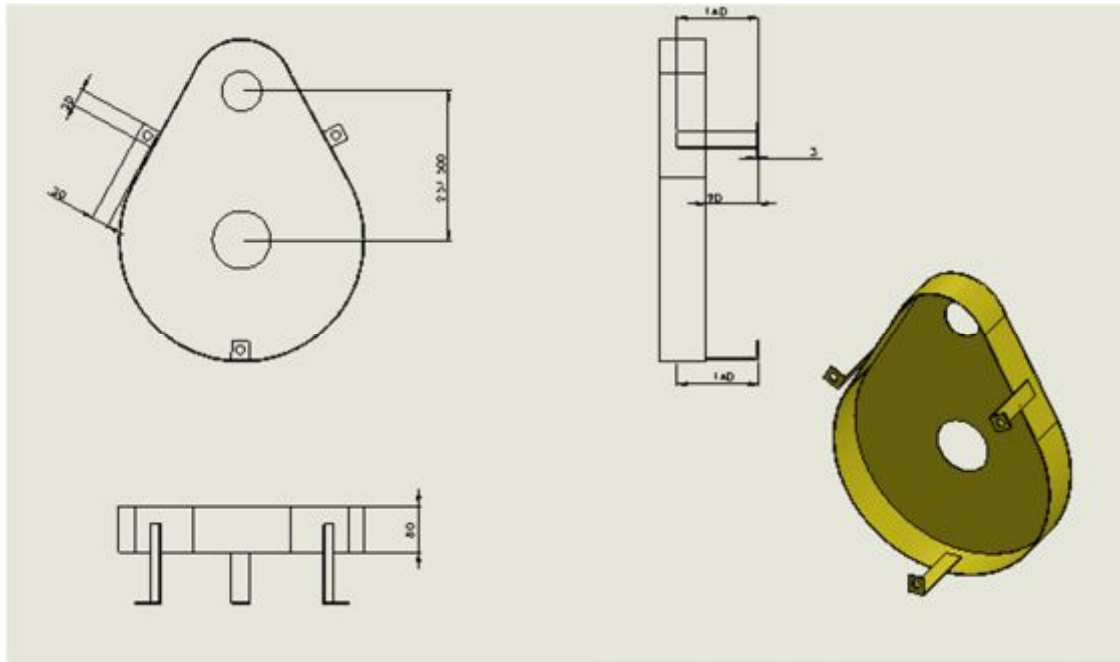
ACOPLAMIENTO EJE Y CHUMACERAS DE PISO Y DE PARED



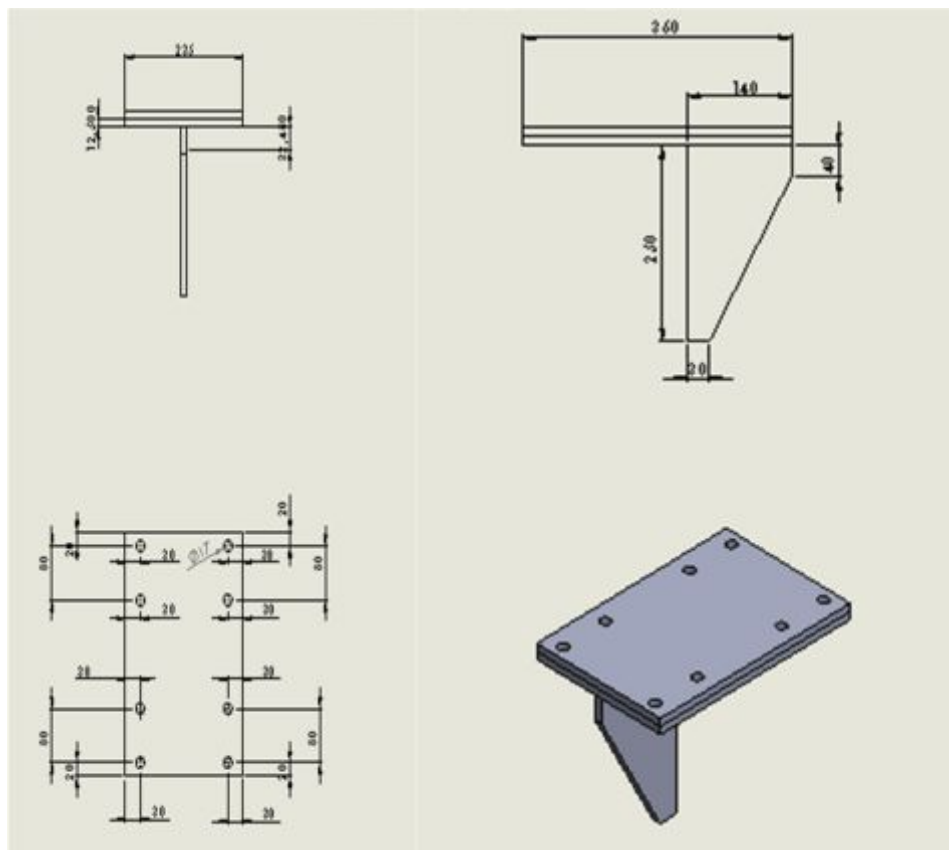
ESTRUCTURA SOPORTE DE LA TURBINA



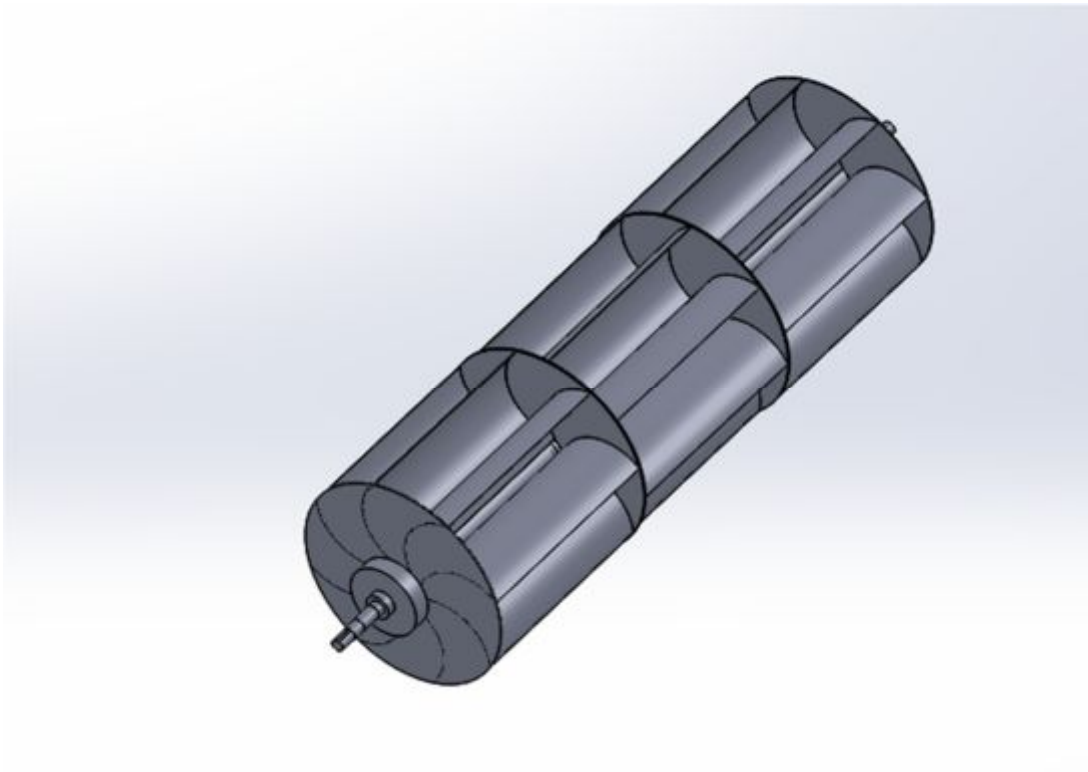
TAPA DEL MECANISMO DEL SISTEMA DE ENGRANAJES



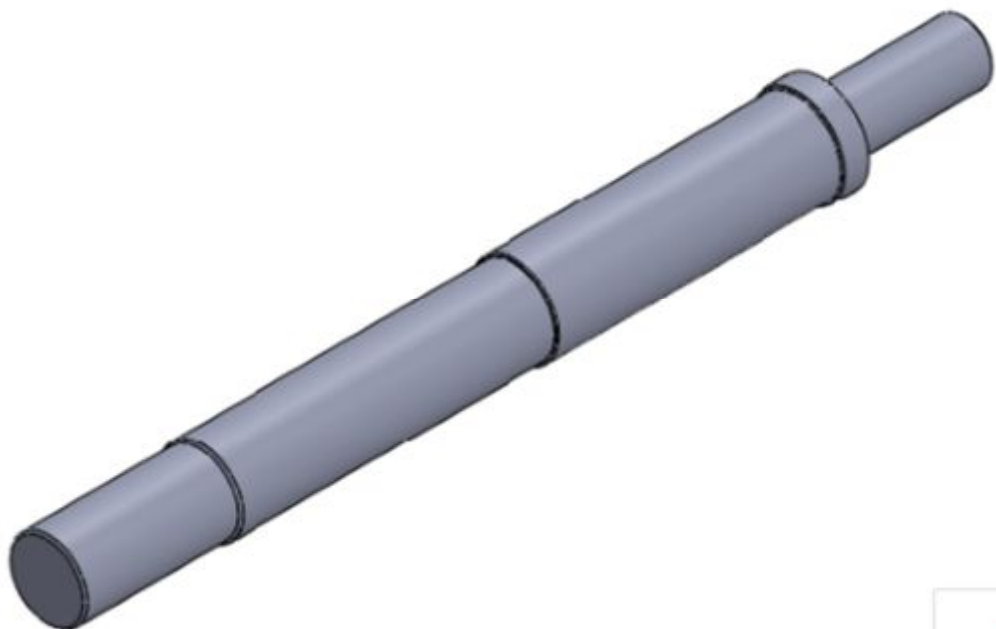
SOPORTE DE LA VIGA HORIZONTAL



TURBINA DE 8 ALABES Y DISCOS DE SUJECION



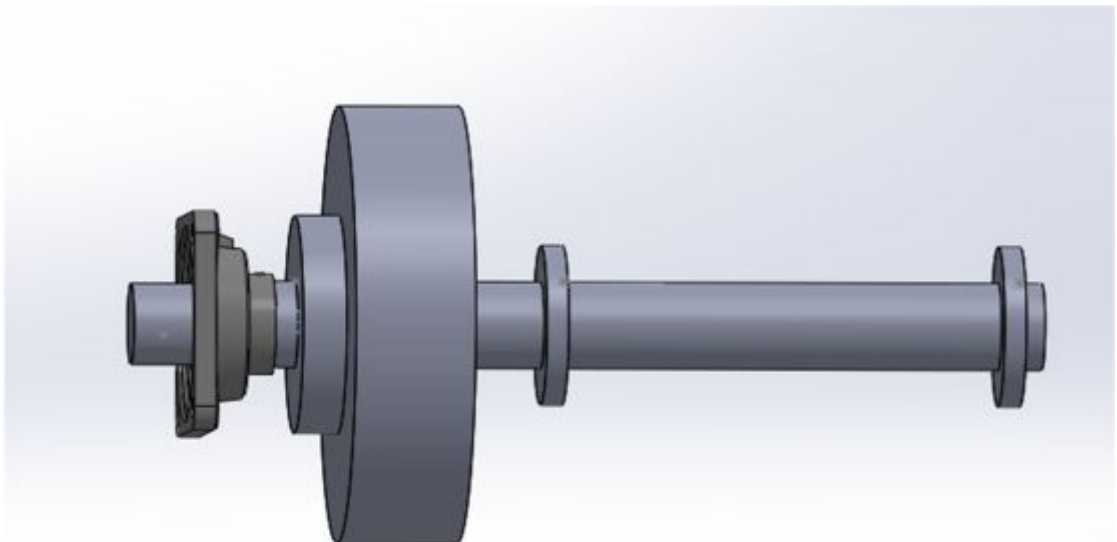
EJE DEL LADO IZQUIERDO
DIAMETROS ESCALONADOS: 80 mm, 75 mm, 70 mm

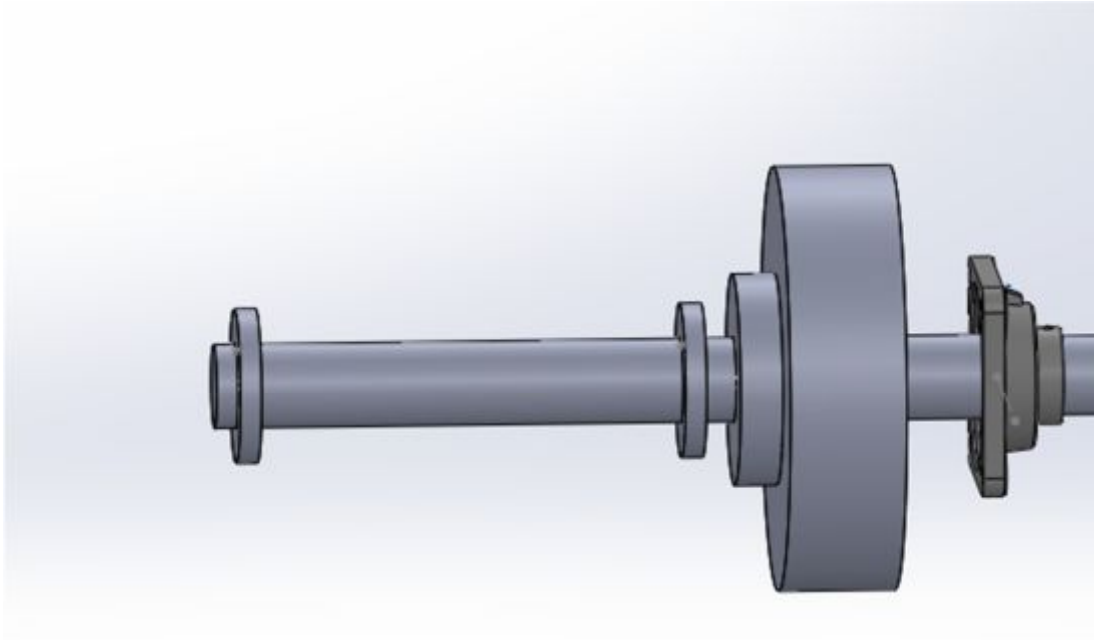


PORTICO LATERAL EN ACERO ESTRUCTURAL



ACOPLAMIENTO DE COMPONENTES EN EL EJE DERECHO



ACOPLAMIENTO DE COMPONENTES EN EL EJE IZQUIERDO

Anexo 2 DEMOSTRACIÓN DEL LÍMITE DE BETZ

Actualmente, en el diseño de turbinas de viento es ampliamente utilizada la siguiente fórmula:

$$P = \frac{1}{2} \rho A U^3 4a(1 - a)^2$$

Donde	P	Potencia generada por la turbina	(W)
	ρ	Densidad del aire	(Kg/m ³)
	A	Área de la sección transversal de la turbina	(m ²)
	U	Velocidad del aire	(m/s)
	a	Es el factor de inducción axial	

Si U es la velocidad que atraviesa el disco, de acuerdo con la ecuación de continuidad:

$$U_t A_t = U_1 A_1 = U_4 A_4$$

Donde U es la velocidad del aire y A la sección transversal.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos de ingreso y salida del disco:

$$Pr_1 + \frac{1}{2} \rho U_1^2 = Pr_2 + \frac{1}{2} \rho U_2^2$$

$$Pr_3 + \frac{1}{2} \rho U_3^2 = Pr_4 + \frac{1}{2} \rho U_4^2$$

Pr es la presión y ρ es la densidad del fluido

Asumiendo $Pr_1=Pr_4$ y $U_2=U_3$ y reemplazando en las dos ecuaciones indicadas, anteriormente, se consigue:

$$Pr_2 - Pr_3 = \frac{1}{2} (U_1^2 - U_4^2)$$

Así: $T = (Pr_2 - Pr_3)A_t = \frac{1}{2} \rho A_t (U_1^2 - U_4^2) = \rho U_t A_t (U_1 - U_4)$

Donde $U_t = \frac{U_1 + U_4}{2}$

La potencia al atravesar el disco está dada por:

$$P_t = P_{in} - P_{out} = P_1 - P_4 = \frac{1}{2} \rho U_1^2 \cdot A_1 U_1 - \frac{1}{2} \rho U_4^2 \cdot A_4 U_4 = \frac{1}{2} \rho U_t A_t (U_1^2 - U_4^2)$$

$$P_t = T \cdot U_t = \frac{1}{2} \rho U_t A_t (U_1^2 - U_4^2)$$

El coeficiente de potencia máximo se determina tomando la derivada de la ecuación con respecto a la velocidad de arrastre e igualando a cero.

$$\frac{dP_t}{dU_4} = 0$$

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dU_4} \left[\frac{1}{2} \rho U_t A_t (U_1^2 - U_4^2) \right] \\ &= \frac{1}{2} \rho A_t \frac{d}{dU_4} \left[\frac{U_1 + U_4}{2} (U_1^2 - U_4^2) \right] = 0 \end{aligned}$$

Con la ayuda del algebra se consigue $U_4/U_1 = -1$ y $1/3$. Como se conoce que el valor de -1 no puede ser, entonces $U_4/U_1 = 1/3$.

$$U_4 = \frac{1}{3} U_1$$

Sustituyendo U_4 en la ecuación anterior se consigue el coeficiente de potencia máximo:

$$P_t = \frac{1}{2} \rho \cdot \frac{1}{2} \left(U_1 + \frac{1}{3} U_4 \right) \cdot A_t \left(U_1^2 - \frac{1}{9} U_1^2 \right) = \frac{1}{2} \rho A_t U_1^3 \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{4}{8} \cdot \frac{8}{9} \right)$$

El rendimiento de una turbina de viento se caracteriza usualmente mediante el coeficiente de potencia definido como.

$$C_p = \frac{P_t}{\frac{1}{2} \rho U^3 A} = \frac{\text{Potencia del rotor}}{\text{Potencia del viento}}$$

Finalmente.

$$C_p = \frac{P_t}{\frac{1}{2} \rho A_t U_1^3} = \frac{\frac{1}{2} \rho A_t U_1^3 \cdot \left(\frac{16}{27} \right)}{\frac{1}{2} \rho A_t U_1^3}$$

Donde $U=U_1$ y $A= A_t$, y así el máximo coeficiente de potencia ideal es:

$$C_{p,\max} = \frac{16}{27} = 0.5926$$

Esto indica que la energía máxima que podemos extraer del viento o en su defecto de las corrientes de río es de aproximadamente el 59%

Anexo 3 Memoria De Cálculo Estructural Y Mecánico

CALOR GENERADO POR FRICCION

$F_a := 4000$ Fuerza de aplastamiento axial (N)

$D_o := 0.105$ Diámetro exterior del área de rozamiento

$D_i := 0.020$ Diámetro interior

$$R_o := \frac{D_o}{2}$$

$$R_i := \frac{D_i}{2}$$

$$A_f := \frac{\pi}{4} \cdot (D_o^2 - D_i^2)$$

$$A_f = 8.345 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} \quad \text{Área de rozamiento}$$

$$P := \frac{F_a}{A_f}$$

$$P = 4.793 \times 10^5 \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \quad \text{Presión de aplastamiento}$$

$\mu := 0.3$ Coeficiente de rozamiento par bronce acero

$N_1 := 320$ RPM Número de revoluciones del volante de Inercia

$$\omega := \frac{N_1 \cdot 2 \cdot \pi}{60}$$

$$Q := \frac{2\pi P \cdot \mu \cdot \omega}{3} \cdot (R_o^3 -$$

$$\omega = 33.51 \text{ rad/s} \quad \text{velocidad angular}$$

$$Q = 1.45 \times 10^3 \quad \text{W}$$

MOMENTO DE LA FUERZA DE ROZAMIENTO

$$M := \frac{\mu \cdot Fa \cdot (Do^2 + Do \cdot Di + Di^2)}{3 \cdot (Do + Di)}$$

$$M = 43.28 \text{ (Nm)}$$

VOLANTE DE INERCIA DE LA TURBINA

$$do := 0.4 \quad (\text{m}) \quad \text{Diámetro exterior del volante}$$

$$di := 0.08 \quad (\text{m}) \quad \text{Diámetro interior del volante}$$

$$h := 0.110 \quad (\text{m}) \quad \text{Espesor del volante}$$

$$ro := \frac{do}{2}$$

$$ri := \frac{di}{2}$$

$$V1 := \frac{\pi \cdot (do^2 - di^2) \cdot h}{4}$$

$$V1 = 0.013 \quad (\text{m}^3) \quad \text{Volumen del volante de inercia}$$

$$V2 := 2 \cdot V1$$

$$\rho_a := 7850 \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) \quad \text{Densidad del acero}$$

$$mv := \rho_a \cdot V2$$

$$mv = 208.34 \quad (\text{Kg}) \quad \text{Masa del volante}$$

$$Iz := \frac{mv \cdot (ro^2 + ri^2)}{2} \quad \text{Momento de inercia de un cilindro hueco}$$

$$Iz = 4.333 \quad (\text{Kgm}^2)$$

VELOCIDAD ANGULAR DEL RODETE DE LA TURBINA

$$v := 2 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \quad \text{Velocidad de la corriente de agua}$$

$$r := 0.61 \quad \text{Radio de giro de la turbina}$$

$$\omega_1 := \frac{v}{r}$$

$$\omega_1 = 3.279 \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \quad \text{Velocidad angular del volante}$$

$$N_t := \frac{\omega_1 \cdot 60}{2\pi}$$

$$N_t = 31.309 \quad \text{Numero de revoluciones por minuto de la turbina}$$

$$W_1 := \frac{I_z \cdot \omega_1^2}{2}$$

$$W_1 = 23.292 \quad (\text{J}) \quad \text{Energía almacenada en el volante}$$

ENERGIA CINETICA

$$L_o := 3.66 \quad \text{Longitud total de turbinas}$$

$$D_t := 1.22 \quad \text{Diámetro de turbina}$$

$$H_a := 0.4 \quad \text{Profundidad de inmersión de la turbina}$$

$$d := 2 \quad \text{Distancia recorrida por el agua en un segundo}$$

$$V_a := L_o \cdot H_a \cdot d$$

$$V_a = 2.928 \quad (\text{m}^3) \quad \text{Volumen de agua que ingresa a la turbina}$$

$$\rho_a := 1000 \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) \quad \text{Densidad del agua}$$

$$Ma := \rho_a \cdot Va$$

$$Ma = 2.928 \times 10^3 \quad (\text{Kg})$$

$$Ec := \frac{Ma \cdot v^2}{2}$$

$$Ec = 5.856 \times 10^3 \quad (\text{J}) \quad \text{Energía cinética de la corriente de agua}$$

POTENCIA DE LA TURBINA

$$Ab := Ha \cdot Lo$$

$$Ab = 1.464 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área de barrido}$$

$$Cp_{\text{max}} := \frac{16}{27} \quad \text{Coeficiente de potencia máxima, BETZ}$$

$$P_{\text{max}} := \frac{\rho_a \cdot Ab \cdot v^3 \cdot Cp_{\text{max}}}{3}$$

$$P_{\text{max}} = 2.313 \times 10^3 \quad (\text{W})$$

$$\eta_h := 0.85 \quad \text{Eficiencia de la hélice}$$

$$\eta_m := 0.98 \quad \text{Eficiencia del multiplicador de velocidad}$$

$$\eta_t := 0.9 \quad \text{Eficiencia de la transmisión de potencia}$$

$$\eta_{\text{total}} := \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_t$$

$$\eta_{\text{total}} = 0.75 \quad \text{Eficiencia total de los mecanismos}$$

$$P_{\text{real}} := P_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{total}}$$

$$P_{\text{real}} = 1.734 \times 10^3 \quad (\text{W}) \quad \text{Potencia real}$$

DESACELERACION DEL AGUA

$$v1 := v$$

$$v2 := \frac{v1}{3} \quad \text{Velocidad de salida del agua del rodete}$$

$$v2 = 0.667 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$Lw := Dt - 0.1 \cdot Dt$$

$$Lw = 1.098 \text{ (m)} \quad \text{Distancia recorrida por el agua para atravesar la turbina}$$

$$a := \frac{v2^2 - v1^2}{2 \cdot Lw}$$

$$a = -1.619 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

FUERZA DE EMPUJE HORIZONTAL DE LA CORRIENTE DE AGUA

$$Fe := Ma \cdot |a|$$

$$Fe = 4.741 \times 10^3 \quad \text{(N)} \quad \text{Fuerza total}$$

FUERZA SOBRE CADA TURBINA

$$Ft := \frac{Fe}{3}$$

$$Ft = 1.58 \times 10^3 \quad \text{(N)}$$

MOMENTO DE ROTACION

$$RT := 0.4065 \quad \text{Radio de giro (m)}$$

$$MT := Ft \cdot RT = 642.37 \text{ Nm}$$

DISEÑO DE EJES**LADO IZQUIERDO**

DEI := 8 (cm) Diámetro del eje izquierdo

$$REI := \frac{DEI}{2}$$

$$AEI := \frac{\pi DEI^2}{4}$$

AEI = 50.265 (cm²) Area transversal del eje izquierdo

MOMENTO DE INERCIA PARA FLEXION

$$IEI := \frac{\pi DEI^4}{64}$$

IEI = 201.062 (cm⁴)

MOMENTO POLAR DE INERCIA PARA TORSION

$$JEI := \frac{\pi DEI^4}{32}$$

JEI = 402.124 (cm⁴)

VOLUMEN DEL EJE IZQUIERDO

LEI := 65 (cm) Longitud del eje izquierdo

$$VEI := AEI \cdot LEI$$

VEI = 3.267 × 10³ (cm³)

MASA DEL EJE IZQUIERDO

$$\rho_a := 7.85 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} \right) \quad \text{Densidad del acero}$$

$$MEI := \rho_a \cdot VEI$$

$$MEI = 25.648 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS

$$IMEI := \frac{MEI \cdot REI^2}{2}$$

$$IMEI = 205.184 \quad (\text{Kgcm}^2)$$

CARGA DISTRIBUIDA

$$qEI := \frac{MEI \cdot 9.8}{LEI \cdot 10 \cdot 1000}$$

$$qEI = 3.867 \times 10^{-4} \quad \left(\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right)$$

DISEÑO MECANICO DE LA PUNTA DE EJE**LADO IZQUIERDO**

DEIP := 7.5 (cm) Diámetro del eje izquierdo

$$REIP := \frac{DEIP}{2}$$

REIP = 3.75 (cm) Radio de la punta de eje

$$AEIP := \frac{\pi DEIP^2}{4}$$

AEIP = 44.179 (cm²) Área transversal del eje izquierdo

MOMENTO DE INERCIA PARA FLEXION

$$IEIP := \frac{\pi DEIP^4}{64}$$

IEIP = 155.316 (cm⁴)

MOMENTO POLAR DE INERCIA PARA TORSION

$$JEIP := \frac{\pi DEIP^4}{32}$$

JEIP = 310.631 (cm⁴)

VOLUMEN DEL EJE IZQUIERDO

LEIP := 12 (cm) Longitud del eje izquierdo

$$VEIP := AEIP \cdot LEIP$$

VEIP = 530.144 (cm³)

DISEÑO MECANICO DEL EJE HUECO

DEEH := 16.9 (cm) Diámetro exterior del eje hueco

DIEH := 14.71 (cm) Diámetro interior del eje hueco

$$REEH := \frac{DEEH}{2}$$

REEH = 8.45 (cm) Radio externo

$$RIEH := \frac{DIEH}{2}$$

RIEH = 7.355 (cm) Radio interno

AREA TRANSVERSAL DEL EJE HUECO

$$ATEH := \frac{\pi}{4} \cdot (DEEH^2 - DIEH^2)$$

ATEH = 54.37 (cm²)

MOMENTO DE INERCIA PARA FLEXION

$$IEH := \frac{\pi}{64} \cdot (DEEH^4 - DIEH^4)$$

IEH = 1.706 × 10³ (cm⁴)

MOMENTO POLAR DE INERCIA PARA TORSION

$$J_{EH} := \frac{\pi}{32} \cdot (D_{EEH}^4 - D_{IEH}^4)$$

$$J_{EH} = 3.412 \times 10^3 \quad (\text{cm}^4)$$

VOLUMEN DEL EJE HUECO

$$L_{EH} := 430 \quad (\text{cm})$$

$$V_{EH} := A_{TEH} \cdot L_{EH}$$

$$V_{EH} = 2.338 \times 10^4 \quad (\text{cm}^3)$$

MASA DE LA BARRA PERFORADA

$$\delta_a := 7.85 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} \right) \quad \text{Densidad del acero}$$

$$M_{EH} := \delta_a \cdot V_{EH}$$

$$M_{EH} = 183.526 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS

$$IMEH := \frac{MEH \cdot (RIEH^2 + REEH^2)}{2}$$

$$IMEH = 1.152 \times 10^4 \quad (\text{Kgcm}^2)$$

CARGA DISTRIBUIDA

$$qEH := \frac{MEH \cdot 9.8}{LEH \cdot 10 \cdot 1000}$$

$$qEH = 4.183 \times 10^{-4} \quad \left(\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right)$$

DISEÑO MECANICO DEL EJE DERECHO**ACOPLAMIENTO EJE HUECO Y SOPORTES**

DED := 8 (cm) Diámetro del eje derecho

$$RED := \frac{DED}{2}$$

RED = 4 (cm) Radio del eje

$$AED := \frac{\pi DED^2}{4}$$

AED = 50.265 (cm²) Área transversal del eje derecho

MOMENTO DE INERCIA PARA FLEXION

$$IED := \frac{\pi DED^4}{64}$$

IED = 201.062 (cm⁴)

MOMENTO POLAR DE INERCIA PARA TORSION

$$JED := \frac{\pi DED^4}{32}$$

JED = 402.124 (cm⁴)

VOLUMEN DEL EJE DERECHO

LED := 65 (cm) Longitud del eje derecho

$$VED := AED \cdot LED$$

$$VED = 3.267 \times 10^3 \quad (\text{cm}^3)$$

MASA DEL EJE DERECHO

$$\delta_a := 7.85 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} \right) \quad \text{Densidad del acero}$$

$$MED := \delta_a \cdot VED$$

$$MED = 25.648 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS

$$IMED := \frac{MED \cdot RED^2}{2}$$

$$IMED = 205.184 \quad (\text{Kgcm}^2)$$

CARGA DISTRIBUIDA

$$qED := \frac{MED \cdot 9.8}{LED \cdot 10 \cdot 1000}$$

$$qED = 3.867 \times 10^{-4} \quad \left(\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right)$$

DISEÑO MECANICO DEL EJE DERECHO INTERMEDIO

DEDI := 7.5 (cm) Diámetro del eje derecho intermedio

$$REDI := \frac{DEDI}{2}$$

REDI = 3.75 (cm) Radio del eje

$$AEDI := \frac{\pi DEDI^2}{4}$$

AEDI = 44.179 (cm²) Área transversal del eje derecho

MOMENTO DE INERCIA PARA FLEXION

$$IEDI := \frac{\pi DEDI^4}{64}$$

IEDI = 155.316 (cm⁴)

MOMENTO POLAR DE INERCIA PARA TORSION

$$JEDI := \frac{\pi DEDI^4}{32}$$

JEDI = 310.631 (cm⁴)

VOLUMEN DEL EJE DERECHO

LEDI := 5 (cm) Longitud del eje derecho

$$\text{VEDI} := \text{AEDI} \cdot \text{LEDI}$$

$$\text{VEDI} = 220.893 \quad (\text{cm}^3)$$

MASA DEL EJE DERECHO INTERMEDIO

$$\delta_a := 7.85 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} \right) \quad \text{Densidad del acero}$$

$$\text{MEDI} := \delta_a \cdot \text{VEDI}$$

$$\text{MEDI} = 1.734 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS

$$\text{IMEDI} := \frac{\text{MEDI} \cdot \text{REDI}^2}{2}$$

$$\text{IMEDI} = 12.192 \quad (\text{Kgcm}^2)$$

CARGA DISTRIBUIDA

$$q_{ED} := \frac{\text{MEDI} \cdot 9.8}{\text{LEDI} \cdot 10 \cdot 1000}$$

$$q_{ED} = 3.399 \times 10^{-4} \quad \left(\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right)$$

DISEÑO MECANICO DE LA PUNTA DE EJE DERECHO

DEDP := 7 (cm) Diámetro de la punta del eje derecho

$$REDP := \frac{DEDP}{2}$$

REDP = 3.5 (cm) Radio del eje

$$AEDP := \frac{\pi DEDP^2}{4}$$

AEDP = 38.485 (cm²) Área transversal del eje derecho

MOMENTO DE INERCIA PARA FLEXION

$$IEDP := \frac{\pi DEDP^4}{64}$$

IEDP = 117.859 (cm⁴)

MOMENTO POLAR DE INERCIA PARA TORSION

$$JEDP := \frac{\pi DEDP^4}{32}$$

JEDP = 235.718 (cm⁴)

VOLUMEN DEL EJE DERECHO

LEDP := 15.5 (cm) Longitud del eje derecho

$$VEDP := AEDP \cdot LEDP$$

$$VEDP = 596.51 \quad (\text{cm}^3)$$

MASA DE LA PUNTA DEL EJE DERECHO

$$\rho_a := 7.85 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} \right) \quad \text{Densidad del acero}$$

$$MEDP := \rho_a \cdot VEDP$$

$$MEDP = 4.683 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS

$$IMEDP := \frac{MEDP \cdot REDP^2}{2}$$

$$IMEDP = 28.681 \quad (\text{Kgcm}^2)$$

CARGA DISTRIBUIDA

$$qEDP := \frac{MEDP \cdot 9.8}{LEDP \cdot 10 \cdot 1000}$$

$$qEDP = 2.961 \times 10^{-4} \quad \left(\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right)$$

CALCULOS DEL ALABE

LA := 122 (cm) Longitud del álabe

a := 61 (cm) Ancho del álabe

EA := 0.4 (cm) Espesor del álabe

A1 := LA · a

A1 = 7.442×10^3 (cm²)

V1 := A1 · EA

V1 = 2.977×10^3 (cm³)

MASA DEL ALABE

$\rho_a := 7.85 \cdot 10^{-3}$ $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$

M1 := $\rho_a \cdot V1$

M1 = 23.368 (Kg)

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS CON RESPECTO AL EJE X1

$IM_{x1} := \frac{M1 \cdot a^2}{3}$

IM_{x1} = 2.898×10^4 (Kg · cm²)

d := 8.45 (cm) Distancia entre ejes paralelos

$$IMx2 := IMx1 + M1 \cdot d^2$$

$$IMx2 = 3.065 \times 10^4 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

ANILLO DE ACOPLAMIENTO DEL ALABE

$$DEA := 18.54 \quad (\text{cm}) \quad \text{Diámetro exterior del anillo}$$

$$DIA := 16.9 \quad (\text{cm}) \quad \text{Diámetro interior del anillo}$$

$$REA := \frac{DEA}{2}$$

$$RIA := \frac{DIA}{2}$$

$$LAA := 122 \quad (\text{cm}) \quad \text{Longitud del anillo}$$

AREA TRANSVERSAL DEL ANILLO

$$A2 := \frac{\pi}{4} \cdot (DEA^2 - DIA^2)$$

$$A2 = 45.649 \quad (\text{cm}^2)$$

$$VAA := A2 \cdot LAA$$

$$VAA = 5.569 \times 10^3 \quad (\text{cm}^3)$$

$$M2 := \delta_a \cdot VAA$$

$$M2 = 43.718 \quad (\text{Kg})$$

$$IM2 := \frac{M2}{2} \cdot (REA^2 + RIA^2)$$

$$IM2 = 3.439 \times 10^3 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

$$IM := IMx2 + IM2$$

$$IM = 3.409 \times 10^4 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

PESO DEL ALABE Y DEL ANILLO DE ACOPLAMIENTO

$$WA := (M1 + M2) \cdot \frac{9.8}{1000}$$

$$WA = 0.657 \quad (\text{kN})$$

DISCO DE SUJECION DE ALABES

$$De := 122 \quad (\text{cm}) \quad \text{Diámetro exterior del disco}$$

$$Di := 16.9 \quad (\text{cm}) \quad \text{Diámetro interior del disco}$$

$$re := \frac{De}{2} \quad (\text{cm})$$

$$ri := \frac{Di}{2} \quad (\text{cm})$$

AREA DEL DISCO DE SUJECION

$$A1 := \frac{\pi}{4} \cdot (De^2 - Di^2)$$

$$A1 = 1.147 \times 10^4 \quad (\text{cm}^2)$$

VOLUMEN DEL DISCO DE SUJECION

$$ed := 0.6 \quad (\text{cm}) \quad \text{Espesor del disco}$$

$$V1 := A1 \cdot ed$$

$$V1 = 6.879 \times 10^3 \quad (\text{cm}^3)$$

MASA DEL DISCO

$$\rho_a := 7.85 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$M1 := V1 \cdot \rho_a$$

$$M1 = 54.003 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS

$$IM1 := \frac{M1}{2} \cdot (re^2 + ri^2)$$

$$IM1 = 1.024 \times 10^5 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

ANILLO DE SUJECION DEL DISCO

$$de := 21.9 \quad (\text{cm}) \quad \text{Diámetro exterior del anillo}$$

$$di := 16.9 \quad (\text{cm}) \quad \text{Diámetro interior del anillo}$$

$$ea := 6 \quad (\text{cm}) \quad \text{Altura del anillo}$$

$$rea := \frac{de}{2}$$

$$ria := \frac{di}{2}$$

AREA TRANSVERSAL DEL ANILLO

$$A2 := \frac{\pi}{4} \cdot (de^2 - di^2)$$

$$A2 = 152.367 \quad (\text{cm}^2)$$

VOLUMEN DEL ANILLO

$$V2 := A2 \cdot ea$$

$$V2 = 914.203 \quad (\text{cm}^3)$$

MASA DEL ANILLO

$$M2 := \rho_a \cdot V2$$

$$M2 = 7.176 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS DEL ANILLO

$$IM2 := \frac{M2}{2} \cdot (r_{ea}^2 + r_{ia}^2)$$

$$IM2 = 686.45 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

MOMENTO TOTAL DE INERCIA DE MASAS ANILLO DISCO

$$IM := IM1 + IM2$$

$$IM = 1.031 \times 10^5 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

PESO DEL ANILLO Y DISCO

$$W_{ad} := (M1 + M2) \cdot \frac{9.8}{1000}$$

$$W_{ad} = 0.6 \quad (\text{kN})$$

VOLANTE DE INERCIA

DEV := 40 (cm) Diámetro exterior del volante

DIV := 8 (cm) Diámetro interior del volante

$$REV := \frac{DEV}{2} \quad (\text{cm})$$

$$RIV := \frac{DIV}{2} \quad (\text{cm})$$

AREA TRANSVERSAL DEL VOLANTE

$$ATV := \frac{\pi}{4} \cdot (DEV^2 - DIV^2)$$

$$ATV = 1.206 \times 10^3 \quad (\text{cm}^2)$$

VOLUMEN DEL VOLANTE

EV := 11 (cm) Espesor del volante

$$VV := ATV \cdot EV$$

$$VV = 1.327 \times 10^4 \quad (\text{cm}^3)$$

MASA DEL VOLANTE DE INERCIA

$$\rho_a := 7.85 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} \right)$$

$$MV := \rho_a \cdot VV$$

$$MV = 104.17 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS DEL VOLANTE

$$IM1 := \frac{MV}{2} \cdot (REV^2 + RIV^2)$$

$$IM1 = 2.167 \times 10^4 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

MANZANA

$$DEM := 12 \quad (\text{cm}) \quad \text{Diámetro exterior de la manzana}$$

$$DIM := 8 \quad (\text{cm}) \quad \text{Diámetro interior de la manzana}$$

$$REM := \frac{DEM}{2} \quad (\text{cm})$$

$$RIM := \frac{DIM}{2} \quad (\text{cm})$$

AREA TRANSVERSAL DE LA MANZANA

$$ATM := \frac{\pi}{4} \cdot (DEM^2 - DIM^2)$$

$$ATM = 62.832 \quad (\text{cm}^2)$$

VOLUMEN DE LA MANZANA

$$EM := 4 \quad (\text{cm}) \quad \text{Espesor de la manzana}$$

$$VM := ATM \cdot EM$$

$$VM = 251.327 \quad (\text{cm}^3)$$

MASA DE LA MANZANA

$$MM := \rho_a \cdot VM$$

$$MM = 1.973 \quad (\text{Kg})$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASAS DE LA MANZANA

$$IM2 := \frac{MM}{2} \cdot (REM^2 + RIM^2)$$

$$IM2 = 51.296 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

MOMENTO TOTAL DE INERCIA DEL VOLANTE Y LA MANZANA

$$IMT := IM1 + IM2$$

$$IMT = 2.172 \times 10^4 \quad (\text{Kg} \cdot \text{cm}^2)$$

PESO DE COMPONENTES

$$gr := 9.8 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$WMV := (MV + MM) \cdot \frac{gr}{1000}$$

$$WMV = 1.04 \quad (\text{kN})$$

ANALISIS DE TORQUES

T_{al} = Torque del álabe

$$T_{al} = 4000 \text{ N} \times 390 \text{ mm} = 1560 \text{ kNmm}$$

$$T = 3 T_{al} = 3 \times 1560 = 4600 \text{ KN mm}$$

Torques de consumo

Suponiendo para la aceleración angular un tiempo de 3 seg.

a = Aceleración angular estimada

$w = (20 \text{ rpm} * 2\pi/60) = 12.57 \text{ rad/s}$ Velocidad angular

$$a = \frac{12.57 - 0}{3} = 4.19 \text{ rad/s}^2$$

$$T = [205.182 + 29.26 + 28.683 + 12.192 + 205.184 + 11516.14 + 2 \times 21718.748 + 3 \times 103081.318 + 3 \times 34091.85] \times 4.19$$

$$= 195653.576 \frac{\text{kcm}^2}{\text{s}}$$

$$= 19565.4 \text{ N cm} \times 10$$

$$= 195654 \text{ N mm}$$

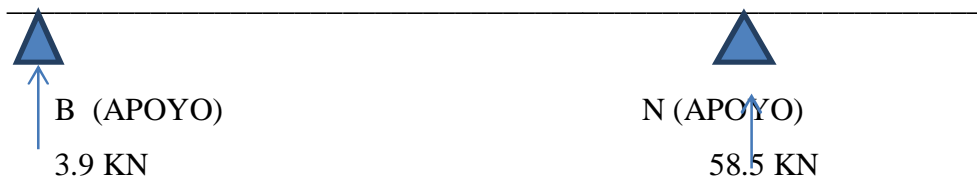
$$= 195.654 \text{ kN mm}$$

CALCULO DE REACCIONES Y MOMENTOS

Utilizando el texto estadístico de Nibbler se aplica las siguientes ecuaciones

$$\sum F_y = 0 \quad \sum M = 0$$

Y utilizando el programa de estructuras planas educacional RISA 20 B educational, se tiene



Dibujando los diagramas de momento flector y utilizando el programa RISA-2D. Se tiene que los momentos flectores críticos se encuentran en las siguientes bamas

$$\text{GH: } M = 2772.573 \text{ kN mm}$$

$$\text{MN: } M = 5235.6 \text{ kN mm}$$

$$\text{NO: } M = 5235.6 \text{ kN mm}$$

$$\text{OP: } M = 2617.632 \text{ kN mm}$$

CALCULO DE ESFUERZOS

Barras críticas

$$\sigma = \frac{MY}{I} \text{ flexion}$$

$$\tau = \frac{Tr}{J} \text{ Torsion}$$

$$M = 2772.573 \text{ kN mm}$$

$$T = 4680 \text{ kN mm}$$

$$y = 84.5 \text{ mm}$$

$$I = 1.705.835 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

$$J = 3.411671 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

$$\sigma = 13.7 \text{ MPa} \qquad \tau = 11.6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{\rho f}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = 20.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = -6.61 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 20.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -6.61$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} = 13.5 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{342.5}{\tau_{\max}} = 25.4$$

Barra MN

$$M = 5235.6 \text{ kN mm}$$

$$T = 4680 \text{ kN mm}$$

$$y = 3.75 \text{ cm}$$

$$I = 155.316 \text{ cm}^4$$

$$J = 310,631 \text{ cm}^4$$

$$\sigma = \frac{My}{J} = 126.4 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_r}{J} = 56.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{\rho}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = 148 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = -21.57 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = 84.8 \text{ MPa}$$

$n = 342.5/84.8 = 4$ Factor de seguridad de 4 satisface el requerimiento de esfuerzos de flexión y torsión

Barra NO

$$M = 5235.6 \text{ kN mm}$$

$$T = 4680 \text{ kN mm}$$

$$y = 3.75 \text{ cm}$$

$$I = 155.316 \text{ cm}^4$$

$$J = 310,631 \text{ cm}^4$$

Barra OP

$$M = 2617.632 \text{ kN mm}$$

$$T = 4680 \text{ kN mm}$$

$$Y = 3.5 \text{ cm}$$

$$I = 117.859 \text{ cm}^4$$

$$J = 235.718 \text{ cm}^4$$

$$\sigma = \frac{My}{I} = 77.7 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Tr}{J} = 69.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = 118.5 \text{ MPa}$$

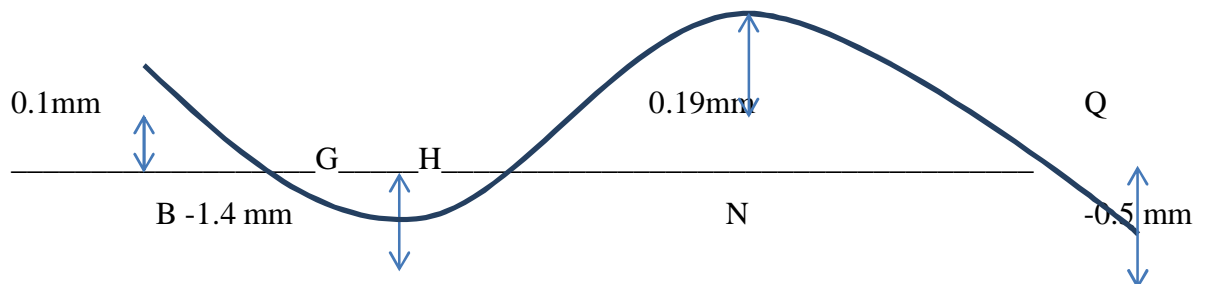
$$\sigma_2 = -40.75 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = 79.6 \text{ MPa}$$

$n = 4.3$ Factor de seguridad satisface el requerimiento de esfuerzos de flexión y torsión

ANALISIS DE DEFORMACIONES

Utilizando el progreso RISA-2D educational las deflexiones de la viga se ven así:



Se observa que la deflexión máxima se halla en la barra GH y es $\delta = -1.4$ mm que es un valor bastante aceptable. Por lo que se concluye que el eje principal funciona correctamente.

Los componentes diseñados y sus elementos complementarios se los puede observar en el ANEXO 1, correspondiente a planos