

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Desarrollo de un prototipo de Turbina Hidrocinética para la Extracción de
Energía en Canales de Ríos y Sistemas de Riego.

INGE-2609

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero en Mecánica

Presentado por:

Miguel Bismark Diaz Quezada

Guayaquil - Ecuador

Año: 2024

Dedicatoria

A mi madre, Lenny, dedico con todo mi amor este logro. Sus incontables sacrificios, su sabiduría y su amor incondicional han sido la fuerza que me ha impulsado a alcanzar esta meta. A mi padre, Carlos, por su apoyo inquebrantable y por ser siempre mi guía y ejemplo. A mi hermano, Moises, y a mi hermana, Dayane, por ser mis compañeros de vida y por su constante ánimo y alegría. Y a mi pequeña sobrina, Emma, por ser la luz que ilumina mis días y la razón por la que quiero seguir creciendo. Gracias a todos por ser parte fundamental de mi vida.

Agradecimientos

Primeramente, agradezco a Dios, también expreso mi más sincero agradecimiento al Ing. Carlos Cuenca, cuyo invaluable guía y conocimientos fueron fundamentales para la culminación de este trabajo de investigación y a la ESPOL por brindarme las herramientas y el espacio necesario para desarrollar este proyecto.

Declaración Expresa

Yo Miguel Bismark Diaz Quezada acuerdo y reconozco que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique al autor que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 23 de Mayo del 2024.

Miguel Bismark
Diaz Quezada

Evaluadores

Angel Diego Ramirez Mosquera, Phd

Profesor de Materia

Carlos Andres Cuenca Cabrera,

MSc

Tutor de proyecto

Resumen

La búsqueda de fuentes de energía alternativa se ha intensificado debido al encarecimiento de los combustibles fósiles y la contaminación ambiental. En este contexto, el proyecto se centra en diseñar un prototipo de turbina hidrocínética para generar energía eléctrica a partir de la energía cinética de los ríos en Ecuador. El objetivo es diversificar la matriz energética del país, especialmente en zonas no interconectadas que dependen de generadores de combustibles fósiles. Se utilizó un enfoque metodológico que incluyó la identificación de requisitos de diseño, la evaluación de alternativas mediante una matriz de decisión y la validación del diseño a través de simulaciones con el software QBlade. Los resultados destacaron la viabilidad de un prototipo de turbina hidrocínética capaz de adaptarse a diversas condiciones fluviales, demostrando su potencial para mejorar el acceso a la energía en áreas remotas. Se concluye que el desarrollo de esta tecnología contribuye significativamente a la sostenibilidad energética del país, ofreciendo una solución modular y eficiente para la generación de energía renovable en pequeña escala.

Palabras Clave: energía hidrocínética, turbina hidrocínética, energías renovables, sostenibilidad energética.

Abstract

The search for alternative energy sources has intensified due to the rising costs of fossil fuels and environmental pollution. This project focuses on designing a hydrokinetic turbine prototype to generate electricity from the kinetic energy of rivers in Ecuador. The objective is to diversify the country's energy matrix, particularly in non-interconnected areas reliant on fossil fuel generators. A methodological approach was employed, including identifying design requirements, evaluating alternatives using a decision matrix, and validating the design through simulations with QBlade software. The results highlighted the feasibility of a hydrokinetic turbine prototype capable of adapting to various river conditions, demonstrating its potential to enhance energy access in remote areas. It is concluded that the development of this technology significantly contributes to the country's energy sustainability, offering a modular and efficient solution for small-scale renewable energy generation.

Keywords: hydrokinetic energy, hydrokinetic turbine, renewable energy, energy sustainability.

ÍNDICE GENERAL

Resumen.....	I
Abstract	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
Abreviaturas	VII
Simbología	VIII
Índice de figuras.....	IX
Índice de tablas.....	X
ÍNDICE DE PLANOS	XI
CAPÍTULO 1	1
1 INTRODUCCIÓN	2
1.1 Descripción del problema	3
1.2 Justificación del problema	4
1.3 Objetivos.....	4
1.3.1 Objetivo general.....	4
1.3.2 Objetivos específicos	4
1.4 Marco Teórico.....	5
1.4.1 Generación de energía eléctrica en Ecuador.....	5
1.4.2 Problemática de las centrales hidroeléctricas en Ecuador	5
1.4.3 Zonas no Interconectadas en el Ecuador.....	6

1.4.4	Sistema hidrocínético.....	6
1.4.5	Clasificación de turbinas hidrocínicas	7
1.4.6	Evaluación del Recurso hídrico.	9
1.4.7	Canal Abierto	9
CAPÍTULO 2		11
2	Metodología	12
2.1	Procedimiento de diseño.	12
2.2	Requerimientos del diseño.	13
2.2.1	Selección de región con mejores condiciones de emplazamientos.....	13
2.2.2	Estimación de las velocidades medias	15
2.2.3	Estimación de la densidad energética	17
2.2.4	Estimación de la demanda energética	17
2.3	Diseño Conceptual	18
2.3.1	Criterios de decisión	18
2.3.2	Alternativas de solución.....	19
2.3.3	Matriz de Decisión.	20
2.4	Diseño Detallado.....	21
2.4.1	Diseño del Rotor	21
2.4.2	Selección de sistema de generación de energía	28
2.4.3	Diseño de sistema de transmisión de potencia.....	28
2.4.4	Diseño de sistema de protección y anclaje.	30

2.4.5 Simulación	31
CAPITULO 3	32
3 RESULTADOS Y ANALISIS	33
3.1 Rotor	33
3.1.1 Álabes	33
3.1.2 Material	34
3.1.3 Manzana	34
3.2 Diseño de sistema de generación de energía.....	34
3.3 Diseño de sistema de transmisión de potencia.....	35
3.4 Diseño de sistema de flotación y anclaje	36
3.5 Simulación	36
3.6 Análisis técnico económico	39
CAPÍTULO 4	41
4 Conclusiones y Recomendaciones	42
4.1 Conclusiones	42
4.2 Recomendaciones	43
Referencias	44
Apéndices	48
1. Apéndice A	48
2. Apéndice B.....	49
Cálculo de Área Transversal y Radio Hidráulico	49

	Cálculo de coeficiente de Manning efectivo.....	50
	Cálculo de Velocidad Media.....	50
	Cálculo de densidad energética máxima extraíble.....	50
3.	Apéndice C.....	50
4.	Apéndice D.....	51
5.	Apéndice E.....	53
6.	Apéndice F.....	54
7.	Apéndice G.....	58
8.	Apéndice H.....	64
9.	Apéndice G.....	65

Abreviaturas

CO₂ Dióxido de carbono

MCI Motores de combustión interna

ZNI Zonas no interconectadas

DE Densidad de energía

Cp Coeficiente de potencia

DPgen Densidad de potencia generada

Simbología

\dot{m}	Flujo másico
A_t	Área de barrido de la turbina
V	Velocidad del fluido
ρ	Densidad del fluido
$P_{disponible}$	Potencia disponible
DE	Densidad de energía
C_p	Coefficiente de potencia
DP_{gen}	Densidad de potencia generada
V_0	Velocidad uniforme del fluido del canal
R_h	Radio hidráulico
S_0	Inclinación del canal
A_c	Área transversal del canal
\dot{V}	Flujo volumétrico
n	Coefficiente de Manning
n_{ef}	Coefficiente de Manning efectivo

Índice de figuras

Figura1.1 Potencia efectiva por tipo de central (MW)-2022	5
Figura1.2 Turbinas hidrocinéticas de flujo axial de: a) eje inclinado, b) amarre rígido, c) generador no sumergido y d) generador sumergido.	8
Figura1.3 Turbinas hidrocinéticas de flujo cruzado: a) de eje horizontal, b) jaula de ardilla Darrieus, c) H-Darrieus, d) Darrieus, e) Gorlov y f) Savonius.....	8
Figura2.1 Metodología del diseño	13
Figura2.2 Mapa de localización de Estaciones Hidrológicas Automáticas.....	14
Figura2.3 Gráficas de duración de: a) Niveles en cm y b) Caudales en m ³ /s.....	15
Figura2.4 Sección transversal de un canal rectangular donde y es el nivel del agua y b el ancho del canal	16
Figura2.5 Medición del Ancho el Río Guayllabamba en Google Earth.....	16
Figura2.6 Alternativa A	19
Figura2.7 Alternativa B	19
Figura2.8 Alternativa C	20
Figura2.9 Alternativa D	20
Figura2.10 Energía mensual vs diámetro de rotor a 3.01 m/s	22
Figura2.11 Perfil Naca 4412.....	23
Figura2.12 Imágenes del movimiento generados por: a) Momento de aleta y b) Momento de canto.....	26
Figura2.13 Diagrama de cuerpo libre de álabe	27
Figura2.14 Diagrama de cuerpo libre de eje de transmisión entre el rotor y la polea.	29
Figura3.1 Modelo de álabe obtenido	33
Figura3.2 Dimensiones de pontones CP-HF353.....	36
Figura3.3 Grafica de la potencia de la turbina en función al TSR.....	37

Figura3.4 Coeficiente de potencia en función de la velocidad angular.....	38
Figura3.5 Torque en función del TPS.....	39

Índice de tablas

Tabla2.1 Matriz de decisión.....	21
Tabla2.2 Parámetros básicos para el diseño del rotor.....	22
Tabla2.3 Parámetros del perfil NACA 4412.....	23
Tabla2.4 Valores de las distancias descritas en la Figura 2.14.....	30
Tabla3.1 Datos utilizados para construir la morfología del álabe.....	33
Tabla3.2 Tabla de coeficiente de potencia corregido y cargas externas ejercidas sobre los álabes del rotor.....	34
Tabla3.3 Propiedades mecánicas de la fibra de vidrio tipo E con aglutinante epóxico.....	34
Tabla3.4 Tabla de requerimientos para el sistema de generación.....	35
Tabla3.5 Tabla de las bandas y poleas utilizadas en la turbina.....	35
Tabla3.6 Diámetros calculados del eje de transmisión.....	35
Tabla3.7 Diámetros calculados del eje de transmisión.....	40

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1. Vista Explotada De La Turbina

CAPÍTULO 1

1 INTRODUCCIÓN

En la actualidad la búsqueda de fuentes de energía alternativa se ha intensificado debido al encarecimiento de los combustibles fósiles, que día a día se van acabando [1], y a la contaminación ambiental, incluyendo las emisiones de CO₂ y gases de efecto invernadero producto de su combustión [2]. Ante esta problemática, en el año 2015, la Asamblea General de Las Naciones Unidas planteó 17 Objetivos para el Desarrollo Sostenible, entre los cuales el número siete busca garantizar el acceso a una energía asequible, fiable, sostenible y moderna para todos [3].

En los países en desarrollo, existe una tendencia de crecimiento anual del 9.6% en instalaciones de energías renovables [4]. En Ecuador, la matriz energética ha cambiado respecto a años anteriores, actualmente, la principal fuente de producción energética es la hidráulica a través de sus centrales hidroeléctricas. Aunque el uso de energías alternativas como la eólica, solar, biomasa y geotérmica ha comenzado a formar parte de la matriz, su participación es aún menor [5].

Si bien el panorama energético de Ecuador es prometedor, existe una forma de aprovechamiento de energía que no ha sido muy explorada en el país: la energía hidrocinética, que consiste en la generación de electricidad a partir de la energía cinética del flujo de la corriente de los ríos [6].

En los países vecinos, como Colombia y Perú, ya se han implementado turbinas hidrocinéticas. En Perú, se diseñó y construyó un prototipo de turbinas de eje inclinado para proporcionar energía suficiente para bombear agua [7]. En Colombia, la empresa Alemana Smart Hydro Power implementó un sistema combinado de paneles solares y una turbina hidrocinética para alimentar a las bombas de riego para el cultivo de arroz en la zona de Neiva [8].

Estos proyectos tienen en común que se han desarrollado en localidades de difícil acceso y sin conexión a la red pública de electricidad. En Ecuador, esta problemática no es ajena, ya que el país cuenta con tan solo un 97,29 % de cobertura de servicio eléctrico [5]. Además, dentro de este porcentaje, se encuentran zonas de difícil acceso que dependen de generadores que utilizan combustibles fósiles para suplir su consumo energético.

Es así como en las zonas no interconectadas del país, especialmente en la costa y el oriente, donde el diferencial de altura no es suficiente para una central hidroeléctrica, vale la pena desarrollar un prototipo de turbina hidrocínética para obtener la energía de los ríos y suplir las necesidades energéticas de la población para su desarrollo y bienestar.

1.1 Descripción del problema

En Ecuador, la diversificación de fuentes de energía renovable es fundamental para el desarrollo sostenible, aprovechando su rica hidrografía. Sin embargo, la implementación de sistemas de extracción de energía adaptados a las características específicas de los canales de ríos y sistemas de riego representa un desafío significativo. La variabilidad en las dimensiones y velocidades de flujo de estos cuerpos de agua exige soluciones innovadoras que puedan adaptarse eficientemente a diferentes contextos. Surge así la necesidad de diseñar un prototipo de turbinas hidrocínéticas versátil y eficiente, capaz de ser instalado en una amplia gama de condiciones fluviales. Este prototipo debe ser económicamente viable, fácil de implementar y capaz de maximizar la extracción de energía, contribuyendo de manera significativa la matriz energética del país. La falta de un sistema modular que cumpla con estos requisitos limita la capacidad de Ecuador para aprovechar plenamente su potencial hidroeléctrico en pequeña escala, especialmente en áreas rurales y remotas donde la demanda energética es crítica.

1.2 Justificación del problema

En la actualidad, aún existen muchos sectores que no tienen acceso a la red pública de energía eléctrica, por ende, sus habitantes dependen principalmente de generadores de combustible fósiles o en algunos casos simplemente no cuentan con este servicio. Esto se convierte en un problema al momento de realizar sus actividades diarias, así como el desarrollo de actividades económicas que traigan un beneficio para la comunidad. Por lo que el poder contar con un prototipo de turbina hidrocínética es una oportunidad para mejorar las condiciones de vida de estas personas, evitando la construcción de infraestructura para la interconexión con la red eléctrica nacional y eventualmente poder cosechar energía de una manera menos invasiva a como lo hacen las hidroeléctricas.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un prototipo de turbina hidrocínética para la generación de energía eléctrica en canales de ríos o sistemas de riego.

1.3.2 Objetivos específicos

- Determinar el rotor que mejor se ajuste a las condiciones de trabajo a las que estaría expuesta la turbina en Ecuador.
- Seleccionar los componentes mecánicos, eléctricos y de control para el funcionamiento de la turbina.
- Simular el comportamiento de la turbina bajo las condiciones de trabajo que determine la eficiencia de la turbina.
- Desarrollar un análisis técnico económico del diseño.

1.4 Marco Teórico

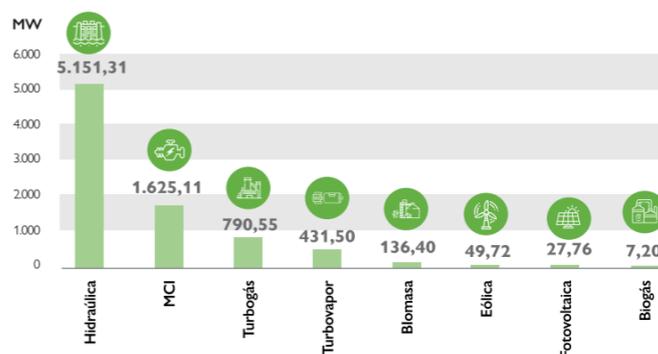
1.4.1 Generación de energía eléctrica en Ecuador

En Ecuador, la energía eléctrica se produce a partir de fuentes renovables y no renovables. Las fuentes renovables incluyen centrales hidroeléctricas, fotovoltaicas, eólicas y termoeléctricas que consumen biomasa y biogás. Por otro lado, la producción de energía eléctrica a partir de fuentes no renovables utiliza combustibles fósiles en centrales térmicas, clasificadas en turbogás, turbovapor y motores de combustión interna (MCI) [5].

De acuerdo con la estadística Anual y Multianual del sector eléctrico ecuatoriano del año 2022, el 65.36% de la potencia efectiva producida en el Ecuador proviene de fuentes renovables y el otro 34.64% de fuentes no renovables. Del 65.36 %, el 62.67% corresponde a centrales hidroeléctricas, el 1.66% a centrales de biomasa, el 0.34% a fotovoltaicas y el 0.09 % a biogás, como se observa en la siguiente figura.

Figura 1.1

Potencia efectiva por tipo de central (MW)-2022



Nota. Datos tomados de la estadística de Anual y Multianual del Sector Eléctrico Ecuatoriano (2022), [5]

1.4.2 Problemática de las centrales hidroeléctricas en Ecuador

Como se indicó en la sección anterior, el 62.67% de la energía efectiva producida en Ecuador procede de las centrales hidroeléctricas. Esto es posible gracias a las grandes diferencias de altura, producto de la cordillera de los Andes que atraviesa el país. Este diferencial de altura se traduce en energía potencial, que a su vez es transformada en energía

cinética, haciendo mover una turbina hidráulica que genera electricidad [9]. Aunque el recurso que, utilizado por las centrales hidroeléctricas, en este caso el agua, es renovable, la construcción y operación de estas instalaciones trae consigo varias consideraciones ambientales. Esto se debe a que se desvía parte del caudal del río, afectando varios ecosistemas, actividades agrícolas y la flora y fauna que dependen de estos cuerpos de agua [9]. Además, la construcción de embalses que genera la inundación de ciertos valles [10].

1.4.3 Zonas no Interconectadas en el Ecuador

En Ecuador, alrededor del 2.71% de los hogares no están conectados a la red nacional [5]. En estas zonas, la energía se genera mediante generadores diésel o simplemente no se genera [11]. Estas áreas se denominan Zonas No interconectadas (ZNI) y suelen encontrarse cerca de ríos o fuentes hídricas. En la costa y amazonía, estas zonas se asientan sobre terrenos planos o con baja inclinación, lo que hace inviable la construcción de una central hidroeléctrica. Sin embargo, en estas regiones se encuentran ríos con mayores profundidades y caudales en comparación con los de la región sierra [12], lo que hace que el empleo de turbinas hidrocinéticas tenga mayor potencial.

1.4.4 Sistema hidrocinético

El concepto de energía hidrocinética es similar al de las turbinas eólicas, con la diferencia de que los fluidos de trabajo son agua y aire, respectivamente. La potencia entregada por el movimiento del fluido es función del flujo másico \dot{m} , que pasa a través del área de barrido de la turbina A_t [13], como se describe en la ecuación (1.1).

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho A_t V \quad (1.1)$$

Donde V es la velocidad y ρ la densidad del fluido. La ecuación (1.1) es considerada en la ecuación (1.2), que define la energía cinética disponible del fluido como:

$$P_{disponible} = \frac{1}{2} \dot{m} V^2 = \frac{1}{2} \rho A_t V^3 \quad (1.2)$$

También se suele expresar la energía disponible por unidad de área, conocido como densidad de energía (DE), y se expresa como:

$$DE = \frac{1}{2} \rho V^3 \quad (1.3)$$

Tanto la ecuación (1.2) como la ecuación (1.3) describen teóricamente la energía disponible del flujo libre del fluido. Sin embargo, las turbinas hidrocinéticas no pueden extraer toda esta energía. Por eso se expresa un coeficiente de potencia C_p , que describe la eficiencia hidrodinámica de la turbina y que, de acuerdo con la Ley de Bentz, no puede ser mayor a 59.7 % [13] . Así, la densidad de potencia generada por una turbina hidrocinética de eficiencia C_p puede expresarse como:

$$DP_{gen} = \frac{1}{2} C_p \rho V^3 \quad (1.4)$$

1.4.5 Clasificación de turbinas hidrocinéticas

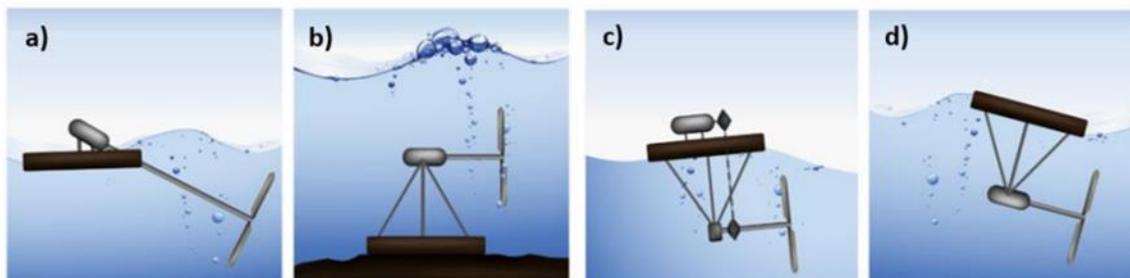
Las turbinas hidrocinéticas pueden clasificarse según la orientación del eje rotacional con respecto a la dirección del flujo del agua [14]. Existen turbinas de flujo axial (también conocidas como de eje horizontal) y de flujo cruzado.

1.4.5.1 Turbinas de flujo axial:

Se caracterizan porque la corriente del fluido es paralela al eje de rotación de la turbina y utilizan rotores con forma de hélice, similar a las turbinas eólicas. Estas turbinas basan su funcionamiento en la fuerza de sustentación producida por el fluido al pasar a través del espacio entre los álabes, haciendo girar el rotor y el eje [13]. La ventaja de estas turbinas es que la transmisión de potencia al generador es en la misma dirección, reduciendo las pérdidas [15]. A continuación, se muestran las configuraciones más comunes de este tipo de turbinas.

Figura1.2

Turbinas hidrocinéticas de flujo axial de: a) eje inclinado, b) amarre rígido, c) generador no sumergido y d) generador sumergido.



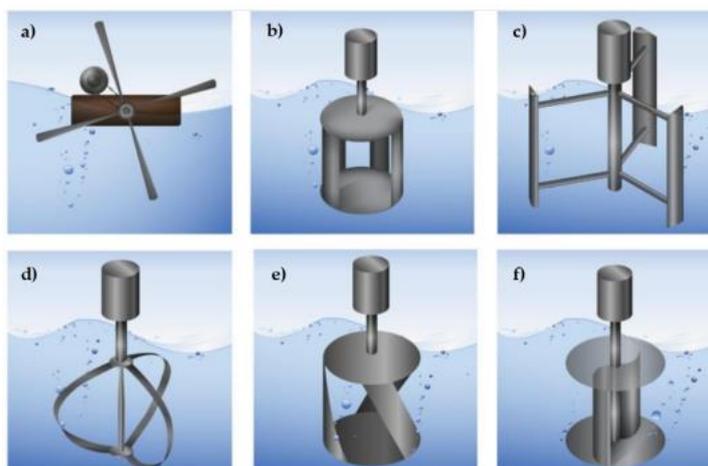
Nota. Imagen obtenida del estado de turbinas micro-hidrocinética para aplicaciones rurales, [14]

1.4.5.2 Turbinas de flujo cruzado:

A diferencia de las de flujo axial, estas turbinas sitúan su eje de rotación perpendicular al flujo de la corriente de agua. Se subdividen en turbinas de eje horizontal en disposición transversal y las de eje vertical. La principal diferencia es que las de eje horizontal basan su movimiento en la fuerza de arrastre generada por el fluido sobre los álabes de la turbina, mientras que las de eje vertical basan su funcionamiento en la fuerza de sustentación [16]. A continuación, se muestran las configuraciones más comunes de este tipo de turbinas.

Figura1.3

Turbinas hidrocinéticas de flujo cruzado: a) de eje horizontal, b) jaula de ardilla Darrieus, c) H-Darrieus, d) Darrieus, e) Gorlov y f) Savonius



Nota. Imagen obtenida del estado de turbinas micro-hidrocinética para aplicaciones rurales, [14]

1.4.6 Evaluación del Recurso hídrico cinético.

Para identificar si una fuente hídrica es viable para la generación de energía, es necesario conocer cuanta energía se puede obtener. Existen varias metodologías para evaluar el recurso hidrocinético en los ríos, siendo las más utilizadas el método hidrológico y el método hidráulico [17]. El método hidrológico consiste en realizar varias mediciones de campo tanto del flujo volumétrico como de las áreas transversales en varios puntos de la fuente hídrica, en diferentes periodos de tiempo. El método hidráulico se basa en datos proporcionados por modelos hidrológicos y en la utilización de relaciones empíricas para obtener la energía el fluido.

1.4.7 Canal Abierto

Un canal abierto se dice que tiene un flujo uniforme cuando el canal es lo suficientemente largo, con sección transversal e inclinación constante [13]. Para este caso, se conocen las relaciones empíricas para la velocidad promedio y el flujo volumétrico, conocidas como las ecuaciones de Gauckler-Manning, presentadas a continuación:

$$V_0 = \frac{a}{n} R_h^{\frac{2}{3}} S_0^{\frac{1}{2}} \quad (1.5)$$

$$\dot{V} = \frac{a}{n} A_c R_h^{\frac{2}{3}} S_0^{\frac{1}{2}} \quad (1.6)$$

En donde V_0 es la velocidad uniforme del fluido del canal, R_h el radio hidráulico, S_0 la inclinación, A_c el área transversal, \dot{V} el flujo volumétrico, el factor a una constante dimensional cuyo valor es $1 \frac{m^3}{s}$ y n es el coeficiente de Manning, cuyo valor depende de la rugosidad de la superficie.

Debido a que en los ríos los terrenos del fondo varían y por lo tanto la rugosidad de su superficie también, se utiliza el coeficiente de Manning efectivo, el cual se obtiene

despejando n de la ecuación (1.6) y utilizando el flujo volumétrico conocido del canal [13], obteniendo la ecuación (1.7).

$$n_{ef} = \frac{aA_c R_h^{\frac{2}{3}} S_0^{\frac{1}{2}}}{\dot{V}} \quad (1.7)$$

Donde n_{ef} es el coeficiente de Manning efectivo del canal.

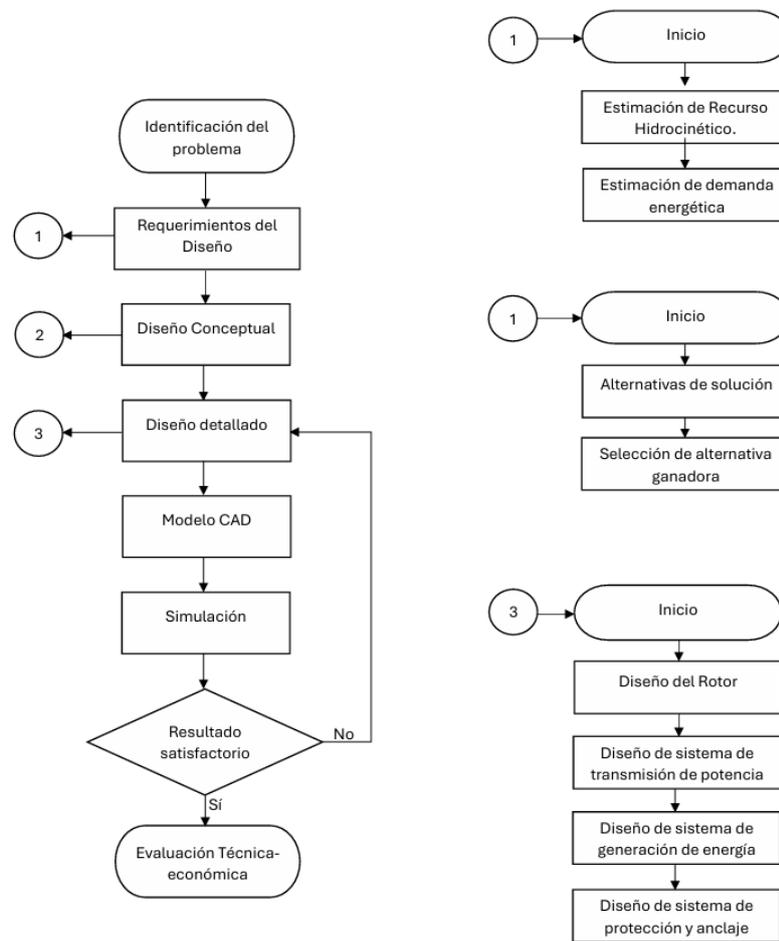
CAPÍTULO 2

2 Metodología

En este capítulo se describió la metodología seguida para desarrollar el prototipo de turbina hidrocínética. El procedimiento se presentó en el diagrama de flujo de la Figura 2.1. Inicialmente, se identificaron los requerimientos del diseño, que consistieron en las condiciones de trabajo a las que estaría sometido el prototipo. Posteriormente, se definieron los criterios de decisión para proponer varias alternativas que cumplieran con lo establecido. Para evaluar cuál alternativa cumplía mejor con los criterios, se utilizó una matriz de decisión, resultando en la selección de la alternativa que mejor se ajustaba a los requerimientos del proyecto. Con el diseño conceptual definido, se procedió al diseño detallado de cada uno de los sistemas que formarían parte del prototipo de la turbina. Finalmente, el diseño fue validado mediante una simulación utilizando el software QBlade, que cuenta con licencia libre.

2.1 Procedimiento de diseño.

El diagrama de flujo mostrado a continuación describe el procedimiento llevado a cabo para la realización del proyecto (Figura 1.1). La metodología se inspiró en la tesis de Barzola y Carriel [18].

Figura2.1*Metodología del diseño*

Nota. Metodología inspirada en la seguida por parte de la Tesis de Barzola y Carriel [18]

2.2 Requerimientos del diseño.

En esta sección se determinaron las condiciones de trabajo a las cuales estaría sometida la turbina. Esto incluyó la selección del lugar de emplazamiento basado en la densidad energética del sitio, la velocidad promedio estimada del canal, y la energía mínima que la turbina debía suplir.

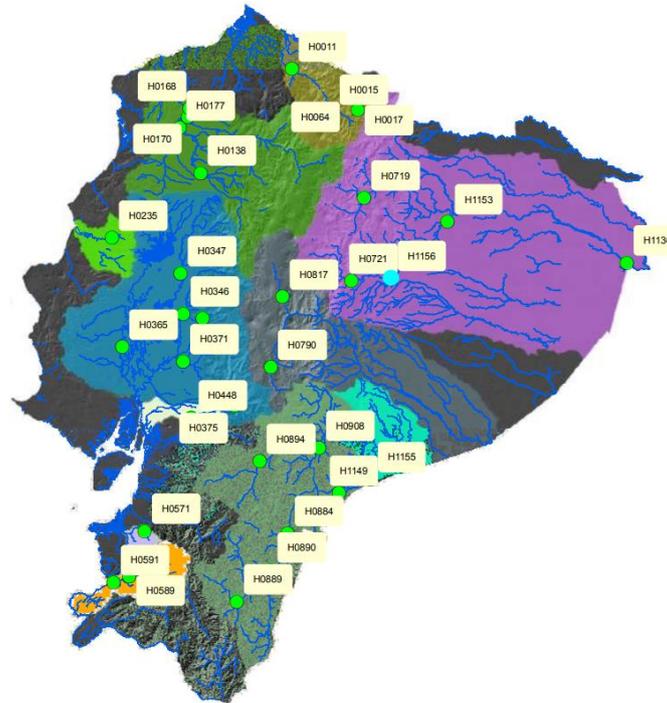
2.2.1 Selección de región con mejores condiciones de emplazamientos.

Para seleccionar la región con mejores condiciones de emplazamiento, se utilizaron datos hidrológicos medidos por las estaciones del INAMHI [12]. Esta institución estatal

cuenta con 35 estaciones distribuidas entre las tres regiones del Ecuador continental tal y como se observa en la siguiente figura.

Figura2.2

Mapa de localización de Estaciones Hidrológicas Automáticas

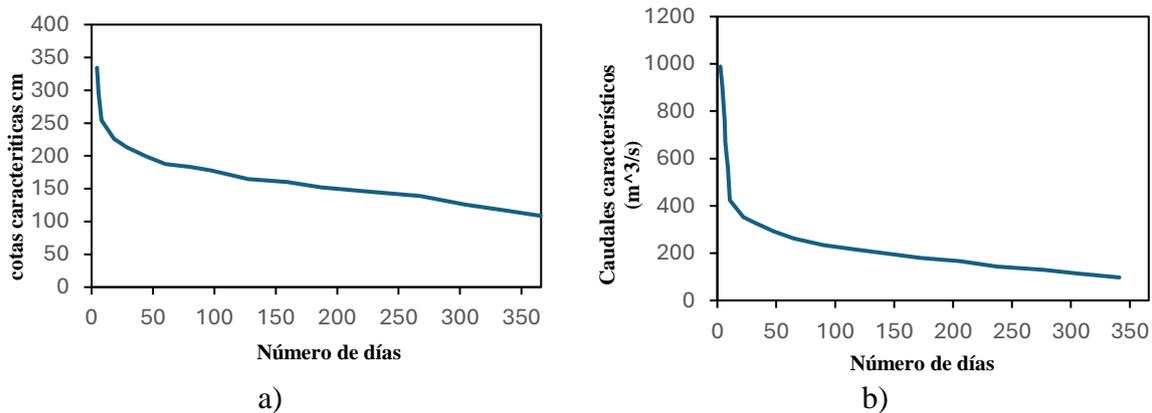


Nota. Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI) [12]

Estas proporcionan datos de caudal y niveles de la superficie de agua diarios, que son transmitidos vía satélite hacia una base de datos institucional para su procesamiento. Se observaron las gráficas de duración de caudales y niveles para identificar los valores probables durante el periodo de estudio. En la figura a continuación se muestran las gráficas de duración tanto para caudal como para nivel de la estación hidrológica de Guayllabamba Aj Blanco en Esmeraldas.

Figura2.3

Gráficas de duración de: a) Niveles en cm y b) Caudales en m^3/s



Nota. Gráficas obtenidas del Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI) [12]

Así se determinó que la región costa tenía mayor número de estaciones con altos caudales y altos niveles de superficie. Estas estaciones son: Guayllabamba AJ Blanco, Esmeralda DJ Sade, Quevedo en Quevedo y Daule en Capilla. Esta selección se hizo en base a la observación de los niveles y caudales probables los 365 días en cada estación resumiéndose en la Tabla A.1 del Apéndice A.

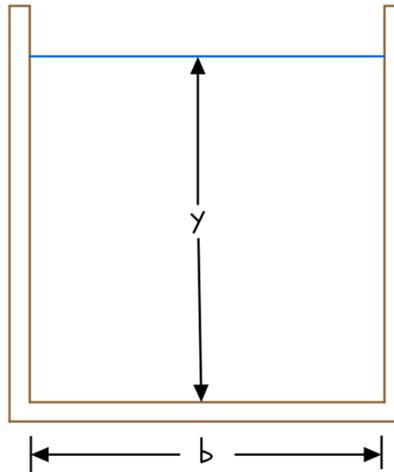
2.2.2 Estimación de las velocidades medias

Una vez seleccionado los posibles emplazamientos, se estimaron las velocidades medias del fluido para calcular cuánta energía puede extraerse. Para esto fue necesario conocer las velocidades medias que de acuerdo con la ecuación (1.5), fue necesario conocer el área transversal, la inclinación y la rugosidad del canal.

La manera correcta de conocer el área transversal de un río es haciendo mediciones de campo [17]. Sin embargo, para este proyecto se tomó al río como un canal abierto con sección transversal constante, en donde para ser conservadores, se utilizó una sección rectangular. Esto dado que es la forma con mayores pérdidas en las paredes [13]. A continuación, en la Figura 2.4 se muestra la geometría del canal rectangular con sus respectivas variables.

Figura2.4

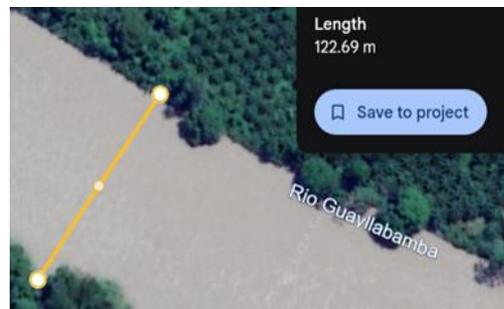
Sección transversal de un canal rectangular donde y es el nivel del agua y b el ancho del canal



En donde y se lo toma del valor del nivel del agua, y b a través de la medición del ancho de los canales utilizando la herramienta Google Earth [19]. Tal y como se muestra en la figura a continuación.

Figura2.5

Medición del Ancho el Río Guayllabamba en Google Earth



Nota. Imagen obtenida del software Google Earth. [19]

Cabe recalcar, que para ser conservadores se hicieron 3 mediciones a lo largo de una sección del río en Google Earth [19]; para luego sacar un promedio y obtener un ancho de río estimado como se muestra en la TablaA.2 del Apéndice A .

Una vez se obtuvo las dimensiones de y y b , hizo falta conocer las inclinaciones de los canales. Este dato fue proporcionado por el mismo anuario hidrológico [12] ,y por motivos de ser conservadores en el cálculo, se promedió las inclinaciones de todas las

estaciones pertenecientes a una misma cuenca. Como se muestra en la Tabla A.3 del Apéndice A.

Finalmente, utilizando las ecuaciones (1.5) y (1.7) se procedió a calcular las velocidades promedio, utilizando un coeficiente de Manning efectivo computado con los caudales con probabilidad de 365 días de los respectivos ríos, tal y como se muestra en el Apéndice B.

2.2.3 Estimación de la densidad energética

Una vez se estimó las velocidades promedio en la sección anterior, se procedió a determinar la densidad energética del fluido. Esto se realizó utilizando la ecuación (1.3), en la cual se empleó una densidad del agua de 1000 kg/m^3 . Según la ley de Bentz, una turbina de eje horizontal puede extraer como máximo el 59.7% de la energía del fluido [20]. Por lo tanto, se multiplicó el valor de densidad energético por 0.597, obteniendo un valor máximo de energía por unidad de área que puede ser extraído por una turbina de eje horizontal en los emplazamientos, tal y como se presenta en el Apéndice B.

2.2.4 Estimación de la demanda energética

Para determinar la demanda energética que el prototipo de la turbina debía satisfacer, se utilizó la Estadística Anual y Multianual Eléctrico Ecuatoriano [5]. Esta fuente proporcionó valores de consumo promedio mensual de 132.22 kWh por consumidor residencial y 658.16 kWh para consumidores comerciales. Según el pliego tarifario del año 2022 [21], estos consumos corresponden a un costo mensual de \$14.24 para el consumo residencial y \$72.24 para el consumo comercial. Estos valores asumen que se tiene acceso a la red pública de distribución energética y sirven como referencia para establecer el costo de producción de electricidad necesario para que el proyecto sea económicamente viable.

2.3 Diseño Conceptual

Una vez definidos los requerimientos del diseño, se procedió al diseño conceptual, definiendo criterios de decisión, proponiendo alternativas, y seleccionando eventualmente la mejor alternativa de diseño.

2.3.1 Criterios de decisión

Se establecieron los siguientes criterios para que el prototipo de turbina hidrocínética pudiera ser empleado en los emplazamientos identificados y suplir la demanda especificada:

1. **Costo.** – La turbina debía ser competitiva en comparación con las alternativas de generación eléctrica actuales.
2. **Capacidad de Generación.** - Debía suplir al menos una residencia o un local comercial.
3. **Instalación.** - Debe ser manipulable por los moradores del emplazamiento.
4. **Operación.** - Debía ser sencilla y no requerir supervisión constante.
5. **Mantenimiento.** - Los componentes debían ser asequibles y fácilmente reemplazables.
6. **Impacto Ambiental.** - No debía afectar negativamente la flora y fauna del río.
7. **Impacto Socioeconómico.** – No debía interferir en las actividades de las personas en el río.
8. **Robustez.** – Debía resistir a las condiciones presentadas por las corrientes del río.

Para ponderar los requerimientos se utilizó el cuadro comparativo por pares PCC (pairwise comparison chart) como se explica en [22]. Y como se muestra en el Apéndice C.

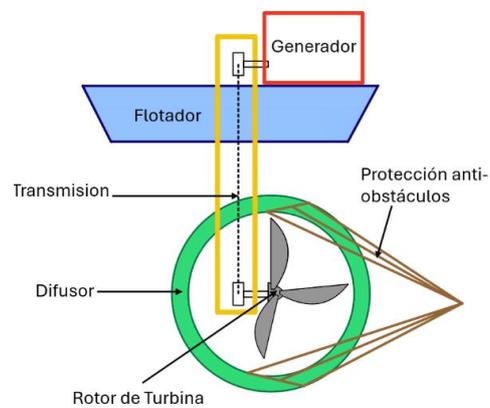
2.3.2 Alternativas de solución

Se presentaron varias alternativas de solución basadas en una revisión de tecnologías utilizadas en otros trabajos:

2.3.2.1 Alternativa A

Sistema con flotador, generador no sumergido, transmisión por elementos flexibles, difusor y rotor de 3 alabes. Incluye protección anti-obstáculos.

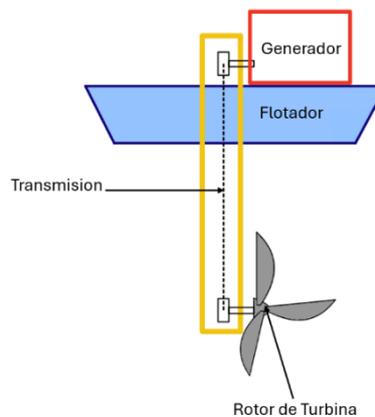
Figura2.6
Alternativa A



2.3.2.2 Alternativa B

Sistema con flotador, generador no sumergido, transmisión por elementos flexibles y rotor de 3 alabes.

Figura2.7
Alternativa B

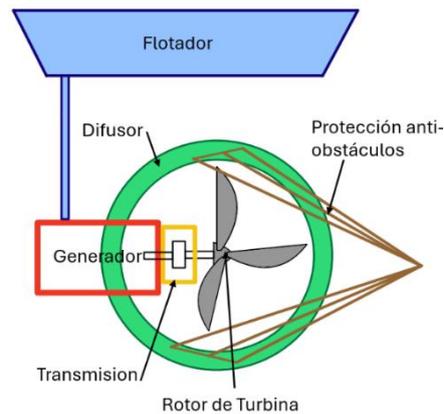


2.3.2.3 Alternativa C

Sistema con flotador, generador sumergido, transmisión por sistemas de engranajes, difusor y rotor de 3 alabes. Incluye protección anti-obstáculos.

Figura2.8

Alternativa C

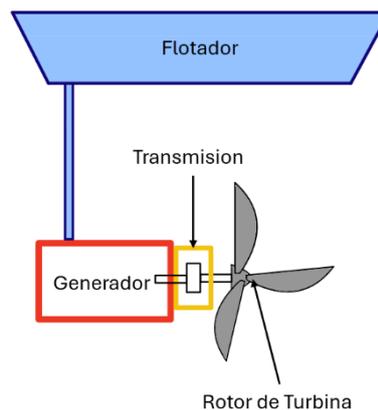


2.3.2.4 Alternativa D

Sistema con flotador, generador sumergido, transmisión por sistemas de engranaje y rotor de 3 alabes.

Figura2.9

Alternativa D



2.3.3 Matriz de Decisión.

Se utilizó una matriz de decisión para seleccionar la alternativa que mejor cumplía con los requerimientos ponderados. Se asignaron calificaciones de 5 si el criterio se cumple

en una alta medida, 3 si el criterio se cumple en una medida media y 1 si se cumple en baja medida. La alternativa B resultó ser la más adecuada.

Tabla2.1
Matriz de decisión

	Alternativa A		Alternativa B		Alternativa C		Alternativa D	
	calificación	ponderación	calificación	ponderación	calificación	ponderación	calificación	ponderación
Costo 11%	1	0.11	5	0.54	1	0.11	3	0.32
Capacidad de Generación 18%	3	0.54	1	0.18	3	0.54	1	0.18
Instalación 5%	1	0.05	3	0.16	1	0.05	5	0.27
Operación 2%	5	0.09	5	0.09	5	0.09	5	0.09
Mantenimiento 14%	3	0.43	5	0.71	1	0.14	3	0.43
Impacto Ambiental 23%	5	1.16	5	1.16	3	0.70	3	0.70
Impacto Socioeconómico 23%	5	1.16	5	1.16	5	1.16	5	1.16
Robustez 4%	5	0.18	1	0.04	5	0.18	1	0.04
		3.71		4.04		3.18		3.18

2.4 Diseño Detallado

2.4.1 Diseño del Rotor

Para diseñar el rotor, se siguió el procedimiento general de diseño de rotor para turbinas eólica descrito por Manwell [20], utilizando la metodología BEMT (Blade Element Momentum Theory).

2.4.1.1 Determinación de los parámetros básicos del Rotor.

Para diseñar los álabes del rotor, primero fue necesario definir la potencia P que se estimó generar con la turbina. Esta potencia se calculó utilizando la ecuación (2.1)

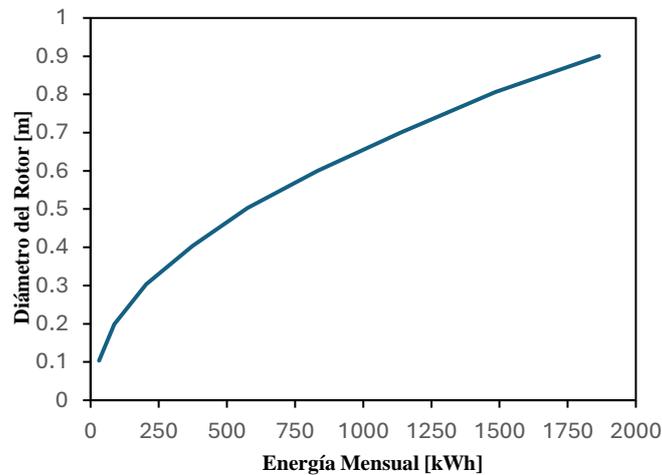
$$P = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 V^3 C_p \eta \quad (2.1)$$

Inicialmente, se consideraron valores típicos para C_p y η , que fueron 0.5 y 0.6, respectivamente. Se graficó la energía producida por la turbina drante un periodo de 8 horas diarias a lo largo de 30 días, en función del radio del rotor, basándose en la ecuación (2.1).

La gráfica resultante se muestra en la figura a continuación.

Figura2.10

Energía mensual vs diámetro de rotor a 3.01 m/s



La turbina debía producir un mínimo de 132 kWh para cubrir la demanda residencial y 658 kWh para la demanda comercial mensual. Estos requerimientos se cumplían con diámetros de rotor superiores a 0.6 m, considerando una velocidad media del fluido de 3.01 m/s. No obstante, para asegurar un margen de seguridad, se decidió utilizar un rotor con un diámetro de 0.8 m, es decir, un radio de 0.4 m.

Una vez definido el radio del rotor, se procedió a determinar la velocidad específica, también conocida como razón de punta o celeridad, λ . Según Manwell [20], para la generación energética, el valor de λ debería ser mayor que 4, y el número de álabes (B) debería estar entre 3 y 4. Para este proyecto, se establecieron valores de diseño de $\lambda = 4$ y $B = 3$.

Los parámetros básicos del rotor se resumen en la siguiente tabla.

Tabla2.2

Parámetros básicos para el diseño del rotor.

Parámetro	Símbolo	Valor
Radio del rotor	R	0.4 m
Coefficiente de potencia inicial de diseño	$C_{pdiseño_0}$	0.5
Eficiencia mecánica inicial de diseño	$\eta_{diseño_0}$	0.9
Velocidad de punta	λ	4
Número de álabes	B	3

2.4.1.2 Definición de morfología del álabe.

Con los parámetros básicos definidos, se seleccionó el perfil aerodinámico de los álabes de rotor. Se eligió el perfil que presentaba un alto coeficiente de sustentación (C_l) alto y un bajo coeficiente arrastre (C_d) a un ángulo de ataque (α) reducido [13]. Tras revisar varias fuentes y comparar perfiles para turbinas hidrocínicas [18][23][24], se seleccionó el NACA 4412. Este perfil mostró el mejor rendimiento a un ángulo de 5° , donde la relación entre C_l y C_d es máxima, con un Reynold de 1000000 [18]. La Figura 2.11 muestra el perfil seleccionado, y la Tabla 2.3 detalla sus parámetros.

Figura 2.11

Perfil Naca 4412



Nota. Datos de coordenadas obtenidos de la herramienta en línea Airfoil Tool [25]

Tabla 2.3

Parámetros del perfil NACA 4412

Parámetro	Símbolo	Valor
Número de Reynolds	R_e	1000000
Ángulo de ataque	α	5°
Coficiente de sustentación	C_l	0.8030
Coficiente de arrastre	C_d	0.00920

Nota. Estos datos fueron obtenidos de la herramienta en línea Airfoil Tool [25]

Con estos parámetros, se determinó la morfología inicial del álabe mediante las siguientes ecuaciones, dividiendo el álabe en 10 partes:

$$\lambda_{r,i} = \lambda \left(\frac{r_i}{R} \right) \quad (2.2)$$

$$\varphi_i = \left(\frac{2}{3} \right) \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_{r,i}} \right) \quad (2.3)$$

$$c_i = \frac{8\pi r_i}{BC_{l,design,i}} (1 - \cos \varphi_i) \quad (2.4)$$

$$\theta_{T,i} = \theta_{p,i} - \theta_{p,0} \quad (2.5)$$

$$\varphi_i = \theta_{p,i} + \alpha_{design,i} \quad (2.6)$$

Donde r_i es el radio de cada elemento respecto al centro del rotor, $\lambda_{r,i}$ es la velocidad específica local, φ_i es el ángulo relativo entre la cuerda del álabe y la velocidad relativa del viento, c_i es la cuerda del álabe, $\theta_{T,i}$ es el ángulo de giro del alabe, $\theta_{p,i}$ ángulo de inclinación entre la cuerda del alabe y el plano de giro del rotor, y $\theta_{p,0}$ ángulo de inclinación en la punta del rotor.

Para facilitar la fabricación, se linealizaron los valores de la cuerda y el ángulo de giro con las ecuaciones (2.7) y (2.8).

$$c_i = a_1 r_i + b_1 \quad (2.7)$$

$$\theta_{T,i} = a_2 (R - r_i) \quad (2.8)$$

Donde a_1 , a_2 y b_1 son los coeficientes que linealizan los valores de cuerda y ángulo de giro respecto al radio local de cada elemento.

2.4.1.3 Corrección del coeficiente de potencia y Cálculo de fuerzas y momento que actúan sobre los álabes.

Con la morfología del rotor definida, se calcularon los factores de inducción, que indican la reducción de velocidad entre el flujo libre y el rotor. Estos factores son el de inducción axial (a_i), relacionado con el flujo a través del rotor, y el de inducción tangencial (a'_i), relacionado con el flujo que rota alrededor de los álabes. Se definieron mediante las ecuaciones (2.9) y (2.10):

$$a_i = \frac{1}{\left[1 + \frac{4 \sin^2(\varphi_{i,1})}{\sigma'_{i,design} C_{l,design} \cos \varphi_{i,1}} \right]} \quad (2.9)$$

$$a'_i = \frac{1 - 3a_{i,1}}{(4a_{i,1}) - 1} \quad (2.10)$$

Donde σ'_i es la solidez local de cada elemento del álabe, definida por:

$$\sigma'_i = \frac{B c_i}{2\pi r_i} \quad (2.11)$$

Se consideraron también las pérdidas de punta, utilizando la expresión:

$$F_i = \left(\frac{2}{\pi} \right) \cos^{-1} \left[\exp \left(- \left\{ \frac{\left(\frac{B}{2} \right) \left[1 - \left(\frac{r_i}{R} \right) \right]}{\left(\frac{r_i}{R} \right) \sin \varphi_{i,j}} \right\} \right) \right] \quad (2.12)$$

Aquí, F_i es el factor de pérdida de punta para cada sección del álabe. Con estos factores, se corrigió el coeficiente de potencia (C_p) usando la siguiente ecuación:

$$C_p = \frac{8}{\lambda N} \sum F_i \sin^2 \varphi_i (\cos \varphi_i - \lambda_{r_i} \sin \varphi_i) (\sin \varphi_i + \lambda_{r_i} \cos \varphi_i) \left[1 - \left(\frac{C_d}{C_l} \right) \cot \varphi_i \right] \lambda_{r_i}^2 \quad (2.13)$$

Así se obtuvo el C_p corregido para el diseño del álabe.

2.4.1.4 Cargas externas del rotor y Criterios de falla

Para determinar las cargas que soportan los álabes del rotor, se utilizó la metodología BEMT, que proporciona los valores mediante las siguientes expresiones:

$$\Delta T = \sigma' \pi \rho \frac{V^2 (1 - a_i)^2}{\sin^2 \varphi_i} (C_l \cos \varphi_i + C_d \sin \varphi_i) r_i \Delta r \quad (2.14)$$

Aquí, ΔT representa la fuerza normal diferencial generada por el fluido sobre el álabe.

El torque Q generado por la turbina se calculó con:

$$Q = \frac{P}{\omega} \quad (2.15)$$

donde P es la potencia usando el C_p corregido y la velocidad angular ω se define

como:

$$\omega = \frac{\lambda V}{R} \quad (2.16)$$

Se consideraron también otros momentos externos, como el momento de aleta y el momento de canto, ilustrados en la siguiente figura.

Figura2.12

Imágenes del movimiento generados por: a) Momento de aleta y b) Momento de canto



Nota. Imagen obtenida de la fuente [26]

Las magnitudes de estos momentos se calcularon con:

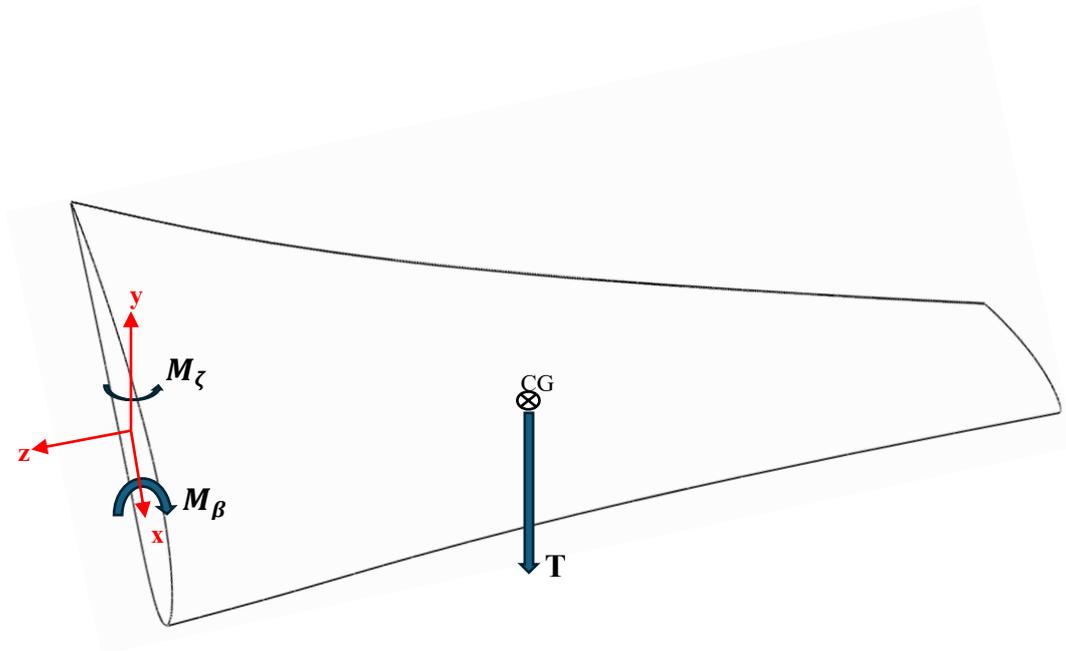
$$M_{\beta} = \frac{T}{B} \frac{2}{3} R \quad (2.17)$$

$$M_{\zeta} = \frac{Q}{B} \quad (2.18)$$

Considerando el álabo como una viga empotrada con eje neutro en la cuerda, se calcularon los esfuerzos en la base del álabo, donde es probable encontrar los valores máximos de esfuerzo según [20]. La Figura2.13 muestra el diagrama de cuerpo libre del álabo.

Figura2.13

Diagrama de cuerpo libre de álabo



Se aplicó el criterio de Von Mises para evaluar la falla estática[25].

$$\sigma_z = \frac{M_\beta c}{I_x} + \frac{M_\zeta c'}{I_y} + \frac{M_T c}{I_x} \quad (2.19)$$

$$\tau_{yx} = \frac{T}{A} \quad (2.20)$$

$$S_y = FS \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau_{yx}^2} \quad (2.21)$$

Donde c de acuerdo con [20] es la mitad del espesor del perfil aerodinámico y c' es un cuarto de la cuerda. Se utilizó un factor de seguridad de 4, como en [24].

Con el valor de fluencia obtenido, se seleccionó un material basado en criterios de economía, facilidad de fabricación, ligereza y resistencia al agua, utilizando referencias de materiales empleados en condiciones similares [7], [18], [24].

Finalmente, se consideraron los esfuerzos debido al peso del álabo, calculados con:

$$\sigma_g = \frac{(Wr_{cg})\left(\frac{c}{2}\right)}{I} \quad (2.22)$$

donde W es el peso del alabe y r_{cg} es la distancia de la base del álabe hasta su centroide.

2.4.2 Selección de sistema de generación de energía

Para el proyecto, se decidió utilizar un generador de inducción con imanes permanentes debido a su robustez, bajo costo y facilidad de conexión a la red eléctrica, ya que produce energía alterna compatible con los sistemas interconectados. La selección del generador requirió conocer la frecuencia de generación y el número de polos. Se optó por un motor trifásico de 4 polos y 60 Hz, que es la frecuencia estándar en Ecuador. La velocidad de rotación necesaria se calculó con la ecuación (2.24):

$$\eta_{gen} = \frac{60 \times f}{P/2} \quad (2.23)$$

Con la velocidad del generador en rpm determinada, se procedió a calcular la potencia que debía generar, considerando la potencia producida por el rotor y las pérdidas desde el rotor hasta el generador. La potencia del rotor se calculó usando la ecuación (2.1) con el C_p corregido. Las pérdidas se consideraron dividiendo la potencia por el factor de servicio recomendado por la Asociación Nacional de Manufactureros Eléctricos (NEMA) [26].

Finalmente, por medio de la misma normativa se obtuvo las dimensiones del eje y el chavetero del eje del generador.

2.4.3 Diseño de sistema de transmisión de potencia

2.4.3.1 Banda y Poleas

Para seleccionar las bandas y poleas, se utilizó el manual de poleas Martin [27], considerando la potencia, las velocidades de rotación y el factor de servicio previamente

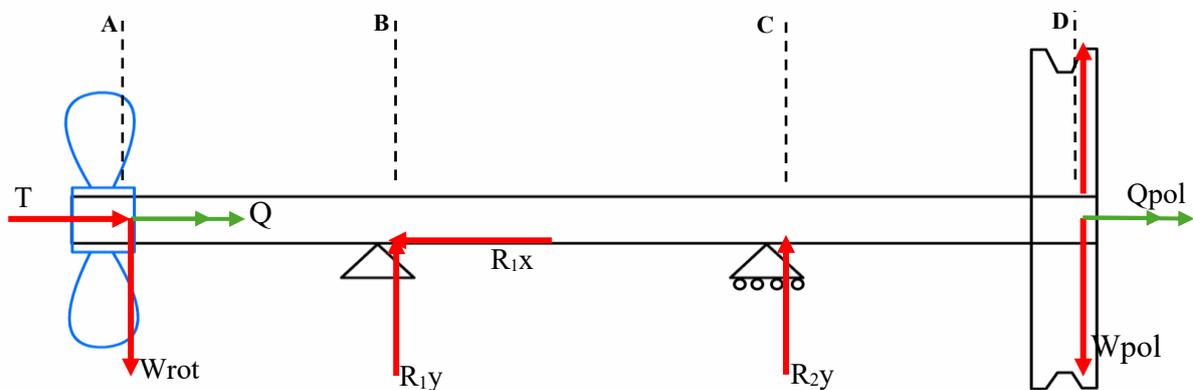
definido. Esto permitió determinar el tipo de banda, el diámetro de las poleas del rotor y del generador, así como el número de bandas necesarias.

2.4.3.2 Eje de transmisión

El eje del rotor transmite el torque generado por el rotor a la polea, que a su vez se conecta al eje del generador mediante bandas. Además, debe soportar las cargas del rotor, la tensión de las bandas y el peso de estos elementos. Se emplearon dos apoyos: uno fijo y otro simple. La Figura 2.14 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión.

Figura 2.14

Diagrama de cuerpo libre de eje de transmisión entre el rotor y la polea.



En este diagrama, W_{rot} y W_{pol} son los pesos del rotor y de la polea respectivamente, T es el empuje sobre el rotor, Q es el torque de entrada del rotor, Q_{pol} el torque de salida de la polea, siendo iguales ya que se transmite la misma potencia. R_1 y R_2 son las reacciones en los rodamientos, calculadas mediante la suma de fuerzas en las direcciones x e y [25].

El eje se diseñó con una longitud de 0.675 m, dividido en cuatro secciones para que los apoyos estén equidistantes desde los extremos. Las distancias se midieron desde el centro de gravedad del rotor y la polea, como se detalla en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4

Valores de las distancias descritas en la Figura 2.14

Distancia	Valor
A-B	0.105 m
B-C	0.225 m
C-D	0.175 m

Luego se encuentran los diagramas de fuerza cortante y momento flector que describen el comportamiento de las cargas sobre el eje.

Se calcularon los diagramas de fuerza cortante y momento flector para describir el comportamiento de las cargas sobre el eje. Dado que el rotor gira a una velocidad determinada, sufre esfuerzos repetitivos. Para determinar el diámetro de cada sección, se utilizó la ecuación (2.24) de ASME:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fsm} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.24)$$

2.4.4 Diseño de sistema de protección y anclaje.

Para el sistema de flotabilidad, se utilizaron pontones de plástico de alta densidad tipo CP-HF353, por sus dimensiones y uso en aplicaciones similares. La estructura debe soportar el peso de la turbina y proporcionar apoyo para la carcasa que cubre el sistema de banda y polea.

Para el anclaje, se usó un muerto de concreto, adecuado para diversos terrenos [28]. Este debe soportar la fuerza de arrastre generada por la corriente de agua, calculada con:

$$F_D = 0.5\rho A C_d V^2 \quad (2.25)$$

donde ρ es la densidad del agua, A es el área proyectada normal al flujo, V la velocidad máxima del flujo y C_D es el coeficiente de arrastre para una placa rectangular descrita en [13].

Finalmente se encuentra el peso del concreto se calculó con:

$$F = W \times \tan(\phi) \quad (2.26)$$

donde F es la fuerza de tiro de línea, W el peso del muerto en el agua, ϕ es el coeficiente de fricción interna para grava, 35° (al no conocer el terreno se tomó un valor alto que en este caso es para la grava).

2.4.5 Simulación

Se utilizó el software libre de Qblade para simular el rotor diseñado mediante BEM, obteniendo así valores de empuje, torque y C_p , que se compararon con los resultados teóricos en el capítulo 3.

CAPITULO 3

3 RESULTADOS Y ANALISIS

3.1 Rotor

3.1.1 Álabes

Con base en los parámetros básicos definidos para el rotor, se seleccionaron los álabes, cuyos datos se presentan en la Tabla3.1. Esta tabla resume la información utilizada para construir la morfología del álabe, mostrando cómo la cuerda y el ángulo de inclinación disminuyen desde la base hasta la punta del álabe mientras que, la Figura3.1 muestra el modelo del álabe obtenido.

Tabla3.1

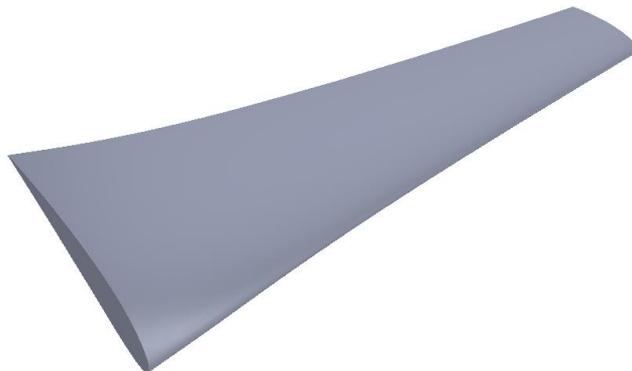
Datos utilizados para construir la morfología del álabe.

N	r_i [m]	$\lambda_{r,i}$	φ_i°	$\theta_{p,i}$	c_i
1	0.04	0.4	45.47	40.47	0.14
2	0.08	0.8	34.23	29.23	0.13
3	0.12	1.2	26.54	21.54	0.12
4	0.16	1.6	21.34	16.34	0.11
5	0.20	2	17.71	12.71	0.10
6	0.24	2.4	15.08	10.08	0.09
7	0.28	2.8	13.10	8.10	0.08
8	0.32	3.2	11.57	6.57	0.07
9	0.36	3.6	10.35	5.35	0.06
10	0.40	4	9.36	4.36	0.05

Nota. Los valores de cada variable son explicados en el capítulo 2.

Figura3.1

Modelo de álabe obtenido



3.1.2 Material

Las cargas externas que actúan sobre el álabe se resumen en la Tabla3.2, que también incluye el coeficiente de potencia corregido.

Tabla3.2

Tabla de coeficiente de potencia corregido y cargas externas ejercidas sobre los álabes del rotor.

Denominación	Símbolo	Valor
Coeficiente de potencia Corregido	$C_{p\text{corregido}}$	0.44
Fuerza de Empuje	T	2240.51 N
Torque	Q	60 Nm
Momento de Aleta	M_{β}	199.16 Nm
Momento de Canto	M_{ζ}	20 Nm
Momento debido al empuje	M_T	291.27 Nm

Se seleccionó fibra de vidrio tipo E con aglutinante epóxico, con un factor de seguridad de 1.3 bajo las cargas a las que se someterán los álabes, tal y como se detalla en el Apéndice D. Las propiedades mecánicas de este material se detallan en la Tabla3.3.

Tabla3.3

Propiedades mecánicas de la fibra de vidrio tipo E con aglutinante epóxico.

Propiedades	Símbolo	Valor
Densidad	ρ_{fv}	1857 kg/m ³
Módulo de Young	E	2.64×10^{10} Pa
Esfuerzo a la fluencia	S_y	4.401×10^8 Pa
Esfuerzo ultimo a la tensión	S_e	4.401×10^8 Pa

Nota. Los valores fueron obtenidos de la base de datos de materiales de Grant Edupack en Ansys.

3.1.3 Manzana

La manzana es la parte central del rotor que transmite el torque generado por el fluido hacia los álabes. Su diámetro es el 20% del radio del rotor[18], es decir, 0.08 m. Se utilizará el mismo material que los álabes para facilitar la fabricación y el montaje, evitando el uso de juntas empernadas o soldadas. El torque se transmitirá mediante una cuña al eje.

3.2 Diseño de sistema de generación de energía

La Tabla3.4 presenta las condiciones de selección del generador, basada en la ecuación (2.23).

Tabla3.4*Tabla de requerimientos para el sistema de generación*

	Símbolo	Valor
Velocidad rotor	ω_{rotor}	30.1 rad/s
Velocidad rotor rpm	$\omega_{rotor@rpm}$	287 rpm
Potencia del rotor	P_{rotor}	3 kW
Potencia del rotor en hp	$P_{rotor@hp}$	4 hp
Factor de servicio	FS	1.15
Potencia del Generador	P_{gen}	2.6 kW
Potencia del Generador hp	$P_{gen@hp}$	3.5 hp
Velocidad del Generador rpm	$\omega_{gen@rpm}$	1800 rpm

Nota. Los valores del generador fueron llevados a unidades imperiales para la aplicación de la normativa NEMA [30].

Con los valores de la potencia y velocidad del generador se encontraron que el marco del generador debe ser del tipo 182T mientras que el diámetro del eje de 1.125 in que son 28.26 mm.

3.3 Diseño de sistema de transmisión de potencia

Para transmitir la potencia desde el rotor hacia el generador, se utilizaron elementos flexibles como banda a través de poleas, seleccionados del manual de bandas y poleas Martin[27]. El proceso detallado se muestra en el Apéndice F y los resultados en la siguiente tabla.

Tabla3.5*Tabla de las bandas y poleas utilizadas en la turbina*

Elemento	Descripción
Banda	3V
Número de bandas	2
Longitud de banda	125 in
Distancia entre centros de las poleas.	49.3 in
Polea de rotor	2 3V 1400 SK
Polea del generador	2 3V 235 JA

Para encontrar el eje se utilizó el procedimiento descrito en el capítulo anterior y se detalla en el Apéndice G, obteniendo los siguientes diámetros para para cada sección del eje.

Tabla3.6*Diámetros calculados del eje de trasmisión*

Descripción	Simbología	Valor
Diámetro en a	da	35 mm
Diámetro en b	db	30 mm
Diámetro en c	dc	40 mm
Diámetro en d	db	35 mm

Una vez conocidos los diámetros del rotor como de la polea se procedió a encontrar las chavetas y chaveteros mediante catálogo de PRAT AND WHITNEY. Seleccionando las dimensiones de las chavetas de Ancho 10mm y altura 8mm mientras que los chaveteros tendrán un ancho de 10 mm y una profundidad de 4.5 mm con una longitud de 58 mm. La selección es mostrada en el Apéndice G.

Por otro lado, se seleccionó el rodamiento de bola NTN6406 para el apoyo fijo en el punto B del eje mientras que para el punto B se selección el rodamiento de rodillo NTN-NU1008 tal y como se detalla en el Apéndice G.

3.4 Diseño de sistema de flotación y anclaje

Los flotadores escogidos son los CP-HF353, cuyas dimensiones se muestran en la Figura3.2. El peso del muerto de concreto necesario es de 768 kg, lo que requiere 0.32m^3 de concreto con una densidad de 2400 kg/m^3 . La longitud de los cabos se determinó empíricamente, resultando en 6 metros [28].

Figura3.2

Dimensiones de pontones CP-HF353



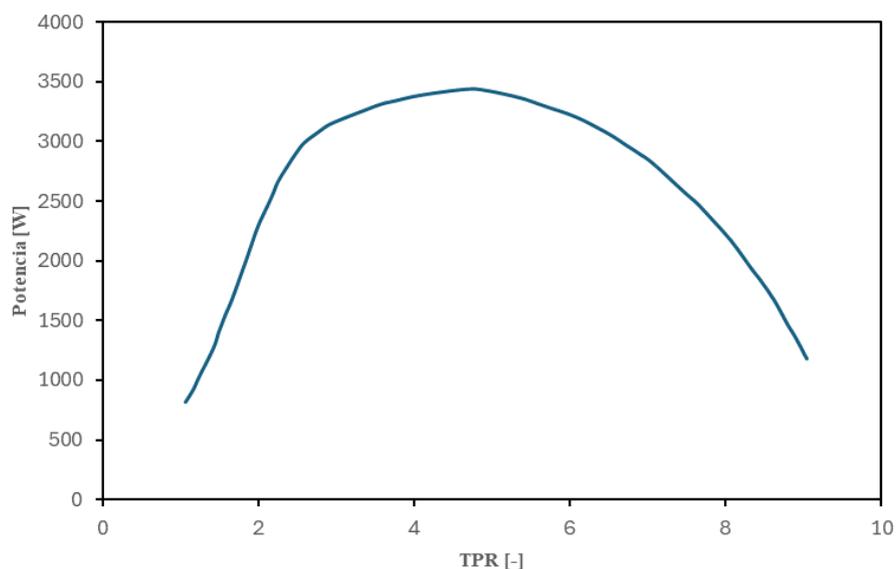
3.5 Simulación

Después de diseñar las palas de la turbina en la sección anterior, se llevó a cabo la simulación BEM del rotor. En esta simulación, se introdujeron una velocidad de corriente de 3.01 m/s , una densidad de 1.000 kg/m^3 , una viscosidad dinámica de $0,0011\text{ kg/m}\cdot\text{s}$, y una temperatura del agua de $20\text{ }^\circ\text{C}$. Como resultado, se generaron varios gráficos, de los cuales se

seleccionaron los óptimos. Un aspecto fundamental de la turbina diseñada es su potencia, por lo que se elaboró un gráfico que muestra la potencia de la turbina en relación con el TSR, tal como se presenta en la Figura 3.3. Se observa que la curva sigue una tendencia ascendente y casi lineal, lo que indica que a medida que aumenta el TSR, también lo hace la potencia de la turbina. Se identifica que el TSR óptimo se encuentra entre los valores 4 y 5 por lo que la suposición inicial fue acertada dejando un margen para cuando aumente la velocidad del flujo. Al observar el gráfico, se puede ver que para el valor seleccionado de TSR de 4 se obtiene una potencia de la turbina de aproximadamente 3.4 kW.

Figura 3.3

Grafica de la potencia de la turbina en función al TSR.



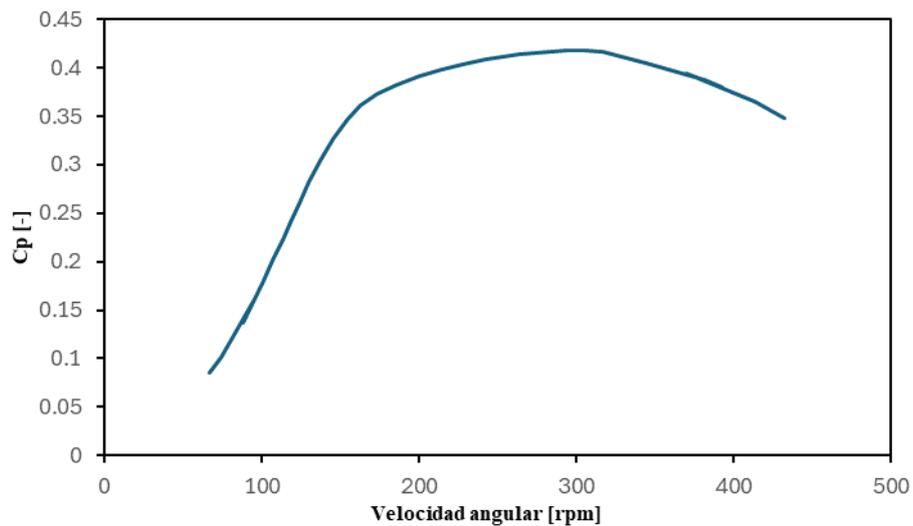
Nota. Grafica generada a partir del software libre Qblade

En segundo lugar, se ha generado un gráfico que muestra cómo varía el coeficiente de potencia, C_p , en relación con la velocidad angular medida en rpm, como se observa en la Figura 3.4. Al igual que el gráfico anterior, este también presenta una tendencia ascendente y casi lineal, indicando que a medida que aumentan las revoluciones por minuto de la turbina diseñada, el coeficiente de potencia también incrementa.

Se observa que el coeficiente máximo de C_p se encuentra entre los valores de 250 y 350 rpm y alcanza valores hasta aproximadamente 0.45. Esto es muy similar a los valores obtenidos teóricamente en donde a 287 rpm se obtuvo un valor de 0.44 de C_p .

Figura3.4

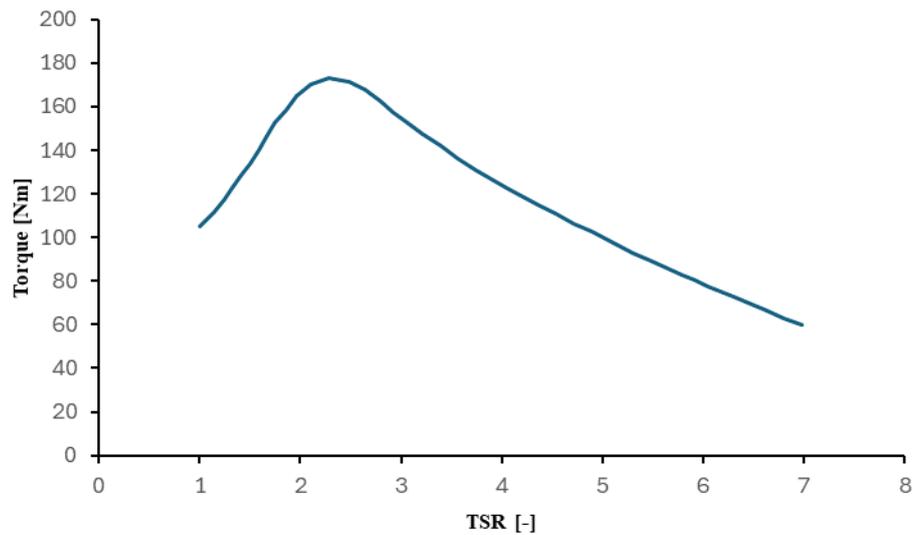
Coficiente de potencia en función de la velocidad angular.



Nota Grafica generada a partir del software libre Qblade

La Figura3.5 muestra cómo varía el torque de la turbina diseñada en relación con el TSR, siendo el TSR en donde mayor torque se genera entre 2 y 2.5. Al analizar el gráfico, se puede notar que el torque alcanza un valor de 160 Nm. En cuanto para el TSR seleccionado el valor del torque alcanza valores de 120 Nm. Esto a diferencia de los valores teóricos que se obtuvo 60 Nm, esto se debe principalmente que para encontrar el torque se utilizó un coeficiente de pérdidas mecánico de 0.6 por motivos de ser conservadores.

Figura3.5
Torque en función del TPS



Nota. Gráfica generada a partir del software libre Qblade

Finalmente se resumen los resultados teóricos con los de la simulación para comparar la similitud entre estos. Destacando la gran similitud en especial en velocidades y C_p con respecto al TPS Sin embargo en cuanto a la potencia el valor teórico es menor debido principalmente al usar un valor de coeficiente por pérdidas mecánicas de 0.6 esto para ser conservadores con el diseño.

3.6 Análisis técnico económico

Habiendo definido los componentes del proyecto se buscó el precio de estos detallados en la tabla del Apéndice G en donde se obtuvo que el proyecto tendrá un valor de \$2618. Es así que suponiendo que la turbina trabaje 8 horas diarias entregando una potencia de 2.6 kW, como se indica en la Tabla3.4, por 30 días del mes da como resultado un valor de 624kwh al mes.

Así aplicando la siguiente fórmula:

$$\text{Costo por kWh} = \frac{\text{Costo total del Proyecto}}{\text{Energía Total Generada en años del proyecto}} \quad (3.1)$$

Dado a que es un prototipo y para ser conservadores se calcula el precio para la generación de un año dando como resultado un valor de \$0.35 kWh el costo de producción de energía por este medio. Que para suplir la demanda residencial promedio de 132.22 kWh [5] daría un valor monetario mensual de aproximadamente \$46.28 excediendo en \$32 dólares el costo actual del kWh mensual para una residencia promedio en la provincia de Los Ríos de acuerdo con el pliego tarifario del 2022[21]. Mientras que una turbina trabajando a esas condiciones no alcanzaría a suplir los 658kWh mensual del sector residencial. Además, se hizo una comparación con otros proyectos similares mostrados en la siguiente tabla.

Tabla3.7

Diámetros calculados del eje de transmisión

Tecnología	Costo Inicial Aproximado (USD)	Capacidad de Generación	Costo por kWh (USD)
Turbina Hidrocinética	\$2,618	2.6 kW	\$0.34
Energía Solar Fotovoltaica ^a	\$3000-\$4000 por kW instalado	1kW por instalación	\$0.10-\$0.20
Energía Eólica ^b	\$1500-\$2000 por kW instalado	5kW a 10kW por turbina	\$0.05-\$0.15
Energía Hidroeléctrica ^c	\$1200-\$1500 por kW instalado	Varía según el proyecto	\$0.05-\$0.10

^a[29], ^b[30], ^c[31]

Este análisis muestra que, aunque las turbinas hidrocinéticas pueden no ser la opción más económica en términos de costo por kWh, su aplicación en áreas específicas de Ecuador donde otras tecnologías no son viables les otorga un nicho competitivo.

CAPÍTULO 4

4 Conclusiones y Recomendaciones

Las siguientes Conclusiones y Recomendaciones están respaldadas por los datos y análisis realizados durante el proyecto, asegurando que se cumplan los objetivos establecidos y proporcionando una base sólida para futuros trabajos en esta área.

4.1 Conclusiones

- El objetivo general del proyecto era diseñar un prototipo de turbina hidrocíntrica para la generación de energía eléctrica en canales de ríos o sistemas de riego. El diseño desarrollado cumple con los requisitos de adaptación a diversas condiciones fluviales, demostrando que es viable implementar sistemas de generación de energía en zonas no interconectadas de Ecuador. Esto contribuye significativamente a la diversificación de la matriz energética del país.
- Respecto al objetivo específico de determinar el rotor más adecuado para las condiciones de trabajo en Ecuador, se seleccionó un rotor de 0.8 m de diámetro. Este diseño permite satisfacer la demanda energética residencial promedio, confirmando la viabilidad técnica del prototipo para los emplazamientos seleccionados.
- En cuanto a la selección de componentes mecánicos, eléctricos y de control, se optó por un generador de inducción por imanes permanentes. Este componente garantiza robustez y facilidad de conexión a la red, cumpliendo con los requerimientos de generación y eficiencia energética necesarios para el proyecto.
- La simulación del comportamiento de la turbina bajo condiciones de trabajo fue exitosa, con resultados que muestran una buena correlación con los valores teóricos. El diseño es capaz de operar eficientemente con un coeficiente de potencia de aproximadamente 0.44, validando así su eficacia.
- El análisis técnico-económico del diseño reveló que, aunque el costo por kWh generado es superior al de otras tecnologías como la solar o eólica, la turbina

hidrocinética ofrece una solución viable para áreas específicas donde estas tecnologías no son factibles. Esto destaca su potencial para mejorar el acceso a la energía en zonas remotas de Ecuador.

4.2 Recomendaciones

- Se sugiere realizar estudios adicionales para optimizar el diseño del rotor, explorando materiales alternativos que puedan reducir costos y mejorar la eficiencia. Esto podría incluir el uso de compuestos avanzados que ofrezcan una mejor relación resistencia-peso.
- Es recomendable desarrollar un análisis más detallado del impacto ambiental de las turbinas hidrocinéticas en los ecosistemas fluviales. Este estudio debería incluir la evaluación de la fauna local y las posibles alteraciones en el hábitat acuático.
- Se aconseja investigar la integración de sistemas de almacenamiento de energía para mejorar la fiabilidad del suministro eléctrico en zonas remotas. Esto podría incluir baterías de última generación o sistemas híbridos que combinen energía hidrocinética con solar o eólica.
- Ampliar el estudio técnico-económico para incluir un análisis de ciclo de vida completo, considerando no solo los costos iniciales, sino también los de operación, mantenimiento y desmantelamiento. Esto proporcionará una visión más completa de la viabilidad económica a largo plazo.
- Reconociendo las limitaciones del estudio actual, se recomienda realizar pruebas de campo a gran escala para validar los resultados de las simulaciones y ajustar el diseño según las condiciones reales de operación. Esto ayudará a identificar desafíos no previstos y a mejorar el rendimiento del prototipo.

Referencias

- [1] Kaltschmitt M, Streicher W, and Wiese A, *Renewable energy: technology, economics and environment*. Berlin: Springer-Verlag, 2007.
- [2] J. A. Fay and D. S. Golomb, *Energy and the environment*. United States, 2002.
- [3] Naciones Unidas, “OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE.”
- [4] Naciones Unidas, “Informe de los Objetivos de Desarrollo Sostenible,” 2023.
- [5] G. Alberto Lasso Mendoza, A. Enrique Borrero Vega, L. Maingón Velasco, and F. Santos Alvite, “Estadística Anual y Multianual del Sector Eléctrico Ecuatoriano,” 2022.
- [6] M. J. Khan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaiçoe, “River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges,” Oct. 2008. doi: 10.1016/j.rser.2007.04.016.
- [7] F. Maldonado, “Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto,” Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Lima-Perú, 2005.
- [8] Smar Hydro Power, “Proyecto de Riego SMART en Neiva, Colombia.”
- [9] *Introducción al estudio de fuentes renovables de energía*. Project LATIn - Latin American Open Text Books Initiative.
- [10] O. Paish, “Small hydro power: technology and current status,” *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Feb. 2002.
- [11] R. A. Martínez, S. J. Domínguez Bravo, and J. A. Guerra, “Tecnologías de Información Geográfica para la Electrificación Rural con Energías Renovables. Caso de Estudio: Carchi, Ecuador,” 2013.

- [12] F. García C. and J. Carvajar S., “Publicación de la Información generada por las 35 estaciones hidrológicas automáticas,” 2016.
- [13] Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones*, Cuarta. 2018.
- [14] H. J. Vermaak, K. Kusakana, and S. P. Koko, “Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature,” 2014. doi: 10.1016/j.rser.2013.08.066.
- [15] Zhou H., “Maximum power point tracking control of hydrokinetic turbine and low-speed high-trust permanent magnet generator design,” Msc thesis, Missouri University of Science and Technology, 2012.
- [16] C. Cardona-Mancilla, J. S. Del Río, E. Chica-Arrieta, and D. Hincapié-Zuluaga, “Horizontal axis hydrokinetic turbines: A literature review,” *Tecnología y Ciencias del Agua*, vol. 9, no. 3, pp. 180–197, May 2018, doi: 10.24850/j-tyca-2018-03-08.
- [17] M. T. Tigabu, D. H. Wood, and B. T. Admasu, “Resource assessment for hydro-kinetic turbines in Ethiopian rivers and irrigation canals,” *Energy for Sustainable Development*, vol. 58, pp. 209–224, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.esd.2020.08.005.
- [18] A. S. Barzola Navarrete and B. E. Carriel Villacís, “Diseño y Simulación fluido-estructura de turbina hidrocínética de flujo axial,” Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, 2023.
- [19] “Google Earth.”
- [20] J. F. Manwell and McGowan J.G., *WIND ENERGY EXPLAINED Theory, Design and Application*, Second Edition. John Wiley & Sons Ltd., 2009.

- [21] “PLIEGO TARIFARIO DEL SERVICIO PÚBLICO DE ENERGÍA ELÉCTRICA,” 2022.
- [22] C. L. Dym, P. Little, and E. J. Orwin, *Engineering design A project-based introduction*, 4th ed. WILEY, 2014.
- [23] H. Abad, “Análisis, cálculo y diseño de una turbina hidrocínética para una central de energía mareomotriz.,” Móstoles, Feb. 2024.
- [24] G. Micolta, “DISEÑO DE UNA TURBINA HIDROCINÉTICA DE EJE HORIZONTAL PARA RÍOS,” Universidad Tecnológica de Pereira, 2021.
- [25] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 11th ed. McGrawHill, LLC., 2021.
- [26] “ANSI/NEMA MG 1-2021 Motors and Generators,” 2021. [Online]. Available: www.nema.org
- [27] “Manual de Poleas Martin.”
- [28] F. B. Álvarez Zambrano, ““ESTUDIO DE FONDEO PARA UNA TURBINA HIDROCINÉTICA,”” 2013.
- [29] K. M. Chavez Burgos and J. P. Fores Alejandro, “TesisFotovoltaico,” Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayquil-Ecuador, 2023.
- [30] B. C. Cañizales Perdomo, J. L. Ponce Guerrero, and P. J. Ramírez Parra, “Comparación de la capacidad de almacenamiento de energía eléctrica en los paneles solares para estaciones meteorológicas en diferentes zonas del Ecuador,” *Pro Sciences*, Sep. 2022.

- [31] M. Herrera, C. Cabrera Ottaviani, and E. Meza Múnica, “Modelo de adopción de energías renovables en Uruguay y su comparación con Ecuador y Colombia,” Sep. 2018.

Apéndices

1. Apéndice A

TablaA.1

Tabla de estaciones hidrológicas de la región costa sombreadas las estaciones con mayores niveles y Caudales

Estación	Código	Nivel, m	Caudal, m ³ /s
Blanco Dj Toachi	H0138	0.50	50
Guayllabamba AJ Blanco	H0170	1.00	100
Quinindé en Quinindé	H0177	0.80	20
Esmeraldas DJ Sade	H0168	1.20	200
Chone en Chone	H0235	0.40	1
Chimbo en Bucay	H0340	0.10	0.5
Echandia en Echandia	H0343	0.25	8
Zapotal en Lechugal	H0346	0.60	50
Quevedo en Quevedo	H0347	1.00	200
Daule en Capilla	H0365	3.00	120
San Pablo en Palmar	H0371	---	6
Chanchan DJ Huataxi	H0375	0.90	20
Payo AJ Bulibulu	H0448	0.22	2
Raspa En Aserrio	H0571	0.60	2
Pindo AJ Amarillo	H0587	---	---
Puyango AJ Marcabelfí	H0589	1.00	20

Nota. Datos obtenidos de las curvas de duración de caudales y niveles del INAHMI [12].

TablaA.2

Tabla de anchos promedios de las estaciones con mayores niveles y caudales

Estación	Ancho [m]	Promedio [m]
Guayllabamba AJ Blanco	116.60	118.81
	120.95	
	118.88	
Esmeraldas DJ Sade	164.28	155.98
	153.89	
	149.78	
Quevedo en Quevedo	64.49	66.43
	69.36	
	65.44	
Daule en Capilla	125.98	127.79
	124.93	
	132.45	

Nota. Datos de la herramienta de medición del programa Google Earth [19].

Tabla A.3*Tabla de inclinaciones promedios de las estaciones divididas por cuencas y sacado el promedio*

Cuenca	Estación	Inclinación [%]	Promedio [%]
Esmeraldas	Blanco Dj Toachi	2.95	1.84
	Guayllabamba AJ Blanco	1.93	
	Quinindé en Quinindé	2.34	
	Esmeraldas DJ Sade	0.14	
Guayas	Chimbo en Bucay	3.86	4.28
	Echandia en Echandia	10.30	
	Zapotal en Lechugal	5.10	
	Quevedo en Quevedo	0.45	
	Daule en Capilla	0.24	
	San Pablo en Palmar	5.78	
	Chanchan DJ Huataxi	4.27	
	Payo AJ Bulibulu	4.22	

*Nota. Datos obtenidos del Anuario Hidrológico del INAHMI [12].***Tabla A.4***Tabla de Resultados de los emplazamientos*

Estación	Área Transversal [m ²]	Radio Hidráulico [m]	n _{ef}	Velocidad Promedio [m/s]	Densidad Energética [W/m ²]
Guayllabamba AJ Blanco	118.81	116.84	3.85	0.84	175.90
Esmeraldas DJ Sade	156	153.62	3.64	1.07	359.86
Quevedo en Quevedo	66	64.49	1.10	3.01	8050.43
Daule en Capilla	384	122.06	16.26	0.31	9.05

2. Apéndice B

Cálculo de Área Transversal y Radio Hidráulico

Para el cálculo demostrativo se utilizaron los valores de la estación Guayllabamba AJ Blanco.

$$A_c = b \times y$$

$$A_c = 118.81 \times 1 = 118.81 \text{ m}^2$$

$$R_h = \frac{b}{1 + 2 \left(\frac{y}{b} \right)}$$

$$R_h = \frac{118.81}{1 + 2 \left(\frac{1}{118.81} \right)} = 116.84 \text{ m}$$

Cálculo de coeficiente de Manning efectivo.

$$n_{ef} = \frac{aA_c R_h^{\frac{2}{3}} S_0^{\frac{1}{2}}}{\dot{V}}$$

$$n_{ef} = \frac{1 \times 118.81 \times 116.84^{\frac{2}{3}} \times 0.0184^{\frac{1}{2}}}{100} = 3.85$$

Cálculo de Velocidad Media.

$$V_0 = \frac{a}{n_{ef}} R_h^{\frac{2}{3}} S_0^{\frac{1}{2}}$$

$$V_0 = \frac{1}{3.85} \times 116.84^{\frac{2}{3}} \times 0.0184^{\frac{1}{2}} = 0.84 \frac{m}{s}$$

Cálculo de densidad energética máxima extraíble

$$DE_{max} = \frac{1}{2} C_p \rho V^3$$

$$DE_{max} = \frac{1}{2} \times 0.597 \times 1000 \times 0.84^3 = 176.92 \frac{kW}{m^2}$$

3. Apéndice C

Tabla A.5

Tabla de comparación por pares

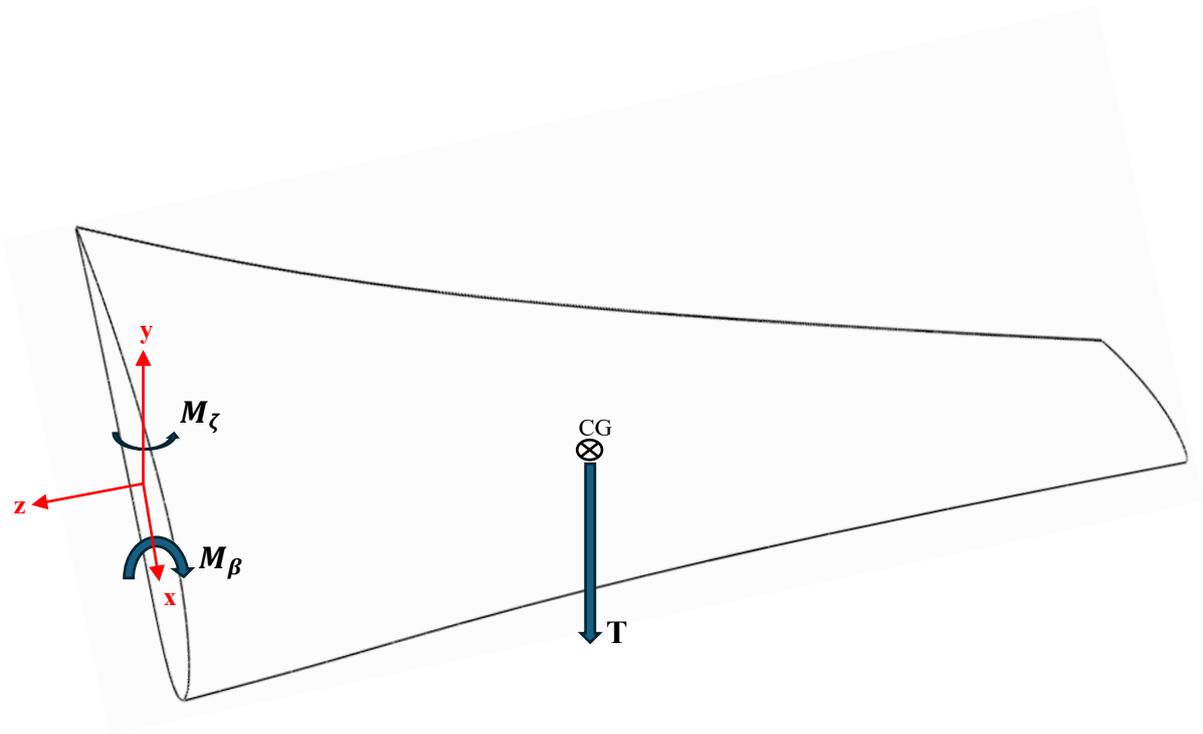
	Costo	Capacidad de Generación	Instalación	Operación	Mantenimiento	Impacto Ambiental	Impacto Socioeconómico	Robustez	Total	Ponderación
Costo	...	0	1	1	0	0	0	1	3	11%
Capacidad de Generación	1	...	1	1	1	0	0	1	5	18%
Instalación	0	0	...	0.5	0	0	0	1	1.5	5%
Operación	0	0	0.5	...	0	0	0	0	0.5	2%
Mantenimiento	1	0	1	1	...	0	0	1	4	14%
Impacto Ambiental	1	1	1	1	1	...	0.5	1	6.5	23%
Impacto Socioeconómico	1	1	1	1	1	0.5	...	1	6.5	23%
Robustez	0	0	0	1	0	0	0	...	1	4%

28

Nota. 1 el criterio de la fila es superior al de la columna, 0.5 son iguales.

4. Apéndice D

FiguraA.1
Diagrama de cuerpo libre del alabe



Utilizando las inercias de la base obtenidas del software CAD Solidwroks con licencia propia.

$$I_x = 29988.78 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 1819979.94 \text{ mm}^4$$

Entonces los esfuerzos son:

$$\sigma_z = \frac{M_\beta c}{I_x} + \frac{M_\zeta c'}{I_y} + \frac{T c g_z c}{I_x}$$

$$\tau_{yx} = \frac{T}{A_{\text{perfil}}}$$

En donde c es la mitad del grosor del perfil, c' es un cuarto del valor de la cuerda de la base, $c g_z$ es la distancia en z desde la base del perfil hasta el centro de gravedad y A es igual a 1656.92 mm^2 .

Se obtienen los siguientes valores para el esfuerzo axial y cortante:

$$\sigma_z = 339 \text{ MPa}$$

$$\tau_{yx} = 1.4 \text{ MPa}$$

Obteniendo el esfuerzo de fluencia mínimo que deberá resistir el material aplicando Von Mises con un factor de seguridad de 4:

$$VM = (\sigma_z^2 + 3\tau_{yx}^2)^{\frac{1}{2}} = 339 \text{ MPa}$$

$$S_{y_{material}} = F.S \times VM$$

Para el material seleccionado que es fibra de vidrio tipo E con aglutinante epoxica se tiene un valor de $4.4 \times 10^8 \text{ Pa}$ de fluencia por lo que el factor de seguridad seria:

$$F.S. = \frac{4.4 \times 10^8}{3.39 \times 10^8} = 1.3$$

5. Apéndice E

Figura A.2

Selección del marco del motor en base a las condiciones de trabajo

Table 14-1 ▲
MEDIUM MOTORS—POLYPHASE INDUCTION*†

Frame Number	Horsepower at				V-belt Sheave**			
	Synchronous Speed, Rpm				Conventional		Narrow	
	3600	1800	1200	900	A, B, C, D, and E††		3V, 5V, and 8V***	
				Minimum Pitch Diameter, Inches	Maximum Width Inches▲	Minimum Outside Diameter, Inches	Maximum Width, Inches#	
143T	1-1/2	1	3/4	1/2	2.2		2.2	
145T	2-3	1-1/2-2	1	3/4	2.4		2.4	
182T	3	3	1-1/2	1	2.4		2.4	
182T	5	2.6		2.4	
184T	2	1-1/2	2.4		2.4	
184T	5	2.6		2.4	
184T	7-1/2	5	3.0		3.0	
213T	7-1/2-10	7-1/2	3	2	3.0		3.0	
215T	10	...	5	3	3.0		3.0	
215T	15	10	3.8		3.8	
254T	15	...	7-1/2	5	3.8		3.8	
254T	20	15	4.4		4.4	
256T	20-25	...	10	7-1/2	4.4		4.4	
256T	...	20	4.6		4.4	
284T	15	10	4.6		4.4	
284T	...	25	5.0		4.4	
286T	...	30	20	15	5.4		5.2	
324T	...	40	25	20	6.0		6.0	
326T	...	50	30	25	6.8		6.8	
364T	40	30	6.8		6.8	
364T	...	60	7.4		7.4	
365T	50	40	8.2		8.2	
365T	...	75	9.0		8.6	
404T	60	...	9.0		8.0	
404T	50	9.0		8.4	
404T	...	100	10.0		8.6	
405T	75	60	10.0		10.0	
405T	...	100	10.0		8.6	
405T	...	125	11.5		10.5	
444T	100	...	11.0		10.0	
444T	75	10.5		9.5	
444T	...	125	11.0		9.5	
444T	...	150		10.5	
445T	125	...	12.5		12.0	
445T	100	12.5		12.0	
445T	...	150		10.5	
445T	...	200		13.2	

Nota. Datos obtenidos del manual de máquinas eléctricas NEMA [26].

Figura A.3
Selección de dimensiones del eje del generador

Frame Designation	A Max	D*	E†	2F†	BA***	H†	U	N-W	V Min	Keyseat			AA Min††
										R	ES Min	S	
42	---	2.62	1.75	1.69	2.06	0.28 slot	0.3750	1.12	...	0.328	...	flat	...
48	---	3.00	2.12	2.75	2.50	0.34 slot	0.5000	1.50	...	0.453	...	flat	...
48H	---	3.00	2.12	4.75	2.50	0.34 slot	0.5000	1.50	...	0.453	...	flat	...
56	---	3.50	2.44	3.00	2.75	0.34 slot	0.6250	1.88	...	0.517	1.41	0.188	...
56H	---	3.50	2.44	5.00	2.75	0.34 slot	0.6250	1.88	...	0.517	1.41	0.188	...
143T	7.0	3.50	2.75	4.00	2.25	0.34 hole	0.8750	2.25	2.00	0.771	1.41	0.188	3/4
145T	7.0	3.50	2.75	5.00	2.25	0.34 hole	0.8750	2.25	2.00	0.771	1.41	0.188	3/4
182T	9.0	4.50	3.75	4.50	2.75	0.41 hole	1.1250	2.75	2.50	0.986	1.78	0.250	3/4
184T	9.0	4.50	3.75	5.50	2.75	0.41 hole	1.1250	2.75	2.50	0.986	1.78	0.250	3/4
213T	10.5	5.25	4.25	5.50	3.50	0.41 hole	1.3750	3.38	3.12	1.201	2.41	0.312	1
215T	10.5	5.25	4.25	7.00	3.50	0.41 hole	1.3750	3.38	3.12	1.201	2.41	0.312	1
254T	12.5	6.25	5.00	8.25	4.25	0.53 hole	1.625	4.00	3.75	1.416	2.91	0.375	1-1/4
256T	12.5	6.25	5.00	10.00	4.25	0.53 hole	1.625	4.00	3.75	1.416	2.91	0.375	1-1/4
284T	14.0	7.00	5.50	9.50	4.75	0.53 hole	1.875	4.62	4.38	1.591	3.28	0.500	1-1/2
284TS	14.0	7.00	5.50	9.50	4.75	0.53 hole	1.625	3.25	3.00	1.416	1.91	0.375	1-1/2
286T	14.0	7.00	5.50	11.00	4.75	0.53 hole	1.875	4.62	4.38	1.591	3.28	0.500	1-1/2
286TS	14.0	7.00	5.50	11.00	4.75	0.53 hole	1.625	3.25	3.00	1.416	1.91	0.375	1-1/2
324T	16.0	8.00	6.25	10.50	5.25	0.66 hole	2.125	5.25	5.00	1.845	3.91	0.500	2
324TS	16.0	8.00	6.25	10.50	5.25	0.66 hole	1.875	3.75	3.50	1.591	2.03	0.500	2
326T	16.0	8.00	6.25	12.00	5.25	0.66 hole	2.125	5.25	5.00	1.845	3.91	0.500	2
326TS	16.0	8.00	6.25	12.00	5.25	0.66 hole	1.875	3.75	3.50	1.591	2.03	0.500	2
364T	18.0	9.00	7.00	11.25	5.88	0.66 hole	2.375	5.88	5.62	2.021	4.28	0.625	3
364TS	18.0	9.00	7.00	11.25	5.88	0.66 hole	1.875	3.75	3.50	1.591	2.03	0.500	3
365T	18.0	9.00	7.00	12.25	5.88	0.66 hole	2.375	5.88	5.62	2.021	4.28	0.625	3
365TS	18.0	9.00	7.00	12.25	5.88	0.66 hole	1.875	3.75	3.50	1.591	2.03	0.500	3
404T	20.0	10.00	8.00	12.25	6.62	0.81 hole	2.875	7.25	7.00	2.450	5.65	0.750	3
404TS	20.0	10.00	8.00	12.25	6.62	0.81 hole	2.125	4.25	4.00	1.845	2.78	0.500	3
405T	20.0	10.00	8.00	13.75	6.62	0.81 hole	2.875	7.25	7.00	2.450	5.65	0.750	3
405TS	20.0	10.00	8.00	13.75	6.62	0.81 hole	2.125	4.25	4.00	1.845	2.78	0.500	3
444T	22.0	11.00	9.00	14.50	7.50	0.81 hole	3.375	8.50	8.25	2.880	6.91	0.875	3
444TS	22.0	11.00	9.00	14.50	7.50	0.81 hole	2.375	4.75	4.50	2.021	3.03	0.625	3
445T	22.0	11.00	9.00	16.50	7.50	0.81 hole	3.375	8.50	8.25	2.880	6.91	0.875	3
445TS	22.0	11.00	9.00	16.50	7.50	0.81 hole	2.375	4.75	4.50	2.021	3.03	0.625	3
447T	22.0	11.00	9.00	20.00	7.50	0.81 hole	3.375	8.50	8.25	2.880	6.91	0.875	3
447TS	22.0	11.00	9.00	20.00	7.50	0.81 hole	2.375	4.75	4.50	2.021	3.03	0.625	3
449T	22.0	11.00	9.00	25.00	7.50	0.81 hole	3.375	8.50	8.25	2.880	6.91	0.875	3
449TS	22.0	11.00	9.00	25.00	7.50	0.81 hole	2.375	4.75	4.50	2.021	3.03	0.625	3
440	...	11.00	9.00	**	7.50
500	...	12.50	10.00	**	8.50

Nota. Datos obtenidos del manual de máquinas eléctricas NEMA [26].

6. Apéndice F

Se tiene las siguientes condiciones de trabajo:

Potencia del motor :4 hp Velocidad: 287 rpm

Generador: 1800 rpm Trabajo: 16 h/diarias

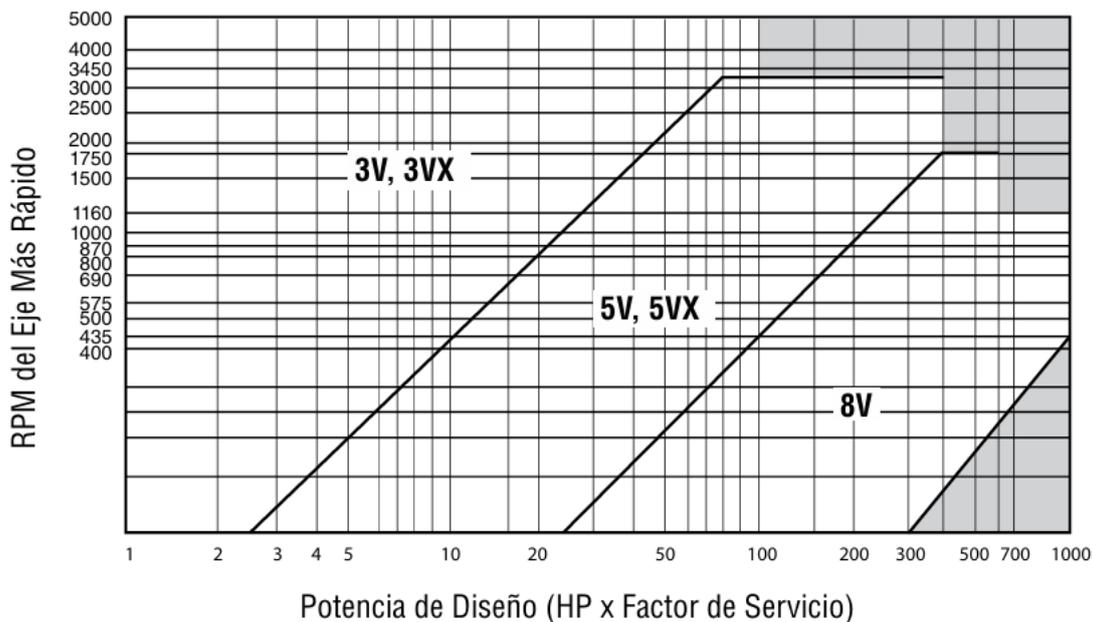
Distancia entre centros: 40 in aproximadamente (esta distancia es una suposición inicial).

Primero se selecciona el factor de servicio, este es el mismo obtenido del manual nema para las condiciones de trabajo el rotor [26], el cual es de 1.15.

Luego se divide la potencia del rotor para el factor de servicio y obtener la potencia que me estaría entregando el rotor que sería de 3 hp.

Luego en la siguiente gráfica del manual de Martin se encuentra el tipo de banda recomendable utilizar bajo las condiciones de potencia y velocidad del eje más rápido. Como se muestra a continuación.

FiguraA.4
Gráfica para Selección para Bandas de Alta Capacidad



Nota. Datos obtenidos del Catálogo de bandas y Poleas Martin [27].

En donde para los valores de 1800 rpm y 3 hp cae en la zona para las bandas 3V, 3VX.

Luego se procede a encontrar la relación de velocidad que consiste principalmente en la razón entre la velocidad mayor entre la menor.

$$RV = \frac{1750rpm}{287 rpm} = 6.09$$

Se utiliza 1750 ya que es la velocidad nominal del generador y así el valor de la relación de velocidades se lo aproxima a 6.07 porque es el valor tabulado próximo más cercano. Con la relación de velocidades, las velocidades, se procede a encontrar los diámetros de las poleas del rotor y del generador a través de los valores de las siguientes gráficas.

FiguraA.5

Tabla para selección de poleas para bandas 3V

Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda								Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco						
			3500 RPM Motriz		1750 RPM Motriz		1160 RPM Motriz		870 RPM Motriz								
	Motriz D.E.	Impuls. D.E.	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Designación de Largo de Banda 3VX						
											250	300	355	400	450	500	560
5.31	4.75	25.00	659	10.62	330	5.96	219	4.14	164	3.19	—	—	—	—	—	—	
5.37	2.65	14.00	652	4.39	326	2.46	216	1.72	162	1.34	—	—	—	—	—	10.4	
5.61	4.50	25.00	624	9.93	312	5.55	207	3.86	155	2.98	—	—	—	—	—	—	
5.62	6.00	33.50	623	13.85	311	7.94	206	5.52	155	4.26	—	—	—	—	—	—	
5.69	2.50	14.00	615	3.91	307	2.20	204	1.54	153	1.20	—	—	—	—	—	10.5	
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.76	
5.74	3.35	19.00	609	6.57	305	3.65	202	2.54	152	1.96	—	—	—	—	—	—	
6.03	5.60	33.50	581	12.86	290	7.32	192	5.08	144	3.92	—	—	—	—	—	—	
6.07	2.35	14.00	577	3.43	289	1.94	191	1.36	143	1.06	—	—	—	—	—	10.6	
6.11	3.15	19.00	573	5.96	286	3.31	190	2.31	142	1.79	—	—	—	—	—	—	
6.13	4.12	25.00	571	8.85	285	4.93	189	3.43	142	2.64	—	—	—	—	—	—	
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.76	
6.37	5.30	33.50	549	12.09	275	6.84	182	4.75	137	3.67	—	—	—	—	—	—	
6.42	3.00	19.00	545	5.49	272	3.06	181	2.13	135	1.65	—	—	—	—	—	—	
6.49	2.20	14.00	539	2.94	270	1.68	179	1.18	134	0.93	—	—	—	—	—	10.6	
6.76	5.00	33.50	518	11.30	259	6.36	172	4.42	129	3.41	—	—	—	—	—	—	
6.89	2.80	19.00	508	4.87	254	2.72	168	1.90	126	1.47	—	—	—	—	—	—	

Nota. Datos obtenidos del Catálogo de bandas y Poleas Martin [27]

Obteniendo así que los valores de diámetros de poleas para el rotor son de 14 in y para el generador de 2.35 in. También se obtuvo que las Hp por banda son de 1.94.

Luego se procede a encontrar el valor de factor de corrección y distancia entre centros de poleas a través de la siguiente tabla.

FiguraA.6

Tabla para selección de longitud de bandas, distancia entre centros de poleas y factor de corrección

Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco														Combinación de Poleas		Relación de Velocidad	
Designación de Largo de Banda 3VX														Motriz D.E.	Impulsada D.E.		
600	630	670	710	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250	1320			1400	
—	—	—	—	—	—	18.9	21.8	24.5	27.8	31.0	34.1	37.8	41.4	45.5	4.75	25.00	5.31
15.9	17.5	19.6	21.7	26.3	28.9	31.4	33.9	36.5	39.5	42.5	45.6	49.1	52.6	56.6	2.65	14.00	5.37
—	—	—	—	—	—	19.1	21.9	24.7	28.0	31.1	34.3	37.9	41.6	45.7	4.50	25.00	5.61
16.0	17.6	19.7	21.8	26.4	29.0	31.5	34.1	36.6	39.6	42.7	45.7	49.2	52.7	56.7	6.00	33.50	5.62
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	24.0	28.1	32.0	36.4	2.50	14.00	5.69
0.88	0.90	0.92	0.94	0.98	1.00	1.01	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.09	1.10	1.11			
—	—	13.7	16.0	21.0	23.7	26.3	28.9	31.5	34.6	37.6	40.7	44.3	47.8	51.9	3.35	19.00	5.74
16.1	17.7	19.8	21.9	26.5	29.1	31.6	34.2	36.7	39.7	42.8	45.8	49.3	52.8	56.9	5.60	33.50	6.03
—	—	13.8	16.2	21.1	23.8	26.4	29.0	31.6	34.7	37.8	40.8	44.4	47.9	52.0	2.35	14.00	6.07
—	—	—	—	—	16.3	19.3	22.2	24.9	28.2	31.4	34.6	38.2	41.8	45.9	3.15	19.00	6.11
0.88	0.90	0.92	0.94	0.98	0.99	1.01	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.09	1.10	1.11	4.12	25.00	6.13

Nota. Datos obtenidos del Catálogo de bandas y Poleas Martin [27]

Obteniendo un valor de distancia entre centros de 49.3 in que cercano al estimado inicialmente, un factor de corrección de 1.09 y una longitud de banda de 125 in.

Para encontrar el número de bandas que se van a necesitar se procede a utilizar la siguiente expresión

$$\frac{Hp}{banda} = 1.94 * 1.09 = 2.1$$

$$\#Bandas = \frac{3hp}{2.1 \frac{hp}{banda}} = 1.4 = 2 \text{ bandas}$$

Finalmente, se seleccionan las poleas a través de las siguientes tablas.

FiguraA.7

Tablas de poleas de acuerdo a ranuras y diámetros

2 Ranuras								
F = 1-3/32								
No. de Parte	Tipo	Buje	Barreno Máximo del Buje	E *	K	L Largo Total del Barreno	M *	Peso sin Buje
2 3V 220 JA	E-1	JA	1-1/4	31/32	7/16	1-1/16	15/16	0.9
2 3V 235 JA	E-1	JA	1-1/4	31/32	7/16	1-1/16	15/16	1.0
2 3V 250 JA	E-1	JA	1-1/4	31/32	7/16	1-1/16	15/16	1.2
2 3V 265 JA	D-1	JA	1-1/4	3/8	1/8	1-1/16	13/32	1.3
2 3V 280 JA	D-1	JA	1-1/4	3/8	1/8	1-1/16	13/32	1.4
2 3V 300 JA	D-1	JA	1-1/4	3/8	1/8	1-1/16	13/32	1.6
2 3V 315 JA	D-1	JA	1-1/4	3/8	1/8	1-1/16	13/32	1.8
2 3V 335 SH	D-1	SH	1-11/16	27/64	9/64	1-5/16	13/64	2.0
2 3V 365 SH	D-1	SH	1-11/16	27/64	9/64	1-5/16	13/64	2.4
2 3V 412 SH	D-1	SH	1-11/16	9/32	9/32	1-5/16	1/16	2.7
2 3V 450 SH	D-1	SH	1-11/16	1/4	5/16	1-5/16	1/32	2.9
2 3V 475 SH	D-1	SH	1-11/16	1/4	5/16	1-5/16	1/32	3.1
2 3V 500 SH	D-1	SH	1-11/16	1/4	5/16	1-5/16	1/32	3.6
2 3V 530 SH	D-1	SH	1-11/16	1/4	5/16	1-5/16	1/32	4.5
2 3V 560 SH	D-1	SH	1-11/16	1/4	5/16	1-5/16	1/32	5.0
2 3V 600 SH	D-1	SH	1-11/16	1/4	5/16	1-5/16	1/32	5.5
2 3V 650 SDS	D-3	SDS	2	5/16	5/16	1-3/8	1/32	5.8
2 3V 690 SDS	D-3	SDS	2	5/16	5/16	1-3/8	1/32	6.6
2 3V 800 SDS	D-3	SDS	2	5/16	5/16	1-3/8	1/32	7.0
2 3V 1060 SK	C-3	SK	2-5/8	7/16	1/4	1-15/16	13/32	10.0
2 3V 1400 SK	C-3	SK	2-5/8	7/16	1/4	1-15/16	13/32	16.0
2 3V 1900 SK	C-3	SK	2-5/8	7/16	1/4	1-15/16	13/32	25.0
2 3V 2500 SF	C-3	SF	2-15/16	7/16	1/4	2-1/16	17/32	28.0

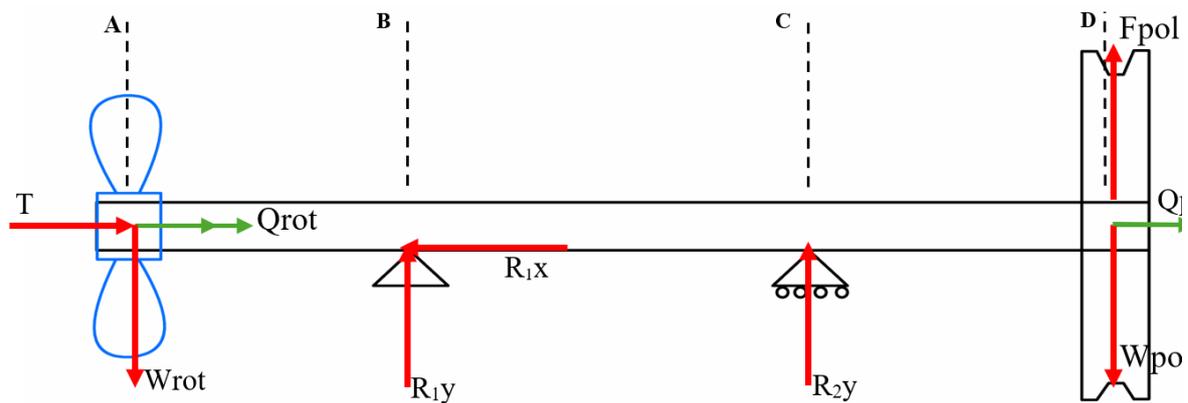
Nota. Datos obtenidos del Catálogo de bandas y Poleas Martin [27]

Siendo las poleas las 2 3V 235 JA y 2 3V 1400 SK.

7. Apéndice G

A continuación, se muestra el cálculo detallado del diámetro del rotor, así como sus cambios de secciones.

FiguraA.8
Diagrama de cuerpo libre de eje transmisor



Se tiene las siguientes condiciones

TablaA.6
Condiciones de trabajo del eje de transmisión.

	Símbolo	Valor
Longitud del Eje	L_{eje}	0.675 m
Empuje	T	2240.51 N
Torque del Rotor	Q_{rot}	60 Nm
Peso del Rotor	W_{rot}	85.064 N
Torque de salida de la polea	Q_{pol}	60 Nm
Peso de la polea	W_{pol}	62.23 N
Distancia AB	AB	0.165 m
Distancia BC	BC	0.225 m
Distancia CD	CD	0.175 m

Para encontrar la fuerza que ejerce la polea sobre el eje por acción de la tensión debido a las bandas, representada en la figura A.3 como F_{pol} se utiliza la siguiente expresión

$$F_{n_{pol}} = \frac{Q_{pol}}{r_p} = \frac{60 \text{ Nm}}{0.356 \text{ m}} = 168.54 \text{ N}$$

En donde el valor de F_{pol} va a estar dado en dirección perpendicular al eje hacia arriba.

$$F_{pol} = 1.5 \times F_{n_{pol}} = 1.5 * 168.54 = 252.8 \text{ N}$$

Entonces para encontrar las reacciones se aplica de la primera ley de newton.

$$\sum_{+} M_b = 0$$

$$W_{rot}(0.165) + R_2y(0.225) + (0.225 + 0.175)(F_{pol} - W_{pol}) = 0$$

$$R_2y = \frac{-(0.4)(252.8 - 62.23) - (85.064)(0.165)}{0.225} = -401.17 \text{ N}$$

$$R_2y = 401.17 \downarrow$$

$$\sum_{+} F_y = 0$$

$$-W_{rot} + R_1y - 1736.30 + F_{pol} - W_{pol} = 0$$

$$R_1y = 401.17 - 252.8 + 62.23 + 85.064 = 295.66 \text{ N}$$

$$R_1y = 295.66 \text{ N} \uparrow$$

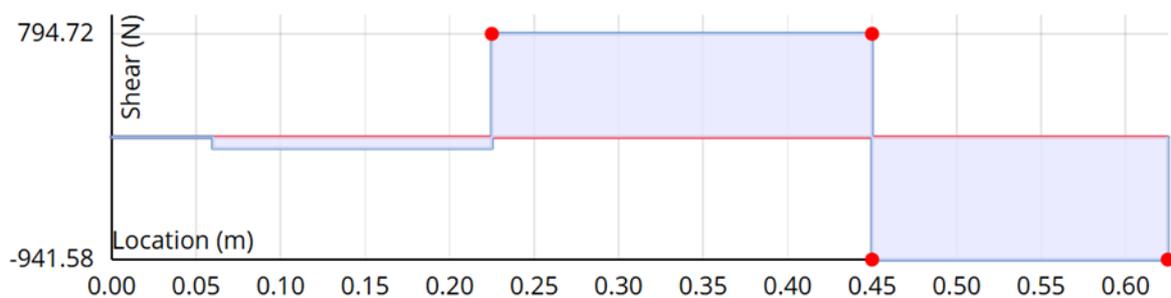
$$\sum_{+} F_x = 0$$

$$T - R_1x = 0$$

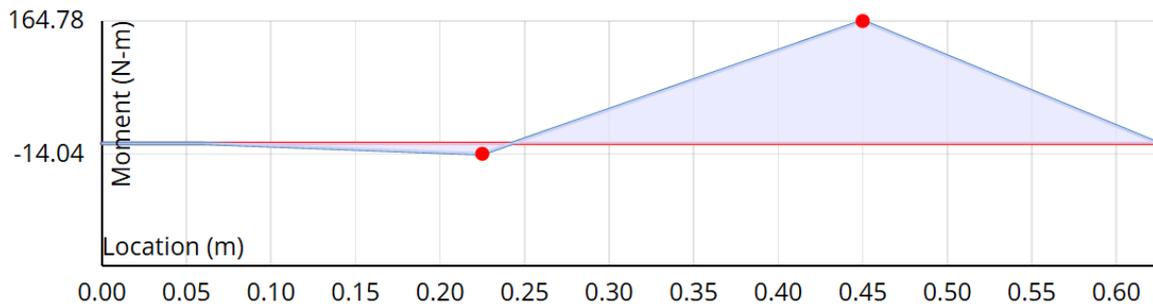
$$R_1x = 2240.51 \text{ N} \rightarrow$$

Se procede a encontrar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

FiguraA.9
Diagrama de cortante del eje



FiguraA.10
Diagrama de momento flector sobre el eje de transmisión



Se elige de material el acero inoxidable tipo 304 por su resistencia a la corrosión y oxidación además de ser de fácil mecanizado y una alta resistencia mecánica. A continuación, se muestra las propiedades del acero inoxidable tipo 304.

TablaA.7
Propiedades mecánica del acero inoxidable tipo 304.

Esfuerzo de fluencia	S_y	345 [MPa]
Resistencia última	S_{ut}	689 [MPa]

Nota. Valores obtenidos del almacén Bohman.

Ahora se procede a encontrar los diámetros a partir de la falla dinámica.

Se encuentra el límite a la fatiga corregido mediante

$$S_e = c_{temp} c_R c_c c_{sup} c_{tam} (0.5 S_{ut})$$

Donde c_{temp} es el factor de corrección por temperatura, c_R el factor de corrección de confiabilidad, c_c el factor de corrección de superficie y c_{tam} factor de corrección de tamaño

De acuerdo con las tablas de shingley se obtuvo

$$c_s = a(S_{ut} * b) = 0.798$$

$$c_b = 1$$

$$c_r = 0.702$$

$$c_c = 0.59$$

$$c_t = 1$$

Los valores para los puntos en donde se ubican los rodamientos son los siguientes debido al cambio de sección.

$$K_t = 3.5 \text{ y } K_{ts} = 2$$

Mientras que para los chaveteros $K_t = K_{ts} = 4$

Considerando un radio de muesca de 0.01 pulgadas se obtiene la sensibilidad de la muesca $q=0.6$, así se obtiene que

$$K_f = 1 + q(K_T - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

Los factores de concentración de esfuerzos para las componentes medias de flexión k_{fm} y torsión k_{fsm} se determina mediante las siguientes expresiones.

$$\text{Si } k_f \times |\sigma_{max,nom}| < S_y; \text{ entonces } k_{fm} = k_f$$

$$\text{Si } k_f \times |\sigma_{max,nom}| > S_y; \text{ entonces } k_{fm} = \frac{(S_y - (k_f \sigma_{max,nom}))}{|\sigma_{m,nom}|}$$

Y se utiliza la ecuación dada por ASME para dimensionar el eje.

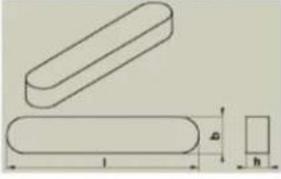
$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fsm} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Para encontrar las chavetas y chaveteros se utilizó la siguiente tabla.

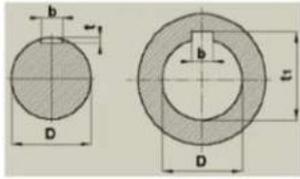
Figura A.11

Datos para selección de dimensiones de chavetas y chaveteros

CHAVETA



CHAVETEROS



b	h	l
		Desde - hasta
4	3	8 - 25
4	4	10 - 30
5	3	10 - 40
5	5	10 - 40
6	4	12 - 50
6	6	12 - 50
7	7	15 - 60
8	5	20 - 70
8	7	20 - 70
10	6	25 - 90
10	8	25 - 90
12	8	30 - 120
14	9	35 - 140
16	10	45 - 180
18	11	50 - 200
20	12	60 - 220
24	14	70 - 280
28	16	80 - 300
28	17	80 - 300
32	18	90 - 350
32	20	90 - 350
36	20	100 - 400
36	23	100 - 400
40	22	120 - 400
40	26	120 - 400
45	25	160 - 400

Diámetro del árbol Desde - hasta	Chaveta b x h	Chaveteros		
		b	t	t ₁
10 - 12	4 * 4	4	2.5	D + 1.7
12 - 17	5 * 5	5	3	D + 2.2
17 - 22	6 * 6	6	3.5	D + 2.7
22 - 30	8 * 7	8	4	D + 3.2
30 - 38	10 * 8	10	4.5	D + 3.7
38 - 44	12 * 8	12	4.5	D + 3.7
44 - 50	14 * 9	14	5	D + 4.2
50 - 58	16 * 10	16	5	D + 5.2
58 - 68	18 * 11	18	6	D + 5.3
68 - 78	20 * 12	20	6	D + 6.3
78 - 92	24 * 14	24	7	D + 7.3
92 - 110	28 * 16	28	8	D + 8.3
110 - 130	32 * 18	32	9	D + 9.3
130 - 150	36 * 20	36	10	D + 10.3
150 - 170	40 * 22	40	11	D + 11.3
170 - 200	45 * 25	45	13	D + 12.3

Todas las dimensiones están dadas en mm

b ⇨ Ancho de la chaveta y de los chaveteros en mm

h ⇨ Altura de la chaveta

l ⇨ Longitud de la chaveta

d ⇨ Diámetro del eje

t ⇨ Profundidad del chavetero del eje

t₁ ⇨ Medida de la verificación de la profundidad del chavetero en el cubo

Nota. Datos obtenidos de Chavetas Pratt & Whitney.

Las dimensiones de las chavetas de Ancho 10mm y altura 8mm mientras que los chaveteros tendrán un ancho de 10 y una profundidad de 4.5 mm con una longitud de 58 mm.

Para seleccionar los rodamientos se utilizó el catálogo NTN para rodamientos de bola y de rodillo.

Figura A.12

Tabla para selección ciclos de los rodamientos de acuerdo al uso

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) $L_{10h} \times 10^3$				
	~ 4	4 ~ 12	12 ~ 30	30 ~ 60	60 ~
Máquinas usadas por períodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para min ● Equipos para generación de potencia

Nota. Datos obtenidos del Catálogo de rodamientos.

Primero se definió los ciclos de vida en este caso se utilizó para 24 horas de operación ininterrumpida que da como resultado un $L_{10h} = 60000h$

luego se encontró el C_r por medio de la siguiente ecuación.

$$C_r = \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \times P_r$$

En donde n es la velocidad de rotación en rpm, p es 3 para bolas y 3/10 para rodillos y P es la carga definida por la siguiente expresión.

$$P_r = XF_r + YF_a$$

En donde F_a es la carga axial del rodamiento y F_r la radial encontradas en las reacciones. Todos esos valores se encuentran tabulados en el catálogo NTN y se seleccionan hasta corregir.

8. Apéndice H

Se utiliza la geometría proyectada por la turbina debajo del agua de la siguiente manera.

FiguraA.13

Area proyectada de la turbina debajo del agua



Se calcula el coeficiente de arrastre de la placa que representa el área debajo del agua.

$$C_d = 1.10 + 0.02 \left(\frac{L}{D} + \frac{D}{L} \right)$$

$$C_d = 1.10 + 0.02 \left(\frac{0.8}{1.116} + \frac{1.116}{0.8} \right) = 1.14$$

Luego se encuentra la fuerza de arrastre

$$F_d = 0.5 \times \rho \times A \times C_d \times V^2$$

$$F_d = 0.5(1000)(0.8)(1.116)(3.01)^2 = 4610.65 \text{ N}$$

Por lo tanto, el peso del muerto de concreto será de:

$$W = \frac{F_d}{\tan(35^\circ)} = 7524 \text{ N}$$

Teniendo la densidad del concreto como $\rho = 2400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Se obtiene el volumen de concreto a utilizar

$$\text{VolumenConcreto} = \frac{W}{g} \times \frac{1}{\rho} = 0.32 \text{ m}^3$$

9. Apéndice G

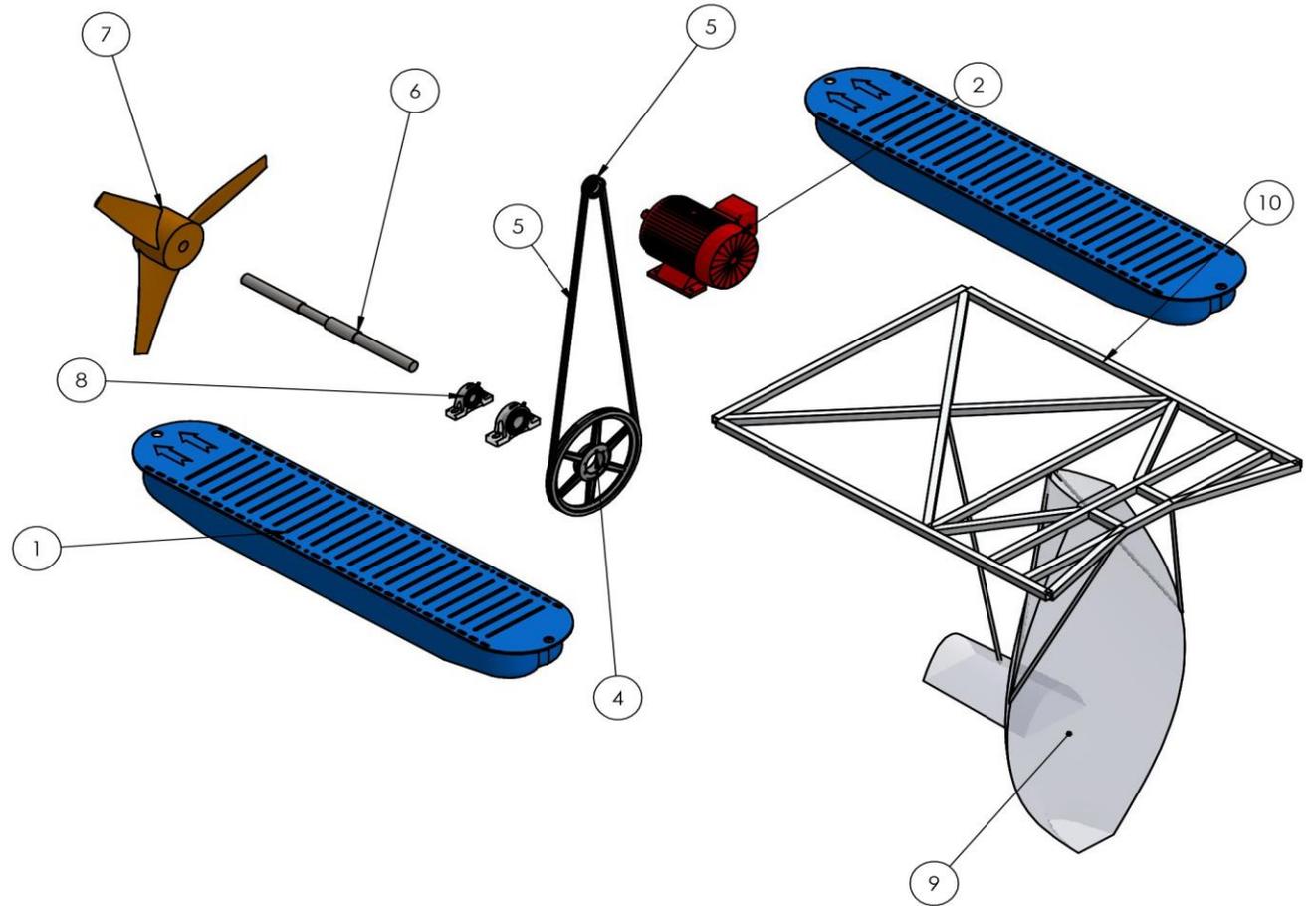
Tabla A.8

Desglose de costos del proyecto

Componente	Descripción	Insumo	Costo unitario	Cantidad	Total
Rotor	Conjunto de álabes y manzana	Fibra de Vidrio tipo E epóxico	\$16.54	1	\$ 16.54
		Resina epóxica	\$33	1	\$ 33.00
Generador	generador de marco 182t		\$600	1	\$ 600.00
Bandas	Bandas en v	Bandas tipo 3V	\$50	2	\$ 100.00
Poleas	Plea impulsora	Polea tipo 2 3V 1400 SK	\$305	1	\$ 305.00
	Polea impulsada	Polea tipo 2 3V 235 JA	\$67	1	\$ 67.00
Eje	Eje transmisor	Barra de acero inoxidable 304	\$4.50 /kg	21 kg	\$ 95.00
Rodamientos	Rodamiento axial	Rodamiento NU108	\$111	1	\$ 111.00
	Rodamiento fijo	Rodamiento NTN6406	\$50	1	\$ 50.00
Chumacera	Para rodamiento axial		\$250	1	\$ 250.00
	Para rodmaiento fijo		\$250	1	\$ 250.00
Estructura	Perfiles Cuadrados	Pefiles cuadrados de acero galvanizado	\$7 /m	12 m	\$ 84.00
Chapas	Chapas para proteccion	Chapas de acero galvanizado	\$0.15/kg	9.6 kg	\$ 65.00
Pontones	Pontones para flotacion	Ponton tipo CP-HF353	\$20	2	\$ 40.00
Concreto	Concreto para alclaje	concreto	\$150 / m ³	0.32	\$ 50.00
Cabos náuticos	Cabos para anclaje	cabos náuticos	\$65/rollo	1	\$ 65.00
					\$2,181.54
				O&M	\$2617.848

Nota. O&M es el coste incluido el 20% de operación y mantenimiento.

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	pontoon CPHF-353	2
2	generador marco 182T	1
3	polea 2 3V 235 JA	1
4	polea 2 3V 1400 SK	1
5	correa 3V	1
6	Eje de Transmisión	1
7	Rotor	1
8	chumacera	2
9	estructura de proteccion	1
10	estructura de soporte	1



Diseñador:	Miguel Bismark Diaz Quezada	26/08/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL	
Revisado:				
Título:	Vista explotada de Turbina			
Escala:			Nivel:	500 1T
	1:15	Vista explotada	Nº Hoja:	001
			Masa:	