

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de

INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA
UNA HIDROELÉCTRICA CON CAPACIDAD DE 3000 WATTS**

AUTORES:

HUGO ANDRÉS MACAS JÁCOME

STALIN DAVID MAZA GUTIÉRREZ

TUTOR:

MILTON SALOMÓN JAMI LEMA

Quito, Julio del 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES

Nosotros **Hugo Andrés Macas Jácome** y **Stalin David Maza Gutiérrez**, con documento de identificación N° 172010615-0 y N° 171944263-2 respectivamente, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación: "DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA UNA HIDROELÉCTRICA CON CAPACIDAD DE 3000 WATTS", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Hugo Andrés Macas Jácome

C.I. 172010615-0



Stalin David Maza Gutiérrez

C.I. 171944263-2

Quito, Julio del 2018

DECLARATORÍA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el proyecto de titulación, “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA UNA HIDROELÉCTRICA CON CAPACIDAD DE 3000 WATTS” realizado por Hugo Andrés Macas Jácome y Stalin David Maza Gutiérrez, obteniendo un trabajo que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, Julio del 2018



Ing. Milton Salomón Jami Lema

C.I. 170725417-1

DEDICATORIA

En el transcurso de mi vida, he tenido que pasar muchos retos y uno de esos es graduarme, ha sido una experiencia de emociones de sube y baja pero al mismo tiempo no estaba solo, estaba con Dios con el apoyo de todo mi amada familia.

Madre (*Eliza Gutiérrez*) por tu insistencia en seguirme inculcando que yo siga esforzándome y por siempre tener fe en mí gracias por tu confianza te amo. Mamita (*Luz María Cusín*) por todo tu apoyo y por siempre jalarme las orejas mi viejita te quiero. Tíos (*Soledad, Martha y Luis*) solo me queda decirles les quiero mucho, gracias por estar en los tiempos difíciles. Esposa (*Gabriela*) te doy las gracias por querer a mis hijos y por ser mi compañera que Dios me otorgo, te agradezco por tu amor diario incondicional. Suegros (*Patricio y Hermelinda*) he aprendido muchas cosas a su lado les agradezco por su ayuda, comprensión les quiero.

En general hermanos, amigos gracias por estar conmigo en todo momento esto es por ustedes.

Stalin David Maza Gutiérrez

Mi tesis la dedico con todo mi amor y cariño a mis padres por su sacrificio y esfuerzo, por creer en mi futuro y mis capacidades, aunque hemos pasado momentos difíciles siempre han estado brindándome su comprensión.

A todos los amigos, los que compartieron su conocimiento, sus alegrías, sus tristezas y a esas personas que estuvieron durante estos años apoyándome y logrando que mi sueño se haga realidad. Y de manera muy especial a Dios por darme la vida.

Hugo Andrés Macas Jácome

AGRADECIMIENTO

El amor recibido, la paciencia y la dedicación que han tenido mis padres, mis amigos, mis profesores y sobre todo Dios.

De corazón gracias.

Hugo Andrés Macas Jácome

Sobre todas las cosas me alegra en manifestar mi agradecimiento a Dios por protegerme de lo que he tenido y bendecirme con lo que no sabía que necesitaba y llenarme de tanta sabiduría en esta travesía, me alegra en saber que he culminado con una de mis metas que es ser profesional, agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana por ser parte de este logro, a nuestro Tutor Ing. Milton Jami que ha sido como uno de nuestros pilares en esta tesis, a mi querida Familia amada que ha sido de apoyo incondicional en brindarme su amor, comprensión y dedicación.

Muchas gracias por tener fe en mí, siempre les guardare dentro de mi alma.

Stalin David Maza Gutiérrez

ÍNDICE

OBJETIVOS	1
Objetivo general	1
Objetivos específicos	1
CAPÍTULO I	2
MARCO TEÓRICO	2
1.1 Antecedentes generales	2
1.2 Proyectos hidroeléctricos a pequeña escala en Ecuador	4
1.2.1 Proyecto hidroeléctrico Mira.....	4
1.2.2 Central hidroeléctrica Gualaceo	4
1.2.3 Proyecto hidráulico Chorrillos	5
1.3 Ventajas de las pequeñas centrales hidroeléctricas	5
1.4 Desventajas de las pequeñas centrales hidroeléctricas.....	5
1.5 Tipos de pequeñas centrales hidroeléctricas	6
1.6 Topografía y altura	6
1.7 Impacto ambiental	7
1.8 Impacto económico y social	8
1.9 Turbinas hidráulicas	8
1.10 Clasificación de las turbinas.....	8
1.10.1 Turbinas de acción.	8
1.10.2 Turbinas de reacción.	9

1.11 Clasificaciones por la dirección del agua.....	9
1.12 Tipos de turbina.....	11
1.12.1 Turbina de reacción.....	11
1.12.2 Turbinas de acción	13
1.13 Parámetros de selección	16
1.14 Selección de la alternativa más adecuada	19
1.15 Turbina de flujo transversal	20
1.15.1 Características	21
1.15.2 Requisitos de diseño para la turbina Michell Banki	22
1.15.3 Componentes.....	22
1.15.4 Funcionamiento.....	23
CAPÍTULO II	25
CÁLCULO Y DISEÑO	25
2.1 Caudal	25
2.1.1 Velocidad	26
2.1.2 Ecuación de William-Hazen	28
2.2 Altura	30
2.2.1 Medición de diferencias de altura	30
2.3 Flujo de fluidos y la ecuación de Bernoulli	32
2.4 Coeficientes de resistencia para válvulas y acoplamientos.....	32
2.4.1 Pérdidas menores	34
2.4.2 Pérdidas mayores	36

2.5 Velocidad del flujo en la boca de pato	42
2.6 Selección de la turbina	43
2.7 Triangulo de velocidades	44
2.7.1 La velocidad de salida del inyector	45
2.8 Diseño del rotor.....	52
2.9 Diámetro interior del rotor	53
2.10 Velocidad nominal de rotación	53
2.11 Velocidad específica	54
2.12 Número de álabes en el rotor	55
2.12.1 Espesor de los álabes.....	55
2.13 Diseño del inyector	56
2.13.1 El ancho del inyector.....	56
2.13.2 Ancho del rotor	56
2.13.3 Razón de aspecto.....	57
2.14 Diámetro máximo del eje del rotor	57
2.15 Número de álabes en contacto al ingreso del fluido	57
2.16 Caudal que recibe un solo álabe.....	58
2.16.1 Cálculo del peso de un álabe.....	58
2.17 Cálculo del peso total del rotor	59
2.18 Fuerza hidráulica en el álabe.....	60
2.19 Fuerza resultante en el álabe	62
2.19.1 Fuerza centrífuga del álabe	62

2.19.2 Fuerza en el álabe.....	63
2.20 Cálculo del momento flector máximo sobre el álabe.....	63
2.20.1 Factor de corrección.....	64
2.21 Potencia hidráulica.....	65
2.21.1 Potencia neta de estimación.....	66
2.22 Diseño de ejes.....	66
2.23 Diseño del eje por torsión.....	69
2.24 Diseño del eje por fatiga.....	71
2.25 Factor seguridad.....	76
2.26 Diseño de engranajes.....	76
2.26.1 Selección del tipo de engranaje.....	78
2.27 Relación de transmisión en las poleas.....	78
2.28 Diseño de soporte de rodamiento.....	80
2.28.1 Sumatorias en el eje y.....	82
2.28.2 Sumatorias en el eje x.....	83
2.28.3 Análisis estático eje - turbina.....	85
2.29 Longitud de correa para la transmisión por poleas.....	88
2.30 Diseño del tanque de presión.....	88
2.31 Volumen de la cámara.....	90
2.32 Distribuidores comerciales.....	91
CAPÍTULO III.....	92
SIMULACIÓN.....	92

3.1 Simulación del eje principal.....	92
3.1.1 Tensión de Von Mises.....	95
3.1.2 Desplazamiento.....	96
3.2 Construcción de la Turbina Michell Banki en Inventor.....	99
3.3 Cálculo de la velocidad en la boca de pato.....	100
3.4 Resultados.....	102
CAPÍTULO IV.....	104
ANÁLISIS DE COSTOS.....	104
4.1 Proyecto de inversión.....	104
4.1.1 Payback Period.....	107
4.1.2 Valor presente neto.....	109
4.1.3 Tasa interna de retorno.....	109
4.1.4 Índice rentabilidad.....	110
4.1.5 Variación de la tasa de oportunidad.....	110
CONCLUSIONES.....	112
RECOMENDACIONES.....	113
BIBLIOGRAFÍA.....	114
ANEXOS.....	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Producción de energía en el Ecuador.	3
Figura 2. Proyecto hidroeléctrico Mira.	4
Figura 3. Partes del proyecto hidroeléctrico Gualaceo.	5
Figura 4. Centrales hidroeléctricas.	7
Figura 5. Disminución del cauce.	7
Figura 6. Turbinas de acción.....	9
Figura 7. Turbinas de reacción.....	9
Figura 8. Turbina axial.....	10
Figura 9. Turbina radial.	10
Figura 10. Turbina tangencial.	11
Figura 11. Turbina Fourneyron.....	11
Figura 12. Turbina Heuschel Jonval.	12
Figura 13. Turbina Francis.....	12
Figura 14. Turbina Kaplan.	13
Figura 15. Turbina Pelton.	13
Figura 16. Turbina Zuppinger	14
Figura 17. Turbina Schwamkrug.	14
Figura 18. Turbina Girard.	15
Figura 19. Turbina Michell Banki.	15
Figura 20. Características de la turbina Michell Banki.....	21
Figura 21. Partes de una turbina.....	23
Figura 22. Sección del río.	27
Figura 23. Diagrama del río	27
Figura 24. Tabla de coeficientes Hazen Williams.	28

Figura 25. Hidrograma.....	29
Figura 26. Partes de la estación total topográfica.	31
Figura 27. Esquema de análisis del flujo de fluidos	32
Figura 28. Válvula de mariposa.....	32
Figura 29. Codo roscado a 45°.....	33
Figura 30. Diagrama de boca de pato	42
Figura 31. Utilización de la turbina Michell Banki con relación a otras turbinas hidráulicas.	44
Figura 32. Triángulo de velocidades.....	46
Figura 33. Eje de la turbina.....	49
Figura 34. Rotor o rodete de la turbina Michell Banki	53
Figura 35. Dimensiones características del rotor y del inyector.	56
Figura 36. Sección transversal del álabe.....	59
Figura 37. Ángulo respecto al centro del tubo de $2\frac{1}{2}$ "	59
Figura 38. Ángulo de velocidades absolutas en la entrada y salida.....	60
Figura 39. Fuerza resultante sobre el álabe y la fuerza total.....	62
Figura 40. Medidas nominales de tuberías.....	64
Figura 41. Medidas de espesores en sistema métrico, ingles.....	65
Figura 42. Potencia hidráulica para la turbina	65
Figura 43. Eje redondo con filete en el hombro en tensión	75
Figura 44. Sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a torsión.	75
Figura 45. Tren de engranajes	76
Figura 46. Aumento de velocidad por medio de poleas.....	79
Figura 47. Sistema de transmisión de poleas por correa.....	79
Figura 48. Fuerzas que se ejercen en el eje principal.....	81

Figura 49. Cara distribuida en el eje principal	82
Figura 50. Rodamiento de la turbina Michell Banki.....	85
Figura 51. Diagrama estático del eje.....	86
Figura 52. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.....	87
Figura 53. Diagrama de poleas	88
Figura 54. Dimensiones del tanque.....	89
Figura 55. Ángulo de inclinación.....	89
Figura 56. Dimensiones del tanque.....	90
Figura 57. Eje de la turbina.....	92
Figura 58. Pestaña de simulación estática en Autodesk Inventor.	93
Figura 59. Aplicación de cargas al eje principal.....	93
Figura 60. Configuración de malla.	94
Figura 61. Eje de la turbina Michell Banki con cargas y creación de malla.....	95
Figura 62. Tensión de Von Mises.	95
Figura 63. Desplazamiento	96
Figura 64. Tabla de resultados del eje principal	98
Figura 65. Turbina Michell Banki en Autodesk Inventor.....	100
Figura 66. Vista isométrica del inyector en Autodesk Inventor	100
Figura 67. Boca de pato	101
Figura 68. Parámetros de simulación en Ansys	102
Figura 69. Velocidad de entrada en la boca de pato 14.9 m/s.....	103
Figura 70. Velocidad de salida en la boca de pato 20.15 m/s.....	103
Figura 71. Tasa de interés.	111

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de las centrales hidroeléctricas por su potencia generada..	6
Tabla 2. Altura y caída de las centrales hidroeléctricas.....	6
Tabla 3. Comparación de alternativas.....	17
Tabla 4. Selección de turbina.....	19
Tabla 5. Rango de operaciones.....	22
Tabla 6. Parámetros de velocidad y distancia.....	26
Tabla 7. Factor de fricción en la zona de turbulencia.....	33
Tabla 8. Dimensiones de tubería de acero cedula 40.....	33
Tabla 9. Variación de ángulo β_1	46
Tabla 10. Diámetro del rodete.....	52
Tabla 11. Número de álabes.....	55
Tabla 12. Espesor del álabe.....	55
Tabla 13. Ángulos del álabe.....	60
Tabla 14. Ángulo de relación entre la fuerza hidráulica producida sobre el eje y su diámetro.....	62
Tabla 15. Factor de corrección de esfuerzo.....	64
Tabla 16. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	72
Tabla 17. Factor Kc para el tipo de carga.....	73
Tabla 18. Factor Kd a diferentes temperaturas de operación.....	74
Tabla 19. Datos para el cálculo de engranajes.....	77
Tabla 20. Características de los engranajes rectos y helicoidales.....	78
Tabla 21. Tensión de Von Mises.....	96
Tabla 22. Desplazamientos.....	97
Tabla 23. Características del material.....	99

Tabla 24. Comparación de cargas	99
Tabla 25. Características de la turbina	99
Tabla 26. Dimensiones de la boca de pato	101
Tabla 27. Comparación de la velocidad en la boca de pato	102
Tabla 28. Costos de diseño.....	104
Tabla 29. Costos indirectos	104
Tabla 30. Materiales para el diseño de construcción	105
Tabla 31. Costos globales	106
Tabla 32. Datos principales del flujo de caja.	106
Tabla 33. Flujo económico de caja.	107
Tabla 34. Gastos anuales.....	108
Tabla 35. Saldo final del flujo de caja.....	108
Tabla 36. Porcentaje de inversión.	109
Tabla 37. Tasa de interés.....	110

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Ubicación del proyecto hidroeléctrico	122
Anexo 2. Cahuasqui	122
Anexo 3. Levantamiento topográfico en el sitio	123
Anexo 4. Obtención de coordenadas con la estación total topográfica	123
Anexo 5. Proforma generador Porten	124
Anexo 6. Proforma generador Yanma	125
Anexo 7. Proforma tubería PVC	126
Anexo 8. Rodamiento 61805	127
Anexo 9. Rodamiento 61806	128
Anexo 10. Fórmula de eficiencia hidráulica para turbinas Tecnología OLADE	128
Anexo 11. Curvas de funcionamiento.....	129

LISTA DE SÍMBOLOS

K_c = *coeficiente de velocidad del inyector*

C = *velocidad del agua en el inyector*

W = *velocidad relativa*

C_m = *velocidad óptima*

K_c = *coeficiente de velocidad del inyector*

U = *velocidad tangencial*

Q = *caudal*

H = *altura*

mm = *milímetros*

m = *metros*

s = *segundos*

D_i = *diámetro interior del rotor*

N = *velocidad nominal de rotación*

D_e = *diámetro exterior del rotor*

N_s = *velocidad específica*

n_h = *variable para la turbina Michell Banki*

e = *espesor*

plg = *pulgadas*

$B_i =$ ancho del inyector

$B_r =$ ancho del rotor

$R =$ razón de aspecto

$d_{e_{max}} =$ diámetro máximo del eje

$\delta =$ ángulo de admisión del rotor

$Z =$ número de álabes

$Z_F =$ número de álabes que recibe el flujo

$Q_a =$ caudal que recibe un álabe

$P_a =$ peso de un álabe

$P_v =$ peso de la tubería

$l =$ longitud

$P_{tr} =$ peso total del rotor

$F_{hz} =$ fuerza hidráulica en el álabe

$F_{hx} =$ fuerza hidráulica horizontal sobre un álabe del rotor

$\varphi =$ ángulo entre la velocidad tangente y la absoluta a la salida

$F_{hy} =$ fuerza hidráulica vertical sobre un álabe del rotor

$F_{hr} =$ fuerza hidráulica resultante sobre un álabe del rotor

$F_c =$ fuerza centrífuga del álabe

$M =$ momento flector máximo sobre el álabe

F_R = fuerza resultante total sobre el álabe

E = factor de corrección

P_h = potencia hidráulica

γ = peso específico

P_{neta} = Potencia neta de estimación

S_d = esfuerzo de diseño

M_{max} = momento flector en el eje

T_{max} = torque máximo

F_t = fuerza tangente del rodete

n = número de revoluciones de la turbina

rpm = revoluciones por minuto

k_m = factor de momento flector

k_t = factor de momento flector

d = diámetro

τ = esfuerzo en torsión

$[\tau]$ = esfuerzo admisible

J = momento polar de inercia

T = torque

S_e = límite de resistencia a la fatiga

S_e = límite de resistencia a la fatiga de la probeta

S_{ut} = resistencia a la fatiga o resistencia mínima a la tensión

k_a = factor de superficie

k_b = factor de tamaño

k_c = factor de carga

k_d = factor de temperatura

k_e = factor de efectos diversos

S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación

S_{RT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente

q = factor de sensibilidad

F_s = factor de seguridad

i = relación de transmisión

L_c = longitud de correa

V = volúmen

f_r = factor de fricción

h_L = pérdidas de energía debido a la fricción

K = coeficiente de resistencia

g = gravedad

N_{RE} = número de Reynolds

f = *factor de fricción Reynolds*

ϵ = *rugosidad*

A_f = *área de la tubería*

VPN = *valor presente neto*

TIR = *tasa interna de retorno*

IR = *índice de rentabilidad*

$ASTM$ = *American Society for testing and Materials*

$ANSI$ = *American Nacional Standards Institute*

$ASME$ = *American Society of Mechanical Engineers*

$OLADE$ = *Organización Latinoamericana de Energía*

RESUMEN

El objetivo del presente proyecto es diseñar y analizar el funcionamiento de la turbina Michell Banki con el fin de aprovechar la energía hidráulica y estimular la implementación de estos sistemas de generación eléctrica en nuestro país, donde las necesidades y la utilización de energías renovables van en aumento.

Para el estudio los autores han dividido en cuatro capítulos, los cuales detallan el desarrollo y proceso de diseño.

- En el capítulo I se desarrolla un marco teórico, el cual permite entender y abordar los siguientes capítulos.
- En el capítulo II se desarrolla el diseño hidráulico y mecánico de la turbina Michell Banki, basado en el desarrollo matemático y aplicando la teoría de máquinas hidráulicas para dimensionar cada componente de la turbina.
- En el capítulo III se describe la simulación del eje que está acoplado a la turbina con el software Autodesk Inventor, programa para diseño mecánico avanzado en 3D.
- En el capítulo IV se realiza un análisis de costos bajo datos obtenidos, el cual determina la ventaja económica con respecto a otras fuentes energéticas.

ABSTRACT

The aim of this project is to design and analyze the operation of the Michell Banki turbine to benefit from the hydraulic energy produced by this turbine as well as to stimulate the implementation of these electricity generation systems in our country. This is significant as the demand for the use of renewable energies is increasing.

For this study, the authors have divided the following report into four chapters, which explain the processes of development and design.

- Chapter I comprises the corresponding background that aims to explain the content of the following chapters.
- Chapter II explains the hydraulic and mechanical design of the Michell Banki turbine, which is based on mathematical development that applies the theory of hydraulic machines in order to describe the dimensions of each turbine component.
- Chapter III describes the simulation of the axis that is coupled to the turbine with the software Autodesk Inventor, program for advanced mechanical design in 3D.
- Chapter IV discusses a cost-benefit analysis, using the data obtained during this project. This analysis is used to determine the economic advantage of Michell Banki turbine over other energy sources.

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar una Turbina Michell Banki para la utilización en una Pico hidroeléctrica de 3000 watts de potencia.

Objetivos específicos

- Realizar mediciones de caudal en el rio Palacara ubicado en Cahuasqui lugar donde se ejecutará el proyecto.
- Medir el salto de agua donde se construirá el tanque de presión y la casa de máquinas.
- Seleccionar alternativas para diseñar la turbina considerando caudal, salto de agua, parámetros ambientales in situ.
- Evaluar el diseño de la turbina aplicando software computarizado como es *Autodesk Inventor*
- Analizar los costos que intervendrán en la ejecución del proyecto considerando obra civil.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Antecedentes generales

La utilización del agua desde épocas antiguas ha permitido el aprovechamiento agrícola, ganadero y supervivencia humana. Con el nacimiento de la Revolución Industrial empieza el aprovechamiento del recurso para producir energía eléctrica. En este surgimiento aparece la utilización de ruedas hidráulicas que cumplían la función de generar energía. Se puede decir que en la actualidad se lo reconoce como un bien social del mundo, como bien común público o privado y patrimonio de la humanidad [1].

Poco a poco comienza el diseño y creación de centrales basadas en la energía hidráulica como fuente y no es hasta el año 1880, cuando surgen los primeros diseños en Gran Bretaña. Las primeras construcciones usaban un generador, una turbina y la central hidroeléctrica. Para generar una cierta cantidad eléctrica los diseñadores utilizaban el parámetro de cantidad de agua que se mueve en un sistema. Estos parámetros se siguen manejando, sin embargo, en la actualidad los diferentes programas computarizados y tecnológicos permiten llegar a establecer nuevas variables que se emplean para el diseño. Una vez que llega a los generadores eléctricos esta energía es transportada por cables eléctricos [1].

El avance en la tecnología y la investigación han permitido crear nuevas formas de energía más limpia y provechosa. El problema climático entró como tema de discusión para generar cambios, por lo que la energía hidráulica se encuentra como primera fuente renovable en el mundo en la actualidad. En los años noventa la principal productora de energía basada en centrales hidroeléctricas fue Estados

Unidos. Actualmente se suman las grandes potencias y los países con la mayor cantidad de recursos hídricos naturales como es China y Rusia [2].

Se debe conocer que las potencias mundiales nunca han buscado fuentes renovables ni que exista la generación de energía eléctrica a gran escala. Los momentos de crisis que surgen actualmente por el petróleo y las decisiones tomadas por organismos petroleros han provocado un cambio económico. Lo cual ha puesto en marcha lo que se conoce actualmente como energías renovables.

Ecuador es un país petrolero pero al conocer que este recurso es muy limitado, las últimas décadas se ha invertido en fuentes de energía hidráulica. En la actualidad Ecuador ha fomentado el cambio de la matriz energética bajo el uso de combustible fósil a energía renovable, con el único propósito de alcanzar el 93% de energía limpia renovable, con el aprovechamiento del potencial hidráulico, eólico y solar [3].

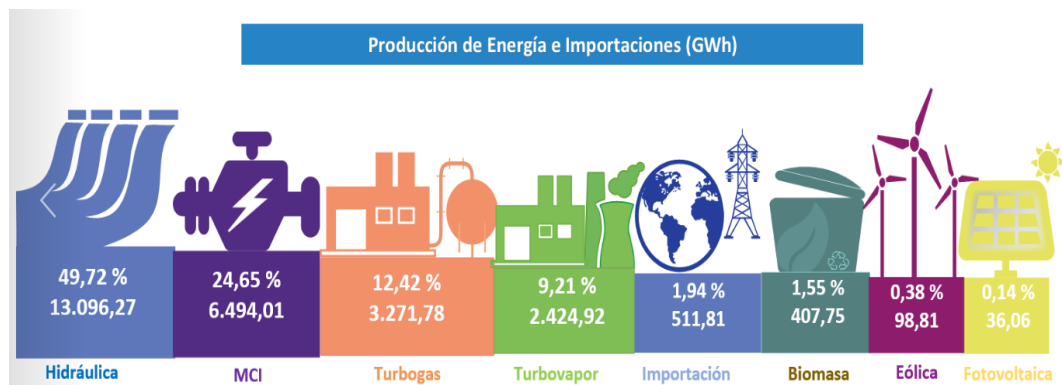


Figura 1. Producción de energía en el Ecuador [3].

En la figura 1 se observa el uso de la energía hidráulica en el Ecuador. Actualmente es aprovechada para la generación eléctrica para las grandes ciudades del país, sin embargo, existen comunidades lejanas y rurales que necesitan mejorar su calidad de vida y donde las energías renovables a pequeña escala con un impacto social han

transformado de alguna manera el desarrollo para mejorar las necesidades de estos lugares [3].

1.2 Proyectos hidroeléctricos a pequeña escala en Ecuador

1.2.1 Proyecto hidroeléctrico Mira

Se ubica en la provincia del Carchi al norte del Ecuador en el río Baboso con afluencia en el río Mira y cuya desembocadura llega al Océano Pacífico, con una potencia de 0.96 MW se encuentra en funcionamiento para las comunidades ubicadas en la provincia de Esmeraldas [4] . El proyecto Mira posee una turbina Francis de eje horizontal, una altura de 34 metros y trabaja para un caudal de $2 \text{ m}^3/\text{s}$ [5]. En la figura 2 se observa las obras de captación, la conducción del agua y la casa de máquinas.



Figura 2. Proyecto hidroeléctrico Mira [4].

1.2.2 Central hidroeléctrica Gualaceo

Este proyecto inicia en 1968 en la ciudad de Gualaceo a orillas del río San Francisco. Su potencia es de 232 KW pero no es hasta 1984 que deja su trabajo operativo. Actualmente se asignó hace pocos años un monto económico por parte del Ministerio de Electricidad para la rehabilitación de la misma [4]. Este proyecto

posee una turbina Francis, funciona con un caudal nominal de $0,650 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura de 97,1m [6]. La figura 3 indica las partes que se encuentran en rehabilitación.



Figura 3. Partes del proyecto hidroeléctrico Gualaceo [4].

1.2.3 Proyecto hidráulico Chorrillos

Se encuentra en Zamora Chinchipe sur oriente del Ecuador a las cercanías del puente La Fragancia y cuya capacidad es de 3.96 MW. La pequeña central hidroeléctrica trabaja con el río Zamora y la quebrada Chorrillos. Este proyecto consta de dos turbinas Pelton y se encuentra en la fase de instalación del segundo tramo de la tubería de presión [4].

1.3 Ventajas de las pequeñas centrales hidroeléctricas

Pueden ser una alternativa energética por su bajo costo, impacto ambiental y construcción. Si realizamos una comparación con grandes proyectos hidroeléctricos estas centrales cumplen la función de disminuir las necesidades de energía a lugares rurales y donde la ubicación geográfica es desfavorable.

1.4 Desventajas de las pequeñas centrales hidroeléctricas

- Cuando se realiza un levantamiento civil, topográfico y principalmente su construcción hay daño al hábitat.

- En ocasiones no alcanzan su máximo potencial ya que las comunidades como prioridad toman al recurso hídrico para alimentación de su ganado y sembríos agrícolas, lo que provoca que no se obtenga parámetros deseados.
- Un factor que influye en las centrales hidroeléctricas es el cambio climático lo que ocasiona que exista una variación de caudal.

1.5 Tipos de pequeñas centrales hidroeléctricas

Las pequeñas centrales hidroeléctricas se pueden clasificar según la potencia que generan, como se indica en la tabla 1.

Tabla 1. Clasificación de las centrales hidroeléctricas por su potencia generada [7].

TIPO	POTENCIA
Micro-centrales	Menores a 100 kW
Mini-centrales	101 kW a 2000 kW
Pequeñas centrales	2001 kW a 10000 kW
Pico-centrales	0,2 kW a 5 kW

1.6 Topografía y altura

Las centrales hidroeléctricas se condicionan y se limitan por el sitio, topografía del terreno y la altura del salto como se indica en la tabla 2 [8].

Tabla 2. Altura y caída de las centrales hidroeléctricas [8].

Tipo de caída	Altura
Alta	Mayores a 150 metros
Media	50 – 150 metros
Baja	2 – 20 metros

1.7 Impacto ambiental

El efecto que causa al medio ambiente es el daño a terrenos fértiles con vegetación, deterioro de comunidades por la implementación de las centrales hidroeléctricas como se indica en la figura 4.



Figura 4. Centrales hidroeléctricas [9].

En la figura 5 se muestra una disminución del cauce en los ríos en ocasiones se disminuye la población de peces.



Figura 5. Disminución del cauce [9].

Por este motivo es favorable realizar un pico-central hidroeléctrico por su espacio y valor económico. También facilita a las personas de sus alrededores que no cuentan con uno de los principales servicios básicos como es la electricidad.

1.8 Impacto económico y social

En nuestro país el costo de una hidroeléctrica es muy elevado, por lo que se necesita financiamiento extranjero. A continuación se indica la inversión de los proyectos más emblemáticos del país.

- Captación de la Central Hidroeléctrica Coca-Codo Sinclair Quijos (Napo).
US 118,28 millones [10].
- Fase de Construcción Central Hidroeléctrica Sopladora Sevilla de Oro (Azuay) US 735,19 millones (incluye IVA, No incluye costos de financiamiento) [11].

1.9 Turbinas hidráulicas

Es un conjunto de álabes en el interior de una cámara o carcasa. Debido a la velocidad del flujo de agua rige la velocidad de rotación de una turbina [12].

La turbina al generar movimiento en el eje se puede clasificar en:

- Turbina horizontal
- Turbina vertical

1.10 Clasificación de las turbinas

1.10.1 Turbinas de acción.

Son aquellas en el que el fluido no sufre ningún cambio de presión a través de su paso por el rodete. La presión del fluido a la entrada de la turbina se reduce hasta la presión atmosférica, carecen de tubería de aspiración. La figura 6 indica como es una turbina de acción [13].

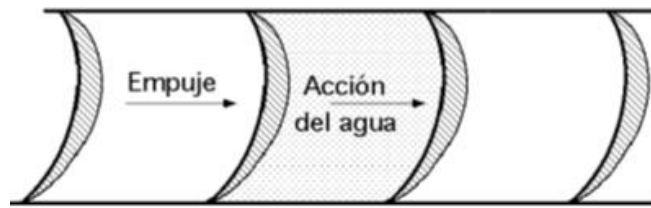


Figura 6. Turbinas de acción [13].

1.10.2 Turbinas de reacción.

Son aquellas en las que el fluido sufre un cambio de presión considerable en su paso por el rodete como se indica en la figura [13].

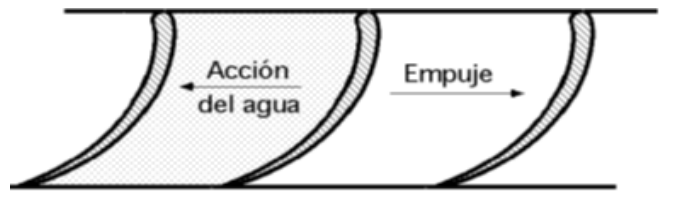


Figura 7. Turbinas de reacción [13].

1.11 Clasificaciones por la dirección del agua

Hay que tomar en cuenta la dirección del agua, que ingresa en las turbinas.

a) Axiales (Kaplan, Hélice, Bulbo)

En la figura 8 el fluido ingresa de forma paralela al eje, permitiendo así el movimiento del rodete y obteniendo altas eficiencias y caudales de $600 \frac{m^3}{s}$

[14].

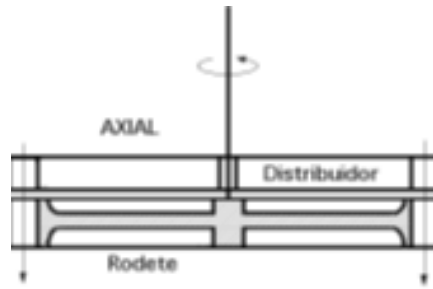


Figura 8. Turbina axial [13].

b) Radiales (Centrípetas y Centrifugas)

En la figura 9 ingresa el agua de forma perpendicular al eje, provocando el giro del rodete, se pueden clasificar en dos grupos:

- Cuando el agua ingresa desde el interior hacia el exterior se las conoce como centrifugas [15].
- Cuando el agua ingresa desde el exterior hacia el interior se llaman centrípetas [15].

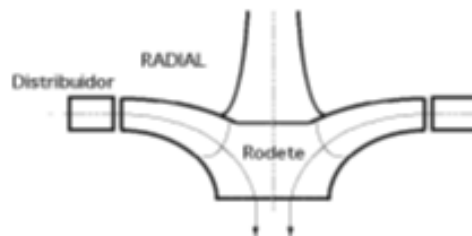


Figura 9. Turbina radial [13].

c) Mixtas

La clasificación mixta se toma en cuenta todas las combinaciones anteriores.

d) Tangenciales (Pelton)

En las turbinas tangenciales como en la figura 10, el agua ingresa de forma lateral y tangencial contra las palas o cucharas de las ruedas [15].

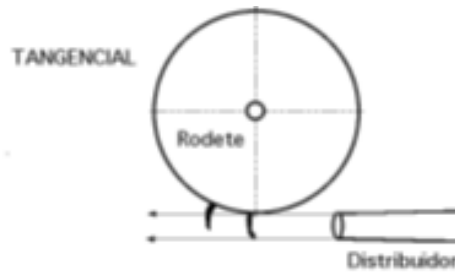


Figura 10. Turbina tangencial [13].

1.12 Tipos de turbina

1.12.1 Turbina de reacción

1.12.1.1 Turbina Fourneyron

En la figura 11 el rodete se mueve sumergido en agua y tiene mayor diámetro, es una turbina radial centrifuga, no se construye en la actualidad [15] .

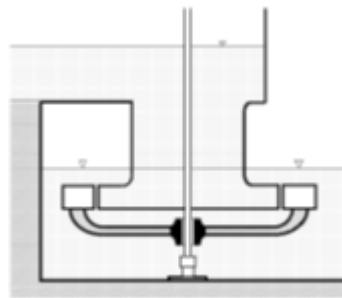


Figura 11. Turbina Fourneyron [13].

1.12.1.2 Turbina Heuschel Jonval

En la figura 12 el rodete es inaccesible, es una turbina axial con tubo de aspiración, no es muy empleada y por lo tanto no se construye en la actualidad [13].

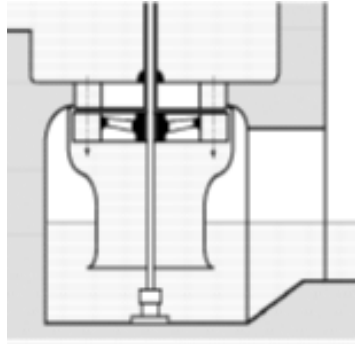


Figura 12. Turbina Heuschel Jonval [13].

1.12.1.3 Turbina Francis

Es una turbina radial centrípeta con tubo de aspiración como se muestra en la figura 13 el rodete es accesible y manipulable, es de fácil manejo por lo tanto es regulable, se desempeña en altas revoluciones utilizado saltos variables de 0,5m hasta 180m [15]. Características lentas, rápidas, normales y extra rápidas las cuales son las más empleadas en la industria [15].

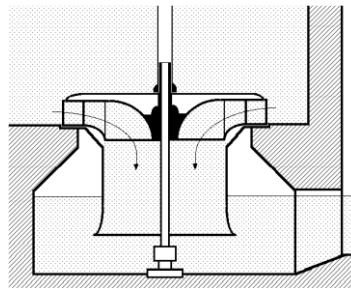


Figura 13. Turbina Francis [13].

1.12.1.4 Turbina Kaplan

El rodete está constituido de álabes en forma de hélices. En la figura 14 se presenta una turbina Kaplan. Las características de esta turbina es su utilización a pequeñas alturas, rendimiento elevado, tiene un paso variable por sus palas orientables y se desempeñan como turbinas hélices debido a que también tienen palas fijas [13].

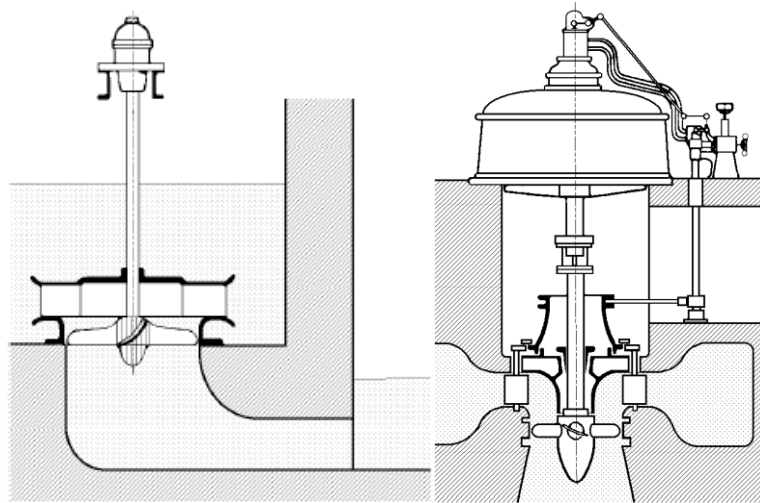


Figura 14. Turbina Kaplan [13].

1.12.2 Turbinas de acción

1.12.2.1 Turbina Pelton

La turbina Pelton trabaja de forma tangencial como se indica en la figura 15 [13].

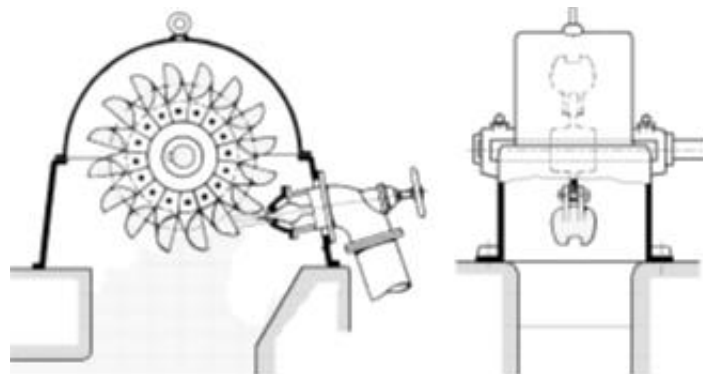


Figura 15. Turbina Pelton [13].

1.12.2.2 Turbina Zuppinger

La turbina está constituida por una rueda tangencial de cucharas como se muestra en la figura 16 [16].

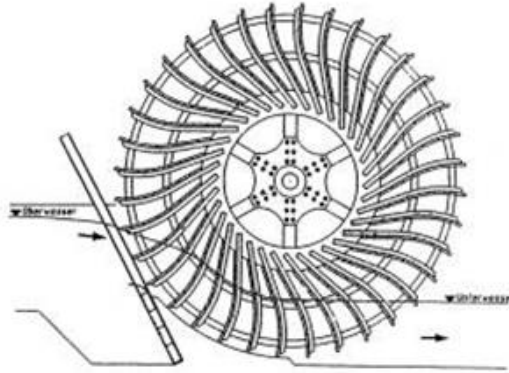


Figura 16. Turbina Zuppinger [16].

1.12.2.3 Turbina Schwamkrug

Es una turbina radial y centrífuga como se indica en la figura 17 que provocan un rendimiento desde del interior hacia el exterior del fluido generando una eficiencia alta [15].

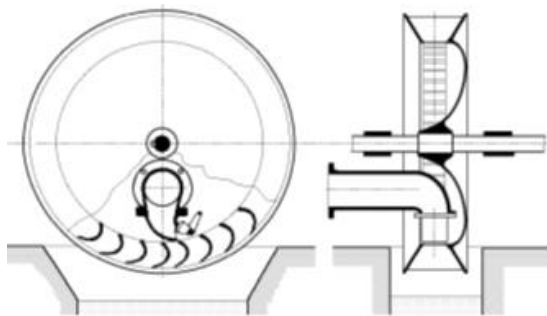


Figura 17. Turbina Schwamkrug [15].

1.12.2.4 Turbina Girard

Está constituida por un rodete fuera del agua como se indica en la figura 18, es una turbina axial y depende del nivel del cauce (agua), porque si tiene un nivel inferior trabaja a una acción normal, genera mejores condiciones pero no se utiliza en la actualidad [15].

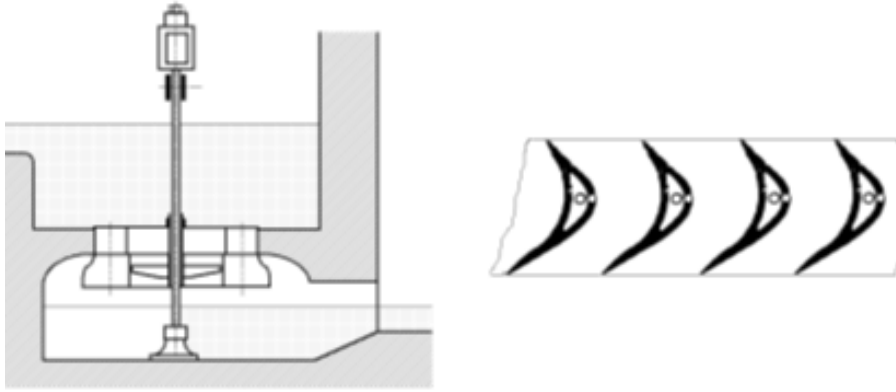


Figura 18. Turbina Girard [15].

1.12.2.5 Turbina Michell, o Banki

El rodete está formado por álabes que permiten al agua pasar dos veces, generando amplios rangos de caudal como se indica en la figura 19, es construido para la implementación de agricultura o suministro de agua en la actualidad.

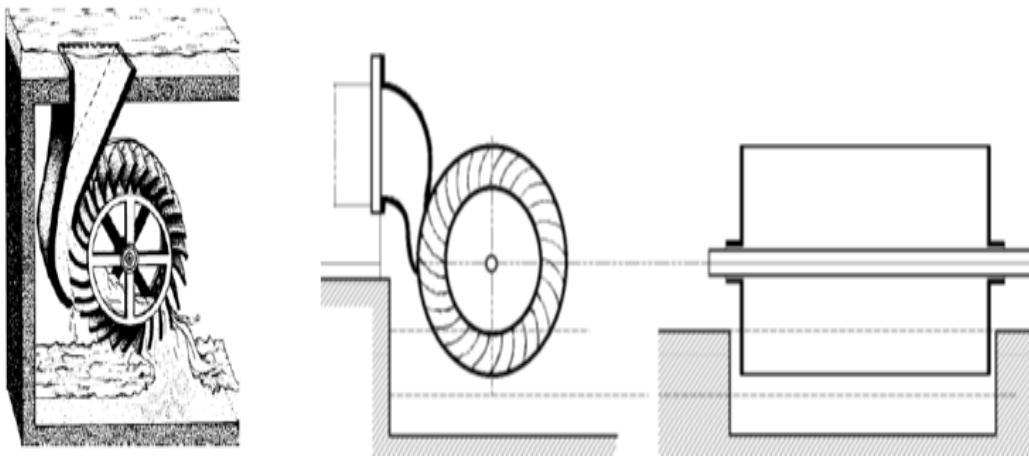


Figura 19. Turbina Michell Banki [15].

1.13 Parámetros de selección

Capacidad de la máquina: Es la aptitud para producir la máquina dentro de las especificaciones y límites de tolerancia.

Costo de fabricación: Son los gastos para mantener el proyecto en funcionamiento.

Costo de compra: Son los gastos que se utilizan en materiales y productos que se necesitan en el diseño.

Seguridad de uso: Proceso que encierra un peligro para la integridad física de las personas durante el funcionamiento.

Disponibilidad de los materiales: Planificación y comprobación para identificar la disponibilidad de los recursos en las distintas fases del proceso de diseño.

Facilidad de construcción: Permite conocer la eficiencia de su construcción, con una satisfacción al cliente.

Facilidad de operación: Permite conocer la operación de la máquina, en función de su complejidad o facilidad de manejo.

Mantenimiento: Es la conservación de la maquinaria y equipo con el fin de maximizar su disponibilidad.

Vida útil: Es la duración que se estima al proyecto para desarrollar correctamente las funciones con las que fue diseñada. En la tabla 3 se da valor a cada característica mediante una calificación.

Tabla 3. Comparación de alternativas

Característica	Calificación
Capacidad de la máquina	<ol style="list-style-type: none">1. Bajo2. Medio3. Alto
Costo de fabricación	<ol style="list-style-type: none">1. Alto2. Accesible3. Económico
Costo de compra	<ol style="list-style-type: none">1. Alto2. Accesible3. Económico
Seguridad de uso	<ol style="list-style-type: none">1. Riesgo alto2. Riesgo normal3. Riesgo bajo
Disponibilidad de materiales	<ol style="list-style-type: none">1. No disponible2. Bajo pedido3. Accesible

Característica	Calificación
Facilidad de construcción	<ol style="list-style-type: none"> 1. Alta complejidad 2. Complejidad media 3. Baja complejidad
Facilidad de operación	<ol style="list-style-type: none"> 1. Alta complejidad 2. Complejidad media 3. Baja complejidad
Mantenimiento	<ol style="list-style-type: none"> 1. Alto costo de mantenimiento 2. Mantenimiento accesible 3. Mantenimiento económico
Vida útil	<ol style="list-style-type: none"> 1. De 1-3 años 2. De 4-7 años 3. De 8-10 años

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

1.14 Selección de la alternativa más adecuada

En la tabla 4 se realiza una calificación entre las turbinas en base a las características de operación.

Tabla 4. Selección de turbina

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Características	Michell Banki	Pelton	Francis
Capacidad de máquina	2	1	1
Costo-fabricación	2	1	1
Costo de compra	3	1	1
Seguridad de uso	3	1	1
Disponibilidad de materiales	3	1	1
Facilidad para su construcción	3	2	1

Características	Alternativa 1 Michell Banki	Alternativa 2 Pelton	Alternativa 3 Francis
Facilidad para la operación	3	2	1
Mantenimiento	3	2	1
Vida útil	2	2	2
TOTAL	24	13	10

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Con los resultados totales de cada alternativa se puede decir que la opción más conveniente para el diseño es la turbina Michell Banki.

1.15 Turbina de flujo transversal

Se utiliza para generar energía eléctrica en función del aprovechamiento de ríos y caudales, donde las grandes centrales hidroeléctricas tienen un mayor impacto ambiental y mayor inversión económica [17]. La gran ventaja de este tipo de turbinas son su fácil construcción, diseño, costo, impacto ambiental y su gran rendimiento a pequeña escala. Con el pasar del tiempo la tecnología, explotación de los recursos y la contaminación ambiental vuelven atractivas este tipo de tecnologías para reducir los daños al planeta y reducir los daños que se están

sintiendo con el cambio climático. Esta turbina trabaja con alturas de 1 a 100 metros y en su diseño posee álabes que permite una regulación de caudal y de potencia ya que pueden ser ajustables.

Aunque esta turbina se conoce como sistema a pequeña escala los estudios y avances tecnológicos han permitido el desarrollo de turbinas para generación de energía eléctrica superior a los 5MW de potencia [17].

1.15.1 Características

Es una turbina de doble efecto lo cual hace que la energía del agua que es transferida al rotor se divida en dos fases. Tomar en cuenta que cuando el rodete sea menor disminuye el rendimiento hidráulico. Se debe tener en cuenta que mientras más grande es el rodete tiene una velocidad de trabajo menor como se indica en la figura 20 [15].

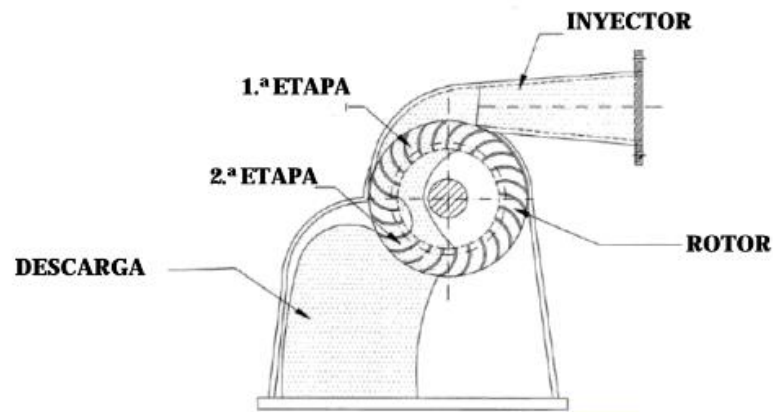


Figura 20. Características de la turbina Michell Banki [15].

La turbina tiene una eficiencia máxima menor que las turbinas Kaplan, Francis y Pelton, pero tiene una buena regulación de caudal y potencia debido a que sus álabes son ajustables, tiene un rango menor de 2000kW y son utilizadas para micro hidroeléctricas.

Entre las características a resaltar se tiene:

- Fácil acceso para el mantenimiento preventivo y correctivo, ya que conservan residuos entre los álabes de flujo.
- El caudal no influye necesariamente en el diámetro de la turbina.

1.15.2 Requisitos de diseño para la turbina Michell Banki

Tabla 5. Rango de operaciones [18].

Rangos de Operación	
Altura (H)	$1m \leq H \leq 100m$
Caudal (Q)	$0,2 \frac{m^3}{s} \leq Q \leq 7 \frac{m^3}{s}$
Potencia (P)	$P \leq 1MW$
Velocidad específica (ns)	$30 \leq ns \leq 180$

1.15.3 Componentes

La turbina está compuesta por una carcasa, rodete, distribuidor y un tubo de aspiración [15].

1.15.3.1 Rodete

El rodete es la parte fundamental en la turbina y va a desempeñar el trabajo en función del flujo que recorre. Se encuentra equipado por un acero perfilado laminado por preferencia un acero P20. Puede llegar a tener hasta 37 palas y producen un empuje axial pequeño [13].

1.15.3.2 Carcasa

Es la parte externa donde los componentes se acoplan entre sí, pueden ser de acero, robustas y muy resistentes a los golpes. Existen carcasas de fundición gris que son muy pesadas en comparación de las carcasa de acero [13].

1.15.3.3. Tubo de aspiración

Por medio de las desviaciones se obtiene un funcionamiento correcto y forman una eficiencia alta durante el proceso de las caídas [17].

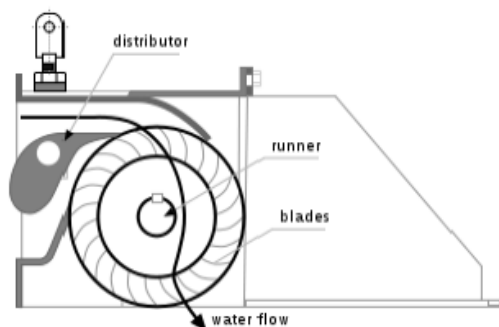


Figura 21. Partes de una turbina [17].

1.15.4 Funcionamiento

Los componentes más importantes en la turbina son el rotor y el inyector. El rotor posee dos discos paralelos que se encuentran unidos a los álabes con curvaturas en forma de sector circular. El agua también se sustituye mediante una descarga a presión atmosférica [19].

El inyector tiene una sección rectangular de sentido transversal unida a la tubería. Por medio del inyector el agua es dirigida hacia el rotor y es encaminada hacia el álabe de la turbina, para obtener un aprovechamiento en función de su energía cinética.

La energía hidráulica que ingresa al rodete transmite su potencia , al ingreso y salida de la turbina. Se la conoce también turbina de doble efecto. En su primera etapa se entrega aproximadamente un 70 % de la energía total que se transmite al rotor y en la segunda etapa el 30% restante.

Especialistas en la rama sitúan el rendimiento hidráulico entre un 60% y 70%, pero en general muchos autores indican entre un 70% a 89% de rendimiento [19].

La curva de funcionamiento es aplanada y se obtiene altas eficiencia por su geometría y tipo de álabe [19].

Este tipo de turbina se utiliza en ríos con caudales pequeños. Estos sistemas llevan muy poca agua con respecto a otros, por tanto, en el diseño se debe considerar un mínimo caudal que será un valor parcial en épocas de alto flujo. Por medio de la curva característica de rendimiento para cada turbina, se considera el trayecto del tiempo que va a producir energía eléctrica [19].

CAPÍTULO II

CÁLCULO Y DISEÑO

2.1 Caudal

Para la obtención de caudales se utiliza dos métodos: directos e indirectos. La forma más sencilla es el cálculo del tiempo y volumen.

Directos:

- Velocidad y superficie
- Dilución con trazador o sistema de integración

Indirectos:

- Vertederos
- Ultrasonido

El método que se utilizó para la medición del caudal se llama velocidad-superficie, el cual consiste en medir la velocidad del agua y el área en una sección del río [20].

Cuando el río sufre crecientes de caudal, los niveles del fluido son distintos. El instante que suben los niveles el flujo se acelera, la velocidad es mayor y al contrario, cuando pierde caudal el río, reduce su velocidad [21].

Para obtener un caudal de diseño se realiza mediciones en diferentes etapas del año y se conoce como curva de calibración. Esto permite conocer el comportamiento del río en épocas secas y lluviosas. [21].

2.1.1 Velocidad

Para medir la velocidad del río, se tomó tres metros de referencia y seis ensayos para obtener el tiempo como se indica en la tabla 6.

$$Velocidad (V) = \frac{\text{Distancia (metros)}}{\text{Tiempo (segundos)}} = \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.1)$$

Tabla 6. Parámetros de velocidad y distancia.

Rangos obtenidos (Cahuasqui)	
Distancia referenciada: 2.3 metros	
Ensayos	Tiempo (s)
1	4.40
2	5.00
3	4.92
4	4.90
5	5.00
6	3.86
Promedio	4.86

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Una vez que se obtienen los parámetros se calcula la velocidad mediante la ecuación (2.1) obteniendo como resultado:

$$Velocidad (V) = \frac{2.3m}{5.00s} = \left(0.46 \frac{m}{s} \right) \quad (2.2)$$

El caudal se ha obtenido midiendo la sección en tres partes.

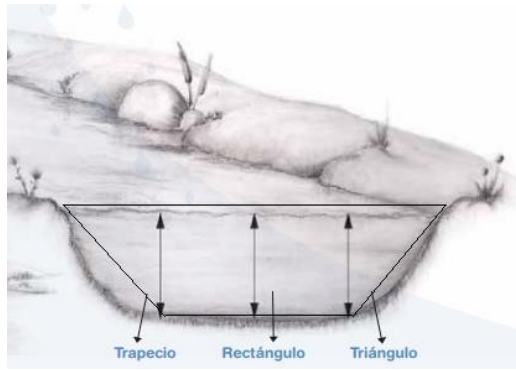


Figura 22. Sección del río [20].

Área de sección del río:

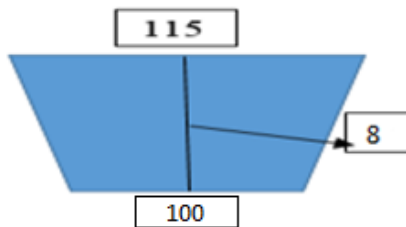


Figura 23. Diagrama del río

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

$$\text{Área del trapecio} = \frac{(\text{Base mayor} + \text{Base menor})}{2} * \text{Altura} = m^2 \quad (2.3)$$

$$\text{Área del trapecio} = \frac{(115 \text{ cm} + 100 \text{ cm})}{2} * 8 \text{ cm} = 860 \text{ cm}^2 = 0.086 \text{ m}^2 \quad (2.4)$$

$$\text{Caudal}(Q) = \text{Área de la sección}(A) * \text{Velocidad}(V) = \frac{m^3}{s} \quad (2.5)$$

$$\text{Caudal}(Q) = 0.086 \text{ m}^2 * 0.46 \left(\frac{m}{s} \right) = 0.03956 \frac{m^3}{s}$$

$$\text{Caudal}(Q) = 0.04 \frac{m^3}{s}$$

Obteniendo el caudal al ingreso del tanque.

2.1.2 Ecuación de William-Hazen

$$Q = 0.849 * C * R^{0.63} * S^{0.54} \quad (2.6)$$

Donde:

C: Rugosidad de la tubería a usar

Q: Caudal $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

R: Radio interior de la tubería (metros)

S: Perdida de carga por unidad de longitud (metros)

$$S = \frac{\text{Altura}}{\text{Longitud de tubería}} \quad (2.7)$$

$$S = \frac{10m}{71.71m} = 0.139m \quad (2.8)$$

Material	Coficiente
Asbesto-cemento (nuevo)	135
Cobre y Latón	130
Ladrillo de saneamiento	100
Hierro fundido, nuevo	130
Hierro fundido, 10 años de edad	107 – 113
Hierro fundido, 20 años de edad	89 – 100
Hierro fundido, 30 años de edad	75 – 90
Concreto, acabado liso	130
Concreto, acabado común	120
Acero galvanizado (nuevo y usado)	125
Acero remachado nuevo	110
Acero remachado usado	85
PVC	140
PE	150
Plomo	130 -140
Aluminio	130

Figura 24. Tabla de coeficientes Hazen Williams [22].

$$Q = 0.849 * C * R^{0.63} * S^{0.54} \quad (2.9)$$

Tubería de acero 6 plg SCH 40 con $D_i = 0.1541 \text{ m}$ dónde $R = 0.07705 \text{ m}$.

Coeficiente = 125

$$Q = 0.849 * 125 * (0.07705)^{0.63} * 0.139^{0.54} \quad (2.10)$$

$$Q = 7.27 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (2.11)$$

El caudal que corre por una tubería de acero, supera el rango requerido lo que indica un buen porcentaje de caudal. Los siguientes parámetros permiten realizar los cálculos de diseño con el caudal mínimo requerido de la turbina.

En la figura 25 se muestra la variación en el tiempo del caudal, durante un periodo de 7 semanas.

$$\text{Caudal}(Q) = 0.2 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

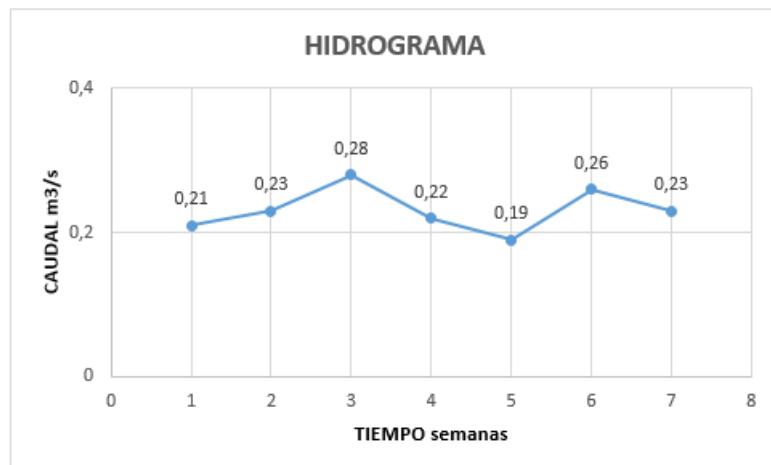


Figura 25. Hidrograma

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

2.2 Altura

Las hidroeléctricas son instalaciones que aprovechan la energía potencial gravitatoria contenida en los ríos para transformarla en energía eléctrica mediante turbinas hidráulicas.

Para conocer la altura de diseño se debe realizar un estudio topográfico del terreno con el fin de obtener valores exactos de altura y distancia para la casa de máquinas, tubería de alta presión y ubicación del tanque de almacenamiento.

2.2.1 Medición de diferencias de altura

Se realiza las mediciones del terreno a diferentes niveles, se calcula la altura de los puntos dados y se dibuja en un plano topográfico. La diferencia de nivel entre dos puntos generalmente se mide con un dispositivo llamado nivel [23].

La estación total es un aparato electro óptico cuyo funcionamiento es realizar medición de ángulos, lectura de distancias mediante onda electromagnética de distintas frecuencias que rebota en un prisma, ubicado en el punto a medir y regresa con la variación o desfase entre ondas. En la figura 26 se indica las partes que forman la estación total [24].

Para calcular la altura neta se localiza dos puntos estratégicos: el lugar donde va a ser instalado el tanque de presión y la ubicación de la turbina. Para conocer la diferencia que existe entre estos dos puntos se utiliza el equipo topográfico y el equipo de localización GPS, con lo que se obtiene los siguientes valores:

- Tanque de presión: 2226.650 msnm
- Turbina: 2216.100 msnm

Con estos datos se obtiene una diferencia de 10.55 metros de altura. Para el diseño de la turbina se toma el salto neto de 10 metros.

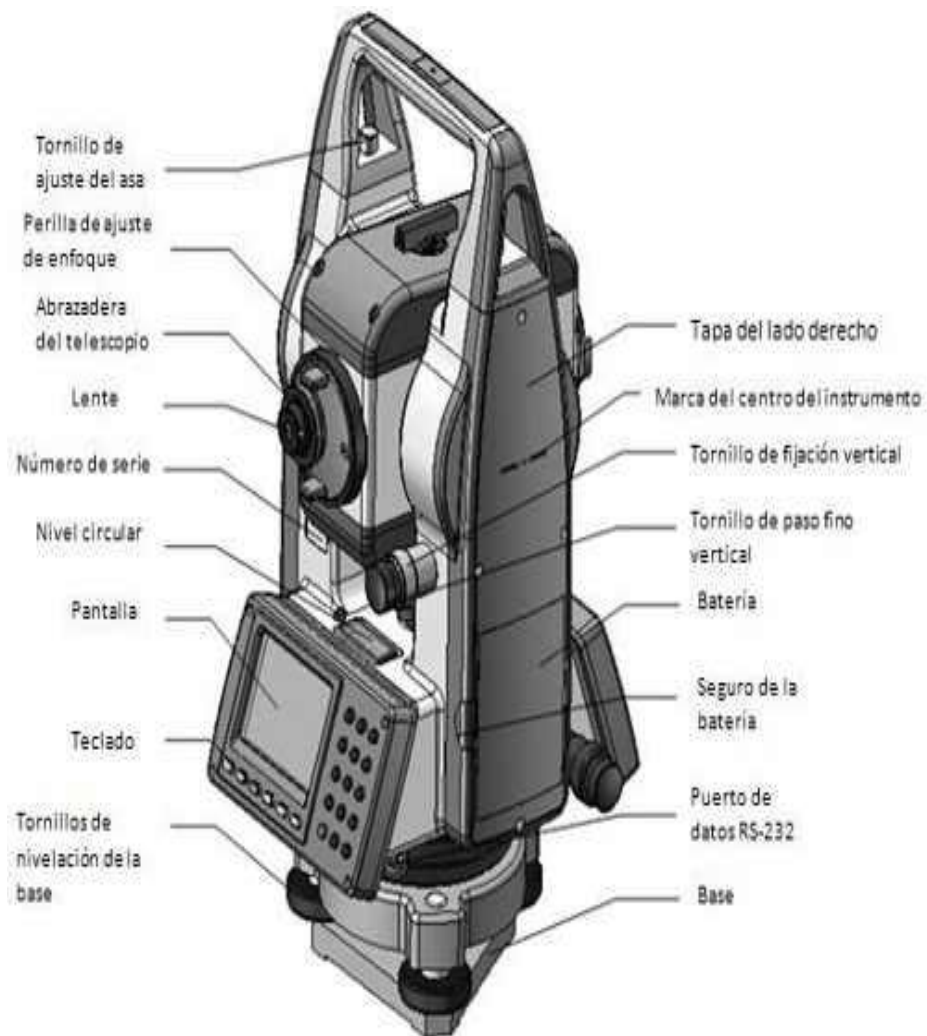


Figura 26. Partes de la estación total topográfica [25].

2.3 Flujo de fluidos y la ecuación de Bernoulli

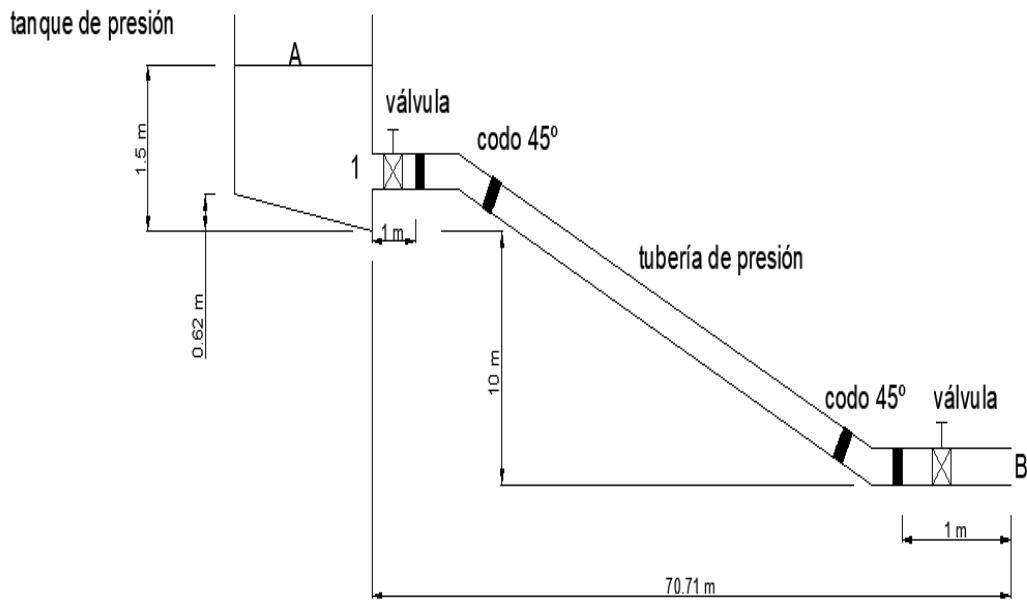


Figura 27. Esquema de análisis del flujo de fluidos

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza

2.4 Coeficientes de resistencia para válvulas y acoplamientos

Para obtener las pérdidas menores que sufren las válvulas y acoplamientos, se identifica los coeficientes de resistencia de los componentes a utilizar, (Válvula de mariposa, codo) como se indica en la figura 28 y 29 [26].

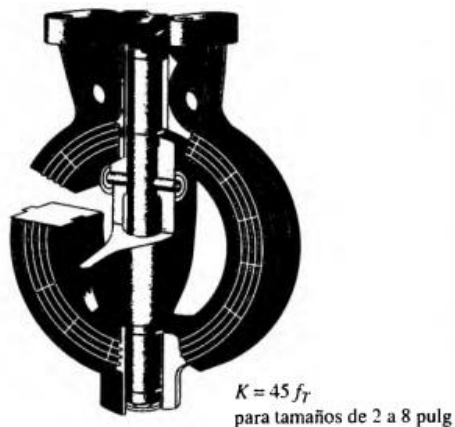


Figura 28. Válvula de mariposa [27].

Fuente: Crane Valves, Signal Hill, CA.

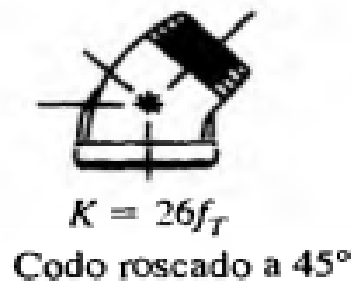


Figura 29. Codo roscado a 45° [28].

Fuente: Crane Valves, Signal Hill, CA.

Mediante el factor de fricción como se indica en la tabla 7 del tamaño nominal de las tuberías obtendremos el coeficiente de resistencia.

Tabla 7. Factor de fricción en la zona de turbulencia [28].

Tamaño nominal de tuberías (<i>pu</i> lg)	Factor de fricción (<i>fr</i>)
3	0.018
6	0.015

Fuente: Crane Valves, Signal Hill, CA.

Tabla 8. Dimensiones de tubería de acero cedula 40 [29].

Tamaño nominal de tuberías (<i>pu</i> lg)	Diámetro interior (<i>mm</i>)	Flujo de área (m^2)
3	77.9	4.768×10^{-3}
6	154.1	1.864×10^{-2}

Fuente: Crane Valves, Signal Hill, CA.

2.4.1 Pérdidas menores

Datos:

K_1 : 0.5 Coeficiente de resistencia a la salida del tanque

K_2 : 1 Coeficiente de resistencia a la salida de la tubería

Válvula mariposa 6" (factor de fricción $f_t = 0.015$) [28].

$$K = 45 f_t \quad (2.12)$$

$$K = 45 * 0.015$$

$$K_3 = 0.675$$

Válvula mariposa 3" (factor de fricción $f_t = 0.018$) [28].

$$K = 45 f_t$$

$$K = 45 * 0.018$$

$$K_4 = 0.81$$

Codos:

Codo roscado de 45° de 6" (factor de fricción $f_t = 0.015$) [28].

$$K = 26 f_t \quad (2.13)$$

$$K = 26 * 0.015$$

$$K_5 = 0.39$$

Codo roscado de 45° de 3" (factor de fricción $f_t = 0.018$) [28].

$$K = 26 f_t$$

$$K = 26 * 0.018$$

$$K_6 = 0.468$$

Por lo tanto tenemos que:

$$Q = 0.2 \frac{m^3}{s}$$

$$\phi_{int} = 0.1541 \text{ m (Tubería de 6")}$$

$$A = \pi \frac{\phi^2}{4} = \pi * \frac{(0.1541)^2}{4}$$

$$\text{Caudal} = \text{Velocidad} * \text{Área}$$

$$Q = V * A \quad (2.14)$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{0.2 \frac{m^3}{s}}{\pi \frac{(0.1541)^2 m^2}{4}}$$

$$V = 10.72 \frac{m}{s}$$

Las pérdidas menores se calculan con la ecuación (2.15):

h_L : Pérdida de energía debido a la fricción

K : Coeficiente de resistencia

V : Velocidad promedio del flujo

g : Gravedad ($9.81 \frac{m}{s^2}$)

$$h_L = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (2.15)$$

$$h_L = (K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6) \left(\frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (2.16)$$

$$h_L = (0.5 + 1 + 0.675 + 0.81 + 0.39 + 0.468) m \left(\frac{10.72^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L1} = 22.509 m$$

2.4.2 Pérdidas mayores

Datos:

Tubería 6" SCH 40

$$\phi_{\text{int}} = 154.1 \text{ mm} = 0.1541 \text{ m}$$

$$Af = 1.864 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

Las pérdidas mayores se calculan con la ecuación de Darcy [30].

h_L : Pérdida de energía debido a la fricción (m)

f : Factor de fricción lineal

L : Longitud de la corriente de flujo (m)

D : Diámetro interior de la tubería (m)

V : Velocidad promedio del flujo (m/s)

g : Gravedad ($9.81 \frac{m}{s^2}$)

$$h_L = f \frac{L}{D} \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (2.17)$$

Para sacar el valor del factor de fricción de la ecuación desarrollada por P.K Swamme y A. K. Jain [31].

ϵ : Rugosidad = $4.6 \times 10^{-5} m$ Se obtuvo del material acero comercial [32].

f : Factor de fricción

N_{RE} : Numero de Reynolds

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \frac{D}{\epsilon}} \right) + \left(\frac{5.74}{N_{RE}^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (2.18)$$

Por lo tanto tenemos que:

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.1541 m}{4.6 \times 10^{-5} m} = 3350 \quad (2.19)$$

También el número de Reynolds:

D : Diámetro interior de la tubería (m)

V : Velocidad promedio del flujo ($\frac{m}{s}$)

ν : Viscosidad cinemática del agua a una temperatura ambiente ($8.94 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$)

$$N_{RE} = \frac{V * D}{\nu} \quad (2.20)$$

$$N_{RE} = \frac{10.72 \frac{m}{s} * 0.1541m}{8.94 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}}$$

$$N_{RE} = 1847821029$$

Mediante los resultados, se obtendría el factor fricción de la ecuación (2.18):

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \frac{D}{\epsilon}} \right) + \left(\frac{5.74}{N_{RE}^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(3350)} \right) + \left(\frac{5.74}{(1847821029)^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0.0149$$

De la ecuación (2.17), obtendría la pérdida de energía por fricción:

$$h_L = f \frac{L}{D} \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

$$h_L = (0.0149) \frac{(71.71m)}{(0.1541)} \left(\frac{(10.72)^2}{2 * 9.81} \right)$$

$$h_{L2} = 40.65m$$

Tubería 3" SCH 40

$$\phi_{int} = 77.9 \text{ mm} = 0.0779m$$

$$Af = 4.768 \times 10^{-2} m^2$$

Las pérdidas mayores se calculan con la ecuación (2.17) de Darcy [30]:

$$h_L = f \frac{L}{D} \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

Para sacar el valor del factor fricción de la ecuación (2.18):

ϵ : Rugosidad = $4.6 \times 10^{-5} m$ Se obtuvo del material acero comercial [32].

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \frac{D}{\epsilon}} \right) + \left(\frac{5.74}{N_{RE}^{0.9}} \right) \right]^2}$$

De la ecuación (2.19) tenemos que:

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0779m}{4.6 \times 10^{-5} m} = 1693.478$$

El número de Reynolds de la ecuación (2.20):

ν : Viscosidad cinemática del agua a una temperatura ambiente ($8.94 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$)

$$N_{RE} = \frac{V * D}{\nu}$$

$$N_{RE} = \frac{10.72 \frac{m}{s} * 0.0779m}{8.94 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}}$$

$$N_{RE} = 934102.9083$$

Mediante los resultados, se obtendría el factor lineal:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \frac{D}{\epsilon}} \right) + \left(\frac{5.74}{N_{RE}^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(1693.478)} \right) + \left(\frac{5.74}{(934102.9083)^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0.0179$$

De la ecuación (2.17), obtendría la pérdida de energía por fricción:

$$h_L = f \frac{L}{D} \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

$$h_L = (0.0179) \frac{(1m)}{(0.0779)} \left(\frac{(10.72)^2}{2 * 9.81} \right)$$

$$h_{L3} = 1.345m$$

Las pérdidas de energía total:

$$h_{LT} = h_{L1} + h_{L2} + h_{L3} \quad (2.21)$$

$$h_{LT} = 22.509m + 40.65m + 1.345m$$

$$h_{LT} = 64.504m$$

Una vez obtenidos los datos, con la ecuación de Bernoulli.

$P_A = 0$; $V_A = 0$ Por ser nuestro eje de referencia y $P_B = 0$ por estar a la atmósfera:

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B + h_L \quad (2.22)$$

Despejar V_B de la ecuación (2.22) y la diferencia $(Z_A - Z_B) = 11.5m$:

$$V_B = \sqrt{(Z_A - Z_B) * 2 * g} \quad (2.23)$$

$$V_B = \sqrt{(11.5m) * 2 * 9.81}$$

$$V_B = 15.02 \frac{m}{s}$$

$P_A = 0$; $V_A = 0$ Por ser nuestro eje de referencia y por estar a la atmósfera
despejamos P_B de (2.22):

$$\gamma = 9.807 \frac{KN}{m^3}$$

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B + h_L$$

$$\frac{P_B}{\gamma} = (Z_A - Z_B) - h_L - \frac{V_B^2}{2g}$$

$$P_B = \gamma \left[(Z_A - Z_B) - h_L - \frac{V_B^2}{2g} \right] \quad (2.24)$$

$$P_B = 9.807 \frac{KN}{m^3} \left[(11.5m) - 64.504m - \frac{15.02^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right]$$

Si sale negativo es porque está en succión

$$P_B = 632.575 KPa$$

Con la presión que va a ingresar al rodete:

$$P_B = 632.575 \text{ KPa} = 91.747 \text{ psi}$$

2.5 Velocidad del flujo en la boca de pato

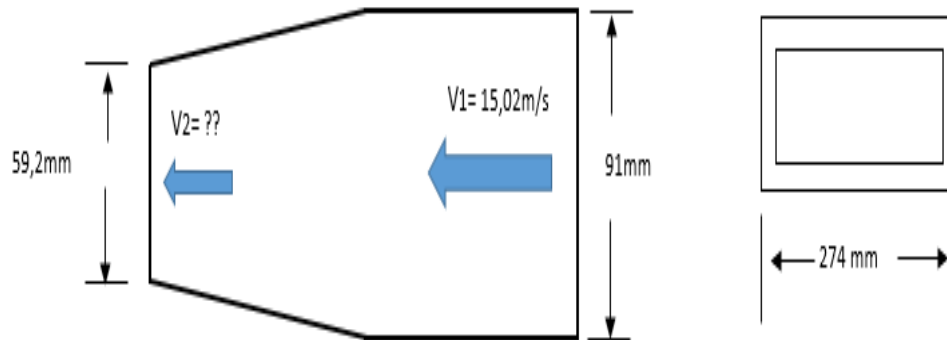


Figura 30. Diagrama de boca de pato

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

El caudal a la entrada de la boca de pato es la misma a la salida, lo cual igualamos para obtener la velocidad de salida.

$$Q_{1-2} = V * A \quad (2.25)$$

$$Q = V_1 * A_1 \quad Q = V_2 * A_2$$

$$V_2 * A_2 = V_1 * A_1$$

$$V_2 = \frac{V_1 * A_1}{A_2}$$

Área a la entrada

$$A_1 = b * h \quad (2.26)$$

$$A_1 = 274 \text{ mm} * 91 \text{ mm} = 24.934 \text{ mm}^2$$

$$A_1 = 0.024 \text{ m}^2$$

Área a la salida

$$A_2 = b * h \quad (2.27)$$

$$A_2 = 274 \text{ mm} * 59.2 \text{ mm} = 16220.8 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = 0.016 \text{ m}^2$$

Una vez obtenido las áreas obtenemos la velocidad de salida.

$$V_2 = \frac{V_1 * A_1}{A_2} \quad (2.28)$$

$$V_2 = \frac{15.02 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.024 \text{ m}^2}{0.016 \text{ m}^2}$$

$$V_2 = 22.53 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

2.6 Selección de la turbina

Para seleccionar el tipo de turbina se utiliza un diagrama de funcionamiento, basado en el salto neto y caudal que cada turbina puede ejercer para tener un correcto aprovechamiento. Con los valores de caudal de 0.2 y altura de 10 m se puede concluir que la turbina Michell Banki es la opción más adecuada para el diseño.

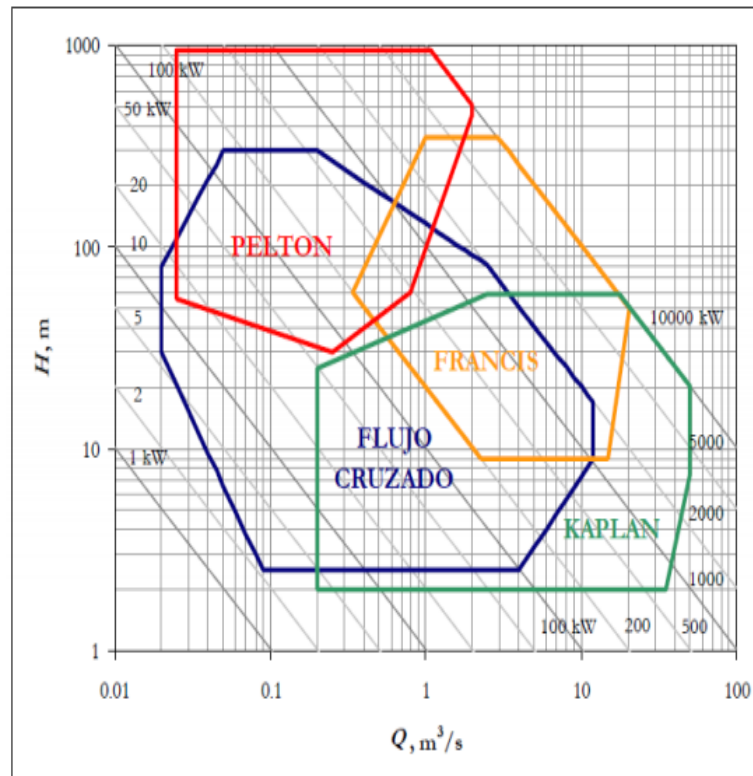


Figura 31. Utilización de la turbina Michell Banki con relación a otras turbinas hidráulicas [33].

La turbina Michell Banki es recomendable para pequeñas centrales hidroeléctricas ya que tiene una buena eficiencia y un reducido costo de mantenimiento [18].

2.7 Triangulo de velocidades

Para encontrar el perfil de los álabes en la turbina Michell Banki, se realiza un diagrama de velocidades. Se define un valor de salida del fluido en el inyector, en este caso se utiliza la velocidad de salida del fluido. Con la Ecuación de Bernoulli se maneja dos puntos de referencia:

- Superficie del tanque, donde la velocidad tiende a 0
- Salida del inyector

$$\frac{P_t}{\gamma} + \frac{c_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (2.29)$$

En este caso las presiones se consideran 0, porque no existe succión.

P_t: Presión en el tanque.

P_i : Presión a la salida del inyector

V_o : Velocidad de fluido en el tanque.

V_i : Velocidad a la salida del inyector.

Z_o y Z_i : Son los niveles topográficos del tanque y la turbina respectivamente.

γ : Peso específico del agua

g : gravedad

ΔH_t : Pérdidas de presión por efecto de la fricción entre el fluido y la tubería

ΔH_i : Pérdida de presión entre el fluido y paredes del inyector provocadas por la fricción.

Con lo que obtenemos que la velocidad de salida del fluido es:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \sqrt{2gH} \quad (2.30)$$

H : Salto efectivo o neto

Este valor se lo halla de la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de presión en la tubería.

2.7.1 La velocidad de salida del inyector

k_c : Es el coeficiente de velocidad del inyector lo cual es un valor determinado del rendimiento hidráulico en forma experimental, toma valores de 0.97 y 0.99 o 0.96 y 0.98 [18].

También se obtiene el ángulo α_1 que generalmente varía entre los 14° y los 17° por lo general utilizan valores que no deben sobrepasar los 16.5°. A continuación en la tabla 9 se indica el ángulo seleccionado, para determinar el ángulo β_1 [18].

Tabla 9. Variación de ángulo β_1 [18].

Ángulos	
α_1	β_1
15.8	29.50
15.9	29.67
16	29.83
16.05	29.91
16.1	29.99
16.102	30.00

$$\beta_1 = \arcsen \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2 \alpha_1}} \quad (2.31)$$

$$\beta_1 = \arcsen \frac{\sin(16.05)}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2(16.05)}} = 29.91^\circ$$

En el triángulo de velocidades se analiza las fuerzas.

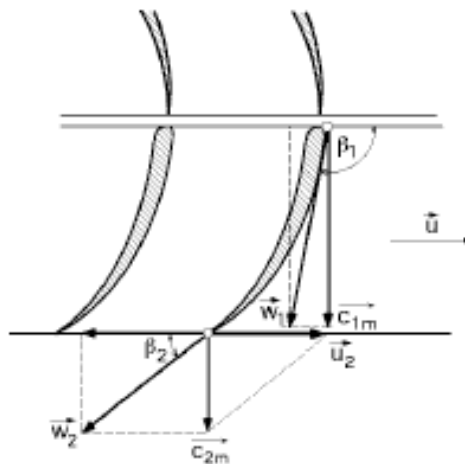


Figura 32. Triángulo de velocidades [13].

Se determina la velocidad de salida del inyector y determinamos que: $k_c = 0.98$,

$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ la altura $H = 10m$.

C_1 : Es la velocidad de salida del agua del inyector

$$C_1 = k_c \sqrt{2gH} \quad (2.32)$$

$$C_1 = 0.98 \sqrt{2 * 9.81 \frac{m}{s^2} * 10m}$$

$$C_1 = 13.726 \frac{m}{s}$$

Entre los parámetros de la entrada de la turbina se obtiene las siguientes fuerzas.

$C_1 = 13.726 \frac{m}{s}$; $\alpha_1 = 16.05^\circ$; $\beta_1 = 29.91^\circ$; $H = 10m$; $k_c = 0.98$

W_1 : Velocidad relativa

$$W_1 = \frac{C_1 * \sin \alpha_1}{\sin (180 - \beta_1)} \quad (2.32)$$

$$W_1 = \frac{13.726 \frac{m}{s} * \sin 16.05}{\sin (180 - 29.91)}$$

$$W_1 = 7.610 \frac{m}{s}$$

C_{1m} : Velocidad optima

$$C_{1m} = C_1 \sin \alpha_1 \quad (2.33)$$

$$C_{1m} = 13.726 \frac{m}{s} * \sin (16.05)$$

$$C_{1m} = 3.795 \frac{m}{s}$$

U_1 : Velocidad Tangencial

$$U_1 = 2.127 * k_c \sqrt{H} \quad (2.34)$$

$$U_1 = 2.127 * 0.98 \sqrt{10}$$

$$U_1 = 6.592 \frac{m}{s}$$

Se cumple que:

$$\begin{aligned} U_1 &= U_1' \\ C_1 &= C_1' \\ \alpha_1 &= \alpha_1' \end{aligned} \quad (2.35)$$

El chorro de agua se orienta hacia el rodete obteniendo valores prácticos para el diseño que se encuentran alrededor del ángulo $\alpha_2=16.01^\circ$ asumido en el triángulo de velocidades [34]. Teniendo en cuenta que la velocidad de agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso al rodete [34]. El factor tangencial Ku en las turbinas de flujo transversal tiene un valor de 0.5 y un factor de velocidad relativa Kf equivalente a 0.98. En la figura 33 se obtiene el triángulo de velocidades en función de estos parámetros [34].

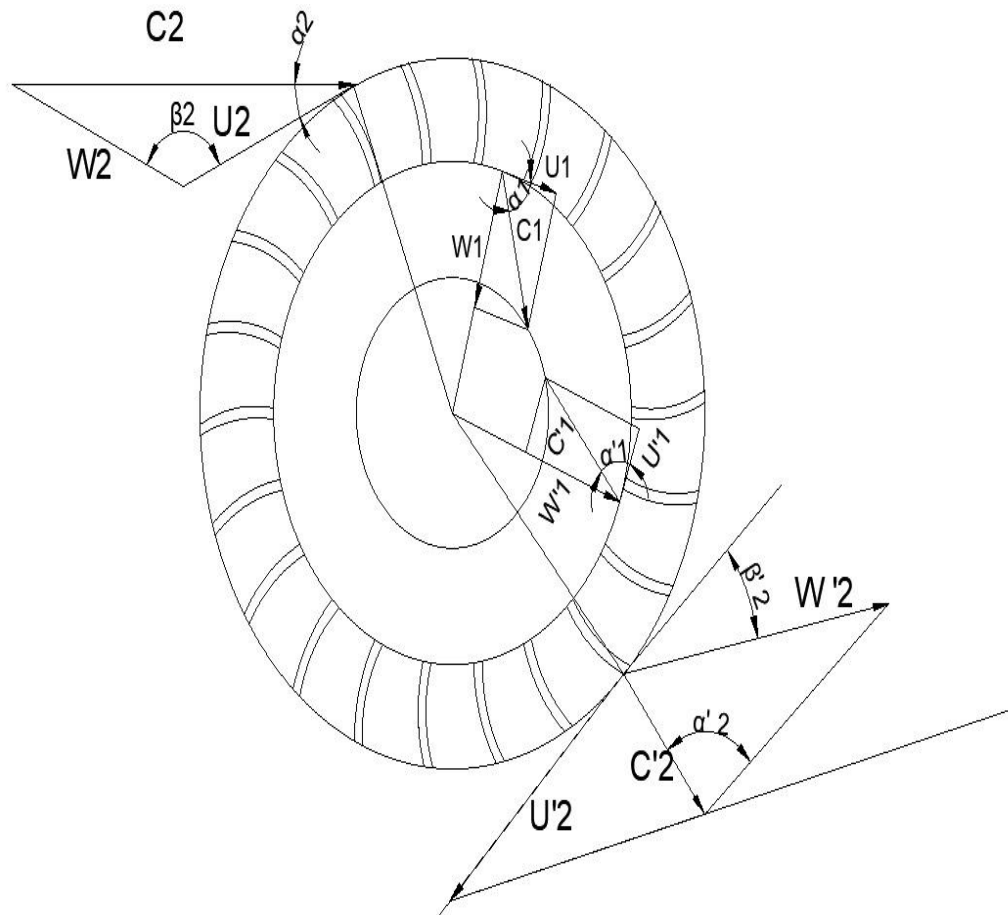


Figura 33. Eje de la turbina

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

$$C_2 = 4.34\sqrt{H} \quad (2.36)$$

$$C_2 = 4.34\sqrt{10m}$$

$$C_2 = 13.724\frac{m}{s}$$

Para obtener la velocidad absoluta del fluido a la salida del rotor, se aplica la siguiente ecuación de la tecnología OLADE [34].

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

$$C_2' = 13.724 \frac{m}{s} \sqrt{0.98^2 (1 - 0.5 (2 - 0.5) \cos^2 16.01^\circ) + 0.5^2 \cos^2 16.01^\circ - 2 * 0.5 \cos^2 16.01 (1 - 0.5) 0.5} \quad (2.37)$$

$$C_2' = 3.712 \frac{m}{s}$$

U₂: Velocidad Tangencial

$$U_2 = Ku * C_2 * \cos \alpha_2 \quad (2.38)$$

$$U_2 = 0.5 * 13.724 \frac{m}{s} * \cos 16.01^\circ$$

$$U_2 = 6.595 \frac{m}{s}$$

Determinamos la velocidad relativa W₂

$$W_2 = C_2 \sqrt{1 - (Ku * (2 - Ku) * \cos^2 \alpha_2)} \quad (2.39)$$

$$W_2 = 13.724 \frac{m}{s} \sqrt{1 - (0.5 * (2 - 0.5) * \cos^2 16.01^\circ)}$$

$$W_2 = 7.605 \frac{m}{s}$$

La velocidad relativa W₂'

$$W_2' = Kf W_2 \quad (2.40)$$

$$W_2' = 0.98 * 7.605 \frac{m}{s}$$

$$W_2' = 7.4529 \frac{m}{s}$$

A la salida del rodete se forma el triángulo de velocidades, para sacar β_2' se aplica la siguiente ecuación de la tecnología OLADE [34].

$$\beta_2' = \text{arc sen} = \left(\frac{\text{Sen } \alpha_2}{(1 - Ku(2 - Ku)\text{Cos}^2 \alpha_2)^{1/2}} \right) \quad (2.41)$$

$$\beta_2' = \text{arc sen} = \left(\frac{\text{Sen } 16.01^\circ}{(1 - 0.5(2 - 0.5)\text{Cos}^2 16.01^\circ)^{1/2}} \right)$$

$$\beta_2' = 29.85^\circ$$

$$\beta_2 = 180 - \beta_2' \quad (2.42)$$

$$\beta_2 = 180 - 29.85^\circ$$

$$\beta_2 = 150.15^\circ$$

Para obtener el ángulo a la salida del rodete aplicamos la siguiente ecuación de la tecnología OLADE [34].

$$\alpha_2' = \text{arc Sen} \left| \frac{Kf \text{ Sen } \beta_2' \sqrt{1 - Ku(2 - Ku)\text{Cos}^2 \alpha_2}}{\sqrt{Kf^2 + Ku \text{Cos}^2 \alpha_2 (Ku - Kf^2(2 - Ku) - Kf)}} \right| \quad (2.43)$$

$$\alpha_2' = \text{arc Sen} \left| \frac{0.98 \text{ Sen } 150.15^\circ \sqrt{1 - 0.5(2 - 0.5)\text{Cos}^2 16.01^\circ}}{\sqrt{0.98^2 + 0.5 \text{Cos}^2 16.01^\circ (0.5 - 0.98^2(2 - 0.5) - 0.98)}} \right|$$

$$\alpha_2' = 87.95^\circ$$

La eficiencia hidráulica total del rodete se determina:

$$\eta_h = 2Kc^2 \cos^2 \alpha_2 Ku (1 - Ku)(1 - Kf) \quad (2.44)$$

$$\eta_h = 2 * 0.98^2 \cos^2 16.01^\circ 0.5(1 - 0.5)(1 - 0.98)$$

$$\eta_h = 0.878$$

$$\eta_h = 87 \%$$

La turbina Michell Banki se obtiene buenos resultados cuando su eficiencia pasa un 82 % para buenos acabados de fabricación [34].

2.8 Diseño del rotor

Para diseñar el rotor se maneja la siguiente expresión $\frac{Q}{\sqrt{H}}$, la cual permite encontrar el diámetro del rotor en milímetros [18].

Los datos del caudal y la altura determinan el siguiente valor.

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{0.2}{\sqrt{10}} = 0.0632455532 \quad (2.45)$$

Tabla 10. Diámetro del rodete [35].

$\frac{Q}{\sqrt{H}}$	Rodete (mm)
0.012236 – 0.07906	200 - 300
0.07906 – 0.11068	400
0.11068 – 0.15812	500

Se obtiene un diámetro del rotor de 200 mm.

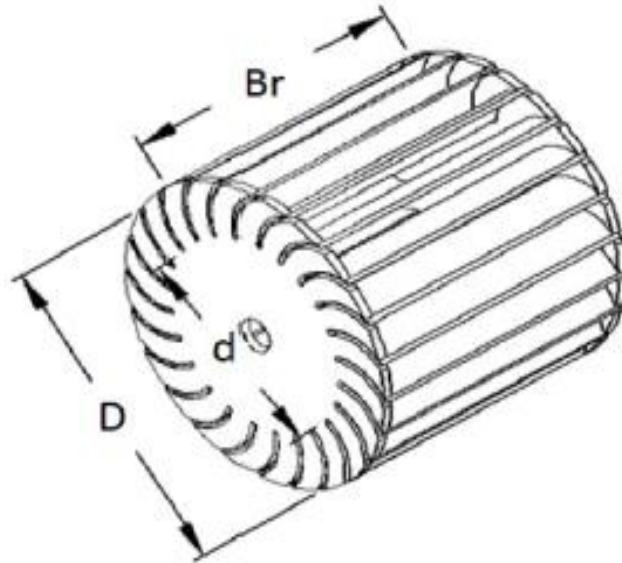


Figura 34. Rotor o rodete de la turbina Michell Banki [18].

2.9 Diámetro interior del rotor

$$D_i = 0.66 * D_e \quad (2.46)$$

$$D_i = 0.66 * 200$$

$$D_i = 132 \text{ mm}$$

2.10 Velocidad nominal de rotación

Es la velocidad que alcanza cuando está entregando la potencia nominal.

$$H = 10 \text{ m}; D_e = 200 \text{ mm} = 0.2 \text{ m}$$

$$N = \frac{40\sqrt{H}}{D_e} \quad (2.47)$$

$$N = \frac{40\sqrt{10}}{0.2}$$

$$N = 632.45 \text{ rpm}$$

2.11 Velocidad específica

$$N_s = \frac{N * P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (2.48)$$

Dónde:

P: Potencia en el eje en caballos de vapor

Q: Es el caudal obtenido anteriormente $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

n_h : 0.82 Es una variable referenciada a las turbina Michell Banki.

$$P = p * g * Q * H * n_h \quad (2.49)$$

$$P = 1000 * 9.81 \frac{m}{s^2} * 0.2 \frac{m^3}{s} * 10m * 0.82$$

$$P = 16.08kw = 21.564CV$$

Por lo tanto:

$$N_s = \frac{N * P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

$$N_s = \frac{632.45 * 21.564^{\frac{1}{2}}}{10^{\frac{5}{4}}} \quad (2.50)$$

$$N_s = 165.15$$

2.12 Número de álabes en el rotor

Determinando el diámetro exterior de la turbina con la tabla 11, se procede a verificar el número de álabes que se utiliza en el diseño.

Tabla 11. Número de álabes [35].

Diámetro exterior rotor (mm)	Álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

Para el diseño se selecciona el valor de 22 álabes.

2.12.1 Espesor de los álabes

Con los valores obtenidos del rotor se puede realizar un dimensionamiento de los álabes en función del diámetro de la turbina como se indica en la tabla 12.

Tabla 12. Espesor del álabe [35].

Rodete		Tubería	
Diámetro exterior (mm)	Diámetro Exterior (pulg.)	Espesor(mm)	Peso($\frac{kgf}{m}$)
200	$2\frac{1}{2}$	5.16	8.62
300	4	6.02	16.07
400	5	6.55	21.78
500	6	7.11	28.26

Con el diámetro de 200mm, según la tabla 12 se obtiene un espesor de:

$$e = 5.16 \text{ mm}$$

2.13 Diseño del inyector

En la figura 35 se observa el dimensionamiento del inyector, en el ámbito práctico lo único que cambia es el salto y caudal que ingresa a la turbina [35].

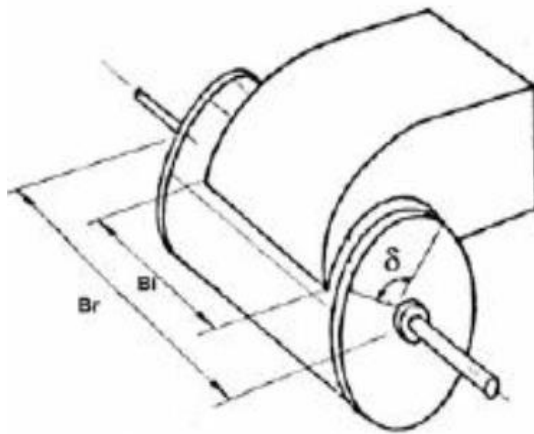


Figura 35. Dimensiones características del rotor y del inyector [18].

2.13.1 El ancho del inyector

$$B_i = \frac{0.96Q}{D_e \sqrt{H}} \quad (2.51)$$

$$B_i = \frac{0.96 * 0.2}{0.2 \sqrt{10}}$$

$$B_i = 304 \text{ mm}$$

2.13.2 Ancho del rotor

$$B_r = 1.3B_i \quad (2.52)$$

$$B_r = 1.3 * 304$$

$$B_r = 395 \text{ mm}$$

2.13.3 Razón de aspecto

Es la relación geométrica entre el ancho y el diámetro exterior de la turbina, debe estar en un rango de 0.5-3.5, se puede determinar con la siguiente ecuación [35].

$$R = \frac{B_r}{D_e} \quad (2.53)$$

$$R = \frac{395}{200}$$

$$R = 1.98$$

2.14 Diámetro máximo del eje del rotor

El Valor que debe tener el diámetro del eje debe ser el máximo, permitiendo que no exista obstrucción del flujo que se distribuye dentro de la misma [35].

$$de_{\max} = 0.33 * D_e \quad (2.54)$$

$$de_{\max} = 0.33 * 200$$

$$de_{\max} = 66 \text{ mm}$$

2.15 Número de álabes en contacto al ingreso del fluido

Esta ecuación se utiliza para conocer el contacto entre el flujo de agua que ingresa al rotor y el número de álabes [18].

$$Z_f = \frac{\delta}{360} Z \quad (2.55)$$

δ : *Ángulo de admisión del rotor*: 110

Z : *Numero de álabes*: 22 Álabes

$$Z_F = \frac{110}{360} * 22$$

$$Z_F = 6.72 = 7 \text{ Álabes}$$

2.16 Caudal que recibe un solo álabe

$$Q_a = \frac{Q_{\max}}{Z_F} \quad (2.56)$$

$$Q_a = \frac{0.2}{7} = 0.0285 \frac{m^3}{s}$$

2.16.1 Cálculo del peso de un álabe

Para el diseño y construcción de los álabes se utiliza una tubería de $2\frac{1}{2}$ " según la

Tabla 12, que indica un peso de $8.62 \frac{kg}{m}$ y una longitud de 400.16 mm dada por el ancho del rotor y el espesor del álabe.

$$P_a = P_U * l \quad (2.57)$$

P_a : Peso de cada alabe

P_U : Peso de la tubería ($2\frac{1}{2}$ ")

l : Longitud en metros (ancho del rotor + espesor del alabe)

l : (395mm + 5.16mm = 400.16mm = 0.40016m)

$$P_{total} = 8.62 \frac{kg}{m} * 0.40016m = 3.44kg$$

Manejamos un ángulo de diseño de 70° , por tanto, de la operación $\frac{360^\circ}{70^\circ}$ da como resultado 5.14, valor teórico del número de álabes que sale de cada tubería.

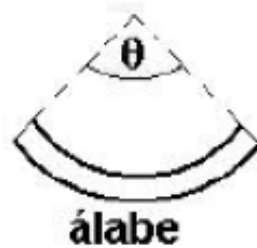


Figura 36. Sección transversal del álabe [35].

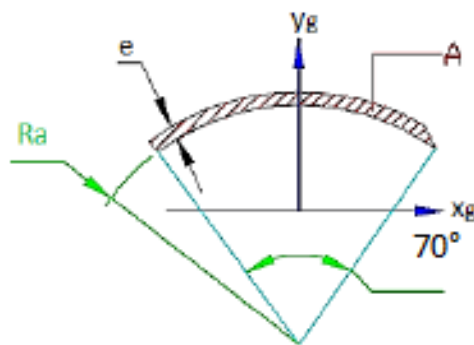


Figura 37. Ángulo respecto al centro del tubo de $2\frac{1}{2}''$ [18].

$$P_a = \frac{0.40016}{5} = 0.08 \text{ kg cada álabe} \quad (2.58)$$

2.17 Cálculo del peso total del rotor

N_d : Número de discos o tapas del rotor = 2 tapas laterales

D_e : Diámetro del rodete = 200 mm

$$P_{tr} = ZP_a + 75.963 N_d * D_e^2 \quad (2.59)$$

$$P_{tr} = 22 * 0.08 \text{ kg} + 75.963 * 2 * (0.2 \text{ m})^2 = 7.83 \text{ kg}$$

$$P_r = 7.83kg * 9.81 \frac{m}{s^2} \quad (2.60)$$

$$P_r = 76.81N$$

2.18 Fuerza hidráulica en el álabe

Es la fuerza que impacta en el agua cuando pasa por las paletas del rotor [35].

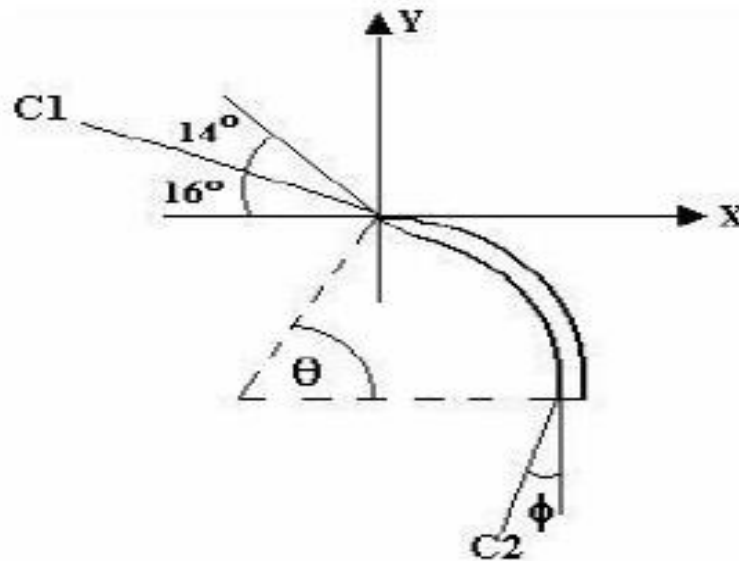


Figura 38. Ángulo de velocidades absolutas en la entrada y salida [18].

En la tabla 13 se da a conocer los ángulos para los álaves de la turbina en función al diámetro del rotor.

Tabla 13. Ángulos del álabe [35].

Diámetro exterior del rotor (mm)	$\phi (^{\circ})$	$\theta (^{\circ})$
200	15.5	74.5
300	20.0	70.0
400	17.0	73.0
500	14.6	75.4

Donde:

Fhx : Fuerza hidráulica horizontal sobre un álabe del rotor [kg]

φ : Ángulo entre la velocidad tangente y la absoluta a la salida del rodete

$$Fhx = 429.38 * Qa \sqrt{H \max} (\cos 16^\circ - \text{sen} \varphi) \quad (2.61)$$

$$Fhx = 429.38 * 0.0285 \sqrt{10} (\cos 16^\circ - \text{sen} 15.5^\circ)$$

$$Fhx = 26.86 \text{kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2.62)$$

$$Fhx = 263.496 \text{N}$$

Fhy : Fuerza hidráulica vertical sobre un álabe del rotor [kg]

$$Fhy = 429.38 * Qa \sqrt{H \max} (\text{sen} 16^\circ + \cos \varphi) \quad (2.63)$$

$$Fhy = 429.38 * 0.0285 \sqrt{10} (\text{sen} 16^\circ + \cos 15.5^\circ)$$

$$Fhy = 47.95 \text{kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2.64)$$

$$Fhy = 470.389 \text{N}$$

Fhr : Fuerza hidráulica resultante sobre un álabe del rotor [kg]

$$Fhr = \sqrt{(Fhx)^2 + (Fhy)^2} \quad (2.65)$$

$$Fhr = \sqrt{(26.86)^2 + (47.95)^2}$$

$$Fhr = 54.96 \text{kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2.66)$$

$$Fhr = 539.157 \text{N}$$

2.19 Fuerza resultante en el álabe

La tabla 14 da una relación entre el diámetro exterior y ángulo λ producida por la fuerza que se ejerce en los álaves [18].

Tabla 14. Ángulo de relación entre la fuerza hidráulica producida sobre el eje y su diámetro [35].

Diámetro exterior del rotor (mm)	$\lambda(^{\circ})$
200	29.75
300	32.02
400	30.50
500	29.90

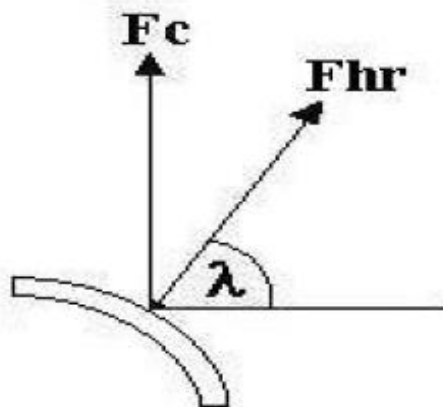


Figura 39. Fuerza resultante sobre el álabe y la fuerza total [18].

2.19.1 Fuerza centrífuga del álabe

$$F_C = 0.895 \frac{P_a * H_{\max}}{D_e} \quad (2.67)$$

$$F_C = 0.895 * \frac{0.08kg * 10m}{0.2m}$$

$$F_C = 3.58kg = 35.11N$$

2.19.2 Fuerza en el álabe

$$R_x = Fhr \cos \lambda \quad (2.68)$$

$$R_x = 534.27N * \cos(29.75^\circ)$$

$$R_x = 463.85N$$

$$R_y = Fhr \sin \lambda + Fc \quad (2.69)$$

$$R_y = 534.27N * \sin(29.75) + 35.11N$$

$$R_y = 300.22N$$

$$F_R = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2} \quad (2.70)$$

$$F_R = \sqrt{(463.85)^2 + (300.22)^2}$$

$$F_R = 552.53N$$

2.20 Cálculo del momento flector máximo sobre el álabe

Considerando la rigidez de los discos laterales del rotor, como una barra prismática empotrada en dos extremos se analiza el momento máximo sobre el alabe [18].

F_R : Fuerza resultante total sobre el álabe (N)

B_R : Ancho del rotor (m)

$$M = \frac{F_R * B_R}{2} \quad (2.71)$$

$$M = \frac{552.53N * 0.395m}{2}$$

$$M = 109.124J$$

2.20.1 Factor de corrección

$$E : \text{Factor de corrección} \left(\frac{1}{\text{cm}^3} \right) = 510.88 \left(\frac{1}{\text{cm}^3} \right) \quad (2.72)$$

Tabla 15. Factor de corrección de esfuerzo [18].

Diámetro del rotor (mm)	$E \left(\frac{1}{\text{cm}^3} \right)$
200	510.88
300	250.32
400	162.92
500	111.91

Diámetro Nominal	Dimen. Exterior	SCH-40		SCH-80		SCH-160	
		Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso
Pulgadas	mm	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
1/4	13.7	2.24	0.63	3.02	0.80	-	-
3/8	17.1	2.31	0.84	3.20	1.10	-	-
1/2	21.3	2.77	1.27	3.73	1.62	4.78	1.95
3/4	26.7	2.87	1.69	3.91	2.20	5.56	2.90
1	33.4	3.38	2.50	4.55	3.24	6.35	4.24
1 1/4	42.2	3.56	3.39	4.85	4.47	6.35	5.61
1 1/2	48.3	3.68	4.05	5.08	5.41	7.14	7.25
2	60.3	3.91	5.44	5.54	7.48	8.74	11.11
2 1/2	73.0	5.16	8.63	7.01	11.41	9.53	14.92
3	88.9	5.49	11.29	7.62	15.27	11.13	21.35
4	114.3	6.02	16.07	8.56	22.32	13.49	33.54
5	141.3	6.55	21.77	9.53	30.97	15.88	49.12
6	168.3	7.11	28.26	10.97	42.56	18.26	67.57
8	219.1	8.18	42.55	12.70	64.64	23.01	111.27
10	273.0	9.27	60.29	15.09	95.98	28.58	172.27
12	323.8	10.31	79.71	17.48	132.06	33.32	238.69
14	355.6	11.13	94.55	19.05	158.11	36.71	281.72
16	406.4	12.70	123.31	21.44	203.54	40.49	365.38
18	457	14.27	155.81	23.83	254.57	45.24	459.39
20	508	15.09	183.43	25.19	311.19	50.01	564.85
22	569	-	-	28.58	373.85	53.98	672.30
24	610	17.48	255.43	30.96	442.11	59.54	808.27

Figura 40. Medidas nominales de tuberías [18].

Se va utilizar un SCH 40 tubo 2.1/2” para el diseño de álabes.

SISTEMA METRICO			SISTEMA INGLES, REFERENCIAL			PESOS TEORICOS			AREA DE PLANCHA	
Espesor mm	Ancho mm	Largo mm	Espesor	Ancho pie	Largo pie	kg/plancha	kg/m ²	kg/pie ²	m ²	pie ²
5.9	1200	2400	1/4"	4	8	133.39	46.32	4.30	2.88	31.0
6.0	1200	2400	1/4"	4	8	135.65	47.10	4.38	2.88	31.0
6.4	1200	2400	1/4"	4	8	144.69	50.24	4.67	2.88	31.0
7.9	1200	2400	5/16"	4	8	178.60	62.02	5.76	2.88	31.0
8.0	1200	2400	5/16"	4	8	180.86	62.80	5.83	2.88	31.0

Figura 41. Medidas de espesores en sistema métrico, ingles [18].

Se va a utilizar el acero ASTM A36 para un espesor nominal de 5.16 mm.

$$e = 5.16mm \quad (2.73)$$

2.21 Potencia hidráulica

Ph: Potenciahidráulica

γ : Pesoespecíficodel agua

Q: Caudal de diseño

H: Altura

$$Ph = \gamma * Q * H * 0.82 \quad (2.74)$$

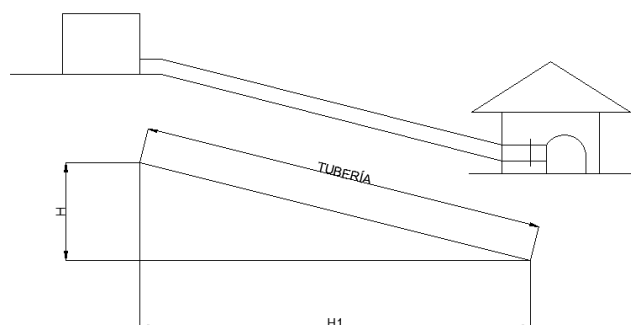


Figura 42. Potencia hidráulica para la turbina

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza

$$Ph = 1000 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} * 0.2 \frac{m^3}{s} * 10m * 0.82$$

$$Ph = 16.088kW$$

2.21.1 Potencia neta de estimación

$$P_{neta} = 5 * Q * H \quad (2.75)$$

$$P_{neta} = 5 * 0.2 \frac{m^3}{s} * 10m$$

$$P_{neta} = 10 kW$$

2.22 Diseño de ejes

Los ejes utilizados para trabajar en proyectos mecánicos como la creación de la turbina Michell Banki deben tener características para transmitir potencia o movimiento.

Diámetro mínimo del eje bajo la Norma **ANSI/ASME B106.1** [34].

$$d^3 = \frac{16}{\pi * Sd} \sqrt{(k_m M \max)^2 + (k_t T \max)^2} \quad (2.76)$$

$$M \max = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad (2.77)$$

Sd: Esfuerzo de diseño $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$ material utilizar

M max: Es el momento flector en eje (kgf-m)

T max: Torque máximo (kg-m)

$$T \max = 974 \frac{P_{turbina}}{V_{nominal}} \quad (2.78)$$

Donde:

P_T : Potencia de la turbina en kW

$V_{nominal}$: Velocidad nominal en la turbina Michell Banki en r.p.m

$$T_{max} = 974 \frac{16.088kW}{632.45 rpm}$$

$$T_{max} = 24.776 kg - m$$

$$F_r = \frac{1948P_T}{nD_e} \quad (2.79)$$

F_r : Fuerza tangente del rodete en kg

P_T : Potencia de la turbina en kW

n : rpm de la turbina

D_e : Diametro exterior rodete (m)

$$F_r = \frac{1948(16.088)}{(632.45)(0.2)} \quad (2.80)$$

$$F_r = 247.76kg$$

a : Distancia entre el disco y la chumacera en metros

$$M_x = \frac{F_r * a}{2} \quad (2.81)$$

$$M_x = \frac{(247.76kg) * (0.11m)}{2}$$

$$M_x = 13.63 kg - m$$

$$M_y = \frac{P_r * a}{2} \quad (2.82)$$

P_r : Pesodel rodete(kg)

$P_r = 76.79\text{N}$; $N = 7.83\text{kg}$

$$M_y = \frac{7.83\text{kg} * 0.1\text{m}}{2}$$

$$M_y = 0.43\text{kg} - \text{m}$$

$$M \text{ max} = \sqrt{(13.63)^2 + (0.43)^2} \quad (2.83)$$

$$M \text{ max} = 13.64\text{kg} - \text{m}$$

$$Sd = 0.20 S_y \quad (2.84)$$

Acero AISI 4340 (705)

$$S_y = 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 9177445917 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \quad (2.85)$$

$$Sd = 1835489183 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

k_m : Factor de momento máximo para carga estable equivalente a 1.5

k_t : Factor de torque máximo flector para carga estable equivalente a 1.0

$$d^3 = \frac{16}{\pi * Sd} \sqrt{(k_m M \text{ max})^2 + (k_t T \text{ max})^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi * Sd} \sqrt{(k_m M \text{ max})^2 + (k_t T \text{ max})^2}} \quad (2.86)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi * (18354891.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2})} \sqrt{(1.5 * 13.64 \text{kg} - m)^2 + (1.0 * 24.776 \text{kg} - m)^2}}$$

$$d = 0.02074 \text{m}$$

$$d = 20.74 \text{mm}$$

Después de haber encontrado el diámetro mínimo teórico se debe tener en cuenta algunas consideraciones:

1. La velocidad crítica en el eje es mayor que su velocidad de embalamiento.
2. Para las turbinas Michell Banki tiene un valor igual a 1.8 veces la velocidad nominal de la turbina [34] .

2.23 Diseño del eje por torsión

$$\tau \leq [\tau] \tag{2.87}$$

Donde:

τ : Esfuerzo en torsión

$[\tau]$: Esfuerzo admisible

Por lo general tomamos este valor:

$$[\tau] = 0.4 S_y \tag{2.88}$$

Para el esfuerzo de torsión

$$\tau = \frac{T * r}{J} \tag{2.89}$$

Donde:

T es el torque, r es el radio y J el momento polar de Inercia.

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} \quad (2.90)$$

Parámetros de diseño:

- Acero **AISI 4340**
- El S_y del acero AISI 4340 es 900 N/mm^2 equivalente a 130.534 ksi

$$[\tau] = 0.4(130.534) \text{ ksi} \quad (2.91)$$

$$[\tau] = 52.214 \text{ ksi}$$

$$[\tau] = 52.214 \text{ ksi} = 52214 \text{ psi}$$

$$[\tau] = 52214 \text{ psi} * \frac{1 \text{ kg}}{2.2 \text{ lb}} * \frac{1 \text{ plg}^2}{(2.54)^2 \text{ cm}^2} \quad (2.92)$$

$$[\tau] = 3678.72 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Parámetros de diseño:

$$T = \frac{\text{Potencia}}{\text{Número de rev}} \quad (2.93)$$

- Turbina 16.1 kW
- 632 rpm

$$T = \frac{16.1 \text{ kW}}{632 \text{ rpm}} = \frac{16.1 \text{ kW} * \text{min}}{632 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} * \frac{10^3 \text{ W}}{1 \text{ kW}} * \frac{\text{N.m}}{\text{Ws}} * \frac{1 \text{ kgf}}{9.8 \text{ N}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} * \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} \quad (2.94)$$

$$T = 2482.3 \text{ kg} - \text{m}$$

Por tanto:

$$\tau = \frac{16T}{\pi * D^3} \quad (2.95)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi * \tau}} \quad (2.96)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16(2482.3kg - cm)}{\pi * (3678.72 \frac{kg}{cm^2})}}$$

$$D = 1.51cm = 15.1mm \text{ " Eje mínimo "}$$

2.24 Diseño del eje por fatiga

$$\sigma_{eq} \leq S_e \quad (2.97)$$

S_e : Límite resistencia a la fatiga

$$S_e \leq [\sigma] \quad (2.98)$$

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (2.99)$$

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga de la probeta [36].

k_a : Factor de superficie [36].

k_b : Factor de tamaño [36].

k_c : Factor de carga [36].

k_d : Factor de temperatura [36].

k_e : Factor de efectos diversos [36].

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Acero **AISI 4340** resistencia a la tensión 213 kpsi [36].

S_{ut} : Resistencia a la fatiga o resistencia mínima a la tensión.

a, b : Son constantes

Por tanto $S_e' = 100$ kpsi

$$ka = a * Sut^{-b} \quad (2.100)$$

Tabla 16. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín [36].

Factor a			
Acabado Superficial	Sut (kpsi)	Sut (MPa)	Exponente b
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Se selecciona laminado en frío por las siguientes características:

- Resistencia a la fluencia
- Aumento de la resistencia última y dureza
- Disminución de la ductilidad

ACERO AISI 4340 resistencia a la tensión 250 Kpsi [36].

$$ka = 2.70 * 250^{-0.265} \quad (2.101)$$

$$ka = 0.625$$

$$kb = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} \quad (2.102)$$

Para diámetros $2.79mm \leq d \leq 51mm$

$$kb = 1.24(40mm)^{-0.107}$$

$$kb = 0.835$$

K_c : factor de tipo de carga

Tabla 17. Factor K_c para el tipo de carga [36].

FACTOR DE TIPO DE CARGA			
	0.85	Carga axial	Sut > 220KSI
K_c	1	Flexión	
	0.59	Torsión	

$$K_c = 0.59 \tag{2.103}$$

k_d : Factor de temperatura

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \tag{2.104}$$

S_T : Resistencia a la tensión a la temperatura de operación

S_{RT} : Resistencia a la tensión a temperatura ambiente

$$0.099 \leq \dot{\sigma} \leq 0.110 \tag{2.105}$$

Tabla 18. Factor Kd a diferentes temperaturas de operación [36].

Temperaturas del material		
	°C	Kd
Recomendable	0	1.0
	10	1.0
	20	1.0
	30	1.0

$$kd = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (2.106)$$

$$kd = 1$$

ke: factor de efecto diversos

$$ke = \frac{1}{kf} \quad (2.107)$$

$$kf = 1 + q (Kt - 1) \quad (2.108)$$

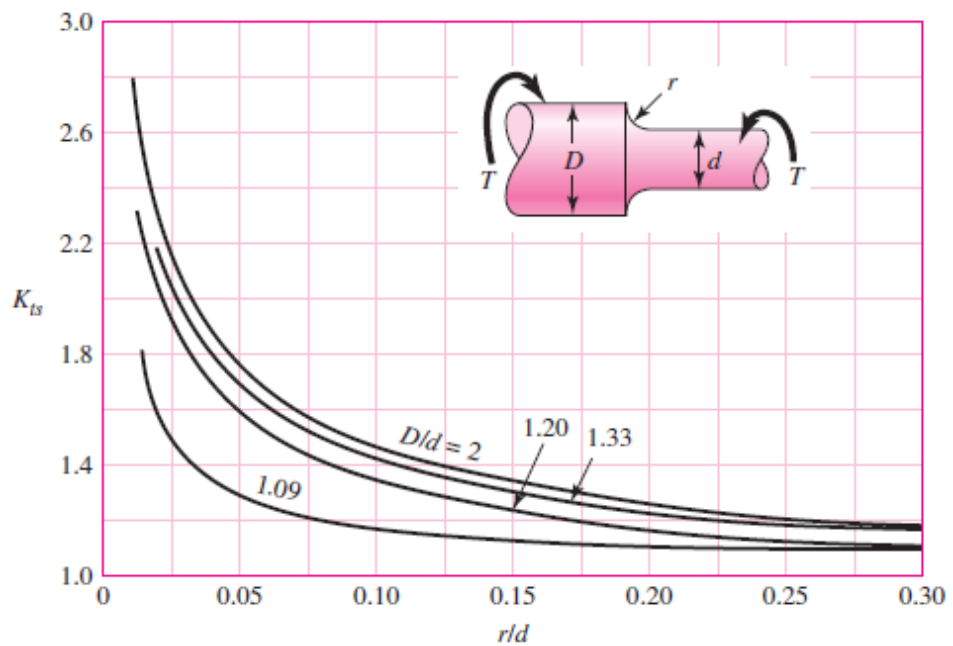


Figura 43. Eje redondo con filete en el hombro en tensión [36].

q: Factor de sensibilidad

k_t : Factor de concentración de esfuerzos

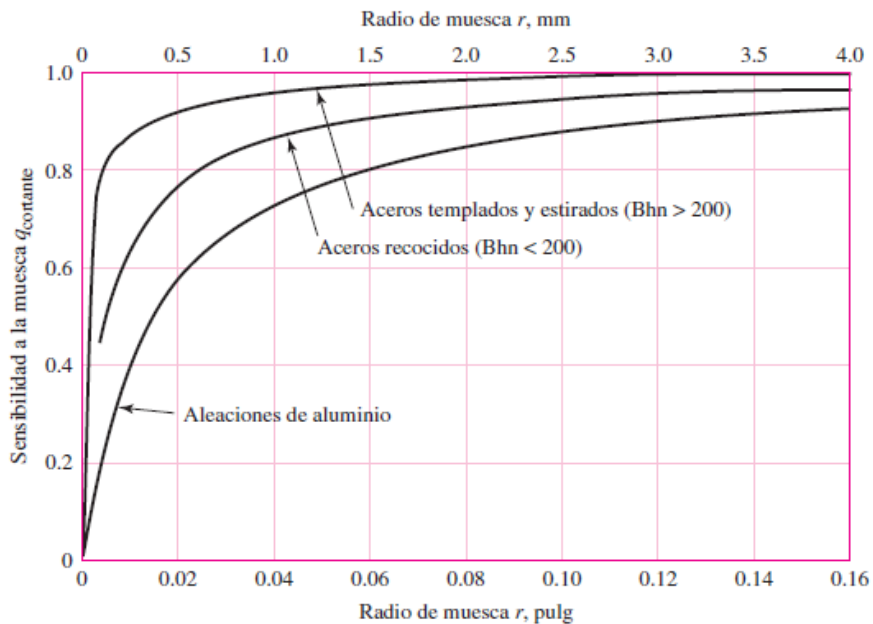


Figura 44. Sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a torsión [36].

Por tanto $q = 0.9$ y $k_t = 2$ porque r/d tenemos como valores de $1\text{mm}/25\text{mm}$

$$k_f = 1 + 0.9 (2 - 1) \quad (2.109)$$

$$k_f = 1.9$$

$$k_e = \frac{1}{1.9} \quad (2.110)$$

Por tanto:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_t \quad (2.111)$$

$$S_e = 100\text{kpsi} * 0.625 * 0.835 * 0.59 * 1 * 0.52 * 1.9$$

$$S_e = 30.42\text{kpsi}$$

Como se planteó que $S_e \leq [\sigma]$ se cumple la condición de diseño.

2.25 Factor seguridad

Acero AISI 4340 esfuerzo último a la tensión 213 kpsi [36].

$$F_s = \frac{\text{esfuerzo último}}{\text{esfuerzo admisible}} \quad (2.112)$$

$$F_s = \frac{\sigma \text{ último}}{\sigma \text{ admisible}}$$

$$F_s = \frac{213 \text{ Ksi}}{52.214 \text{ Ksi}}$$

$$F_s = 4$$

2.26 Diseño de engranajes

Los criterios de estudio son:

- Condiciones de trabajo
- Material a utilizar
- Transmisión de potencia

En nuestro caso tenemos un tren de engranajes compuesto por tres ruedas dentadas como se indica en la figura 45.

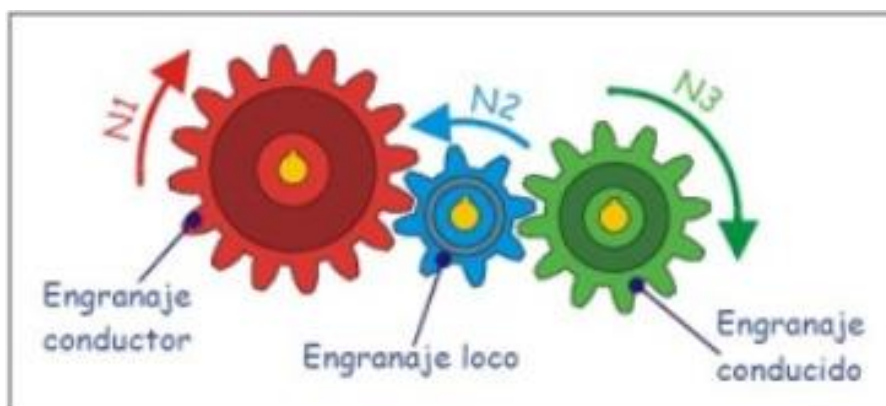


Figura 45. Tren de engranajes [37].

Tabla 19. Datos para el cálculo de engranajes.

Tipo de engranaje	Engranaje motriz	Rueda loca	Engranaje Conducido
Designación	N1	N2	N3
Número de dientes	41	34	24
Velocidad angular	632 rpm		

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Cálculo de la relación de transmisión (i) de manera directa:

$$i = \frac{\text{conductoras}}{\text{conducidas}} \quad (2.113)$$

$$i = \frac{Z_1 * Z_2}{Z_2 * Z_3}$$

$$i = \frac{41 * 34}{34 * 24} = 1.7$$

Por tanto se calcula n_3 , es decir la velocidad angular del engranaje 3

$$i = \frac{n_3}{n_1} \quad (2.114)$$

$$n_3 = 1.7 * 632 \text{ rpm}$$

$$n_3 = 1074 \text{ rpm}$$

En conclusión tenemos un multiplicador de velocidad.

2.26.1 Selección del tipo de engranaje

Por las características del multiplicador y las velocidades que va a trabajar se tiene dos alternativas, engranajes rectos o helicoidales. En la tabla 20 se puede encontrar las ventajas y desventajas de cada una de ellas.

Además el material a utilizar en el diseño de los engranajes es **AISI 5115** que es un acero aleado para cementación con alta dureza y que nos permite resistir el desgaste superficial.

Tabla 20. Características de los engranajes rectos y helicoidales [38].

Engranaje rectos	Engranaje helicoidales
Dentado recto	Dentado oblicuo
Potencias bajas	Transmisión de potencia alta
Velocidades pequeñas y medias	Transmisión de mayores velocidades
Son ruidosos	Son silenciosos
Menor lubricación	Mayor lubricación
Costo bajo	Costo alto

2.27 Relación de transmisión en las poleas

Después de haber obtenido la velocidad angular del engrane conducido (rueda 3) se puede obtener la relación de transmisión de las poleas ya que este engrane va conectado a la polea 1 por medio del mismo eje como se indica en la figura 46 y 47, aumentando así la velocidad del sistema.

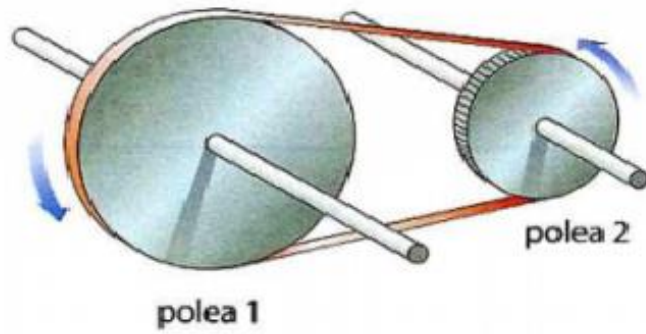


Figura 46. Aumento de velocidad por medio de poleas [39].

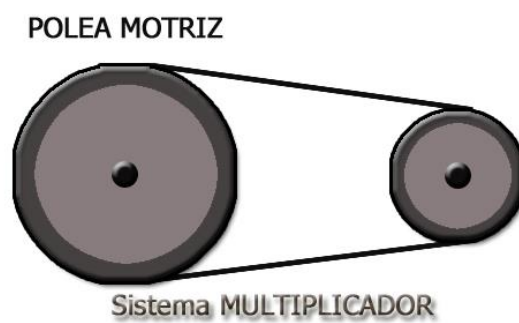


Figura 47. Sistema de transmisión de poleas por correa [40].

Se ha seleccionado este tipo de transmisión ya que trabaja muy bien cuando sus ejes son alejados y porque transmiten altas velocidades. Este sistema funciona correctamente si las correas se encuentran tensadas de forma adecuada, esto se puede conocer si la fuerza axial es adecuada para el trabajo.

Relación de transmisión:

$$i = \frac{n_3}{n_4} = \frac{D_4}{D_3} \quad (2.115)$$

Donde:

n_4 : Es la velocidad de la rueda conducida, en nuestro caso la rueda con el diámetro más pequeño en r.p.m.

n_3 : Es la velocidad de la rueda motriz, en nuestro caso la rueda con diámetro mayor en r.p.m.

D_3 : Diámetro de la rueda principal o motriz.

D_4 : Diámetro de la rueda secundaria o conducida.

Por tanto:

$$i = \frac{D_3}{D_4} = \frac{360mm}{90mm} = 4 \quad (2.116)$$

$$n_4 = \frac{D_3 * n_3}{D_4} \quad (2.117)$$

$$n_4 = \frac{360 * 1074rpm}{90}$$

$$n_4 = 4296r.p.m$$

2.28 Diseño de soporte de rodamiento

Para la selección del rodamiento, mediante la capacidad de base dinámica se requiere cierta ecuación, basada en la tecnología OLADE [34].

$$C = (XFr + YFa) \left| \frac{60NL_h}{10^6} \right|^p \quad (2.118)$$

C: Es la capacidad de base dinámica mínima requerida para el rodamiento expresada en kg.

X: Coeficiente radial aplicado a un rodamiento, para este caso es 1.

Y: Coeficiente axial aplicado a un rodamiento para este caso no existe.

N: Revoluciones por minuto a la que gira el rodete (rpm).

L_h: Tiempo de funcionamiento y de operación en horas.

p: Factor adimensional, 1/3 para rodamiento rígido de bolas y 3/10 para rodamientos de rodillos cilíndricos [34].

Fr: Carga radial

Fa: Carga axial

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (2.119)$$

Para determinar la capacidad dinámica es necesario plantear el diagrama de cuerpo libre de fuerzas como se indica en la figura 48.

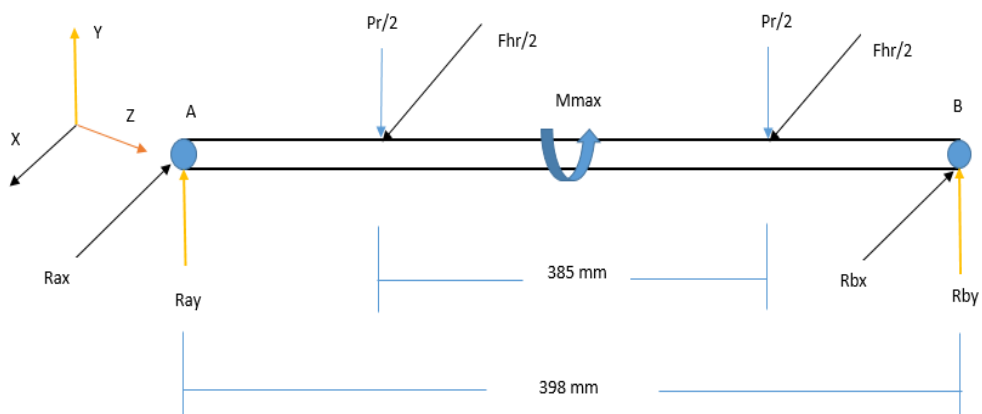


Figura 48. Fuerzas que se ejercen en el eje principal

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Mediante datos obtenidos en las páginas 60, 61 y 63 anteriormente sabemos que:

$$P_{tr} = 76.81 \text{ N}$$

$$F_{hr} = 539.157 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 109.124 \text{ N.m}$$

P_{tr} : Peso total del rotor

F_{hr} : Fuerza hidráulica en el álabe

M_{\max} : Momento flector máximo sobre el álabe

Con los datos se realiza la sumatoria de fuerzas, figura 48 y figura 49.

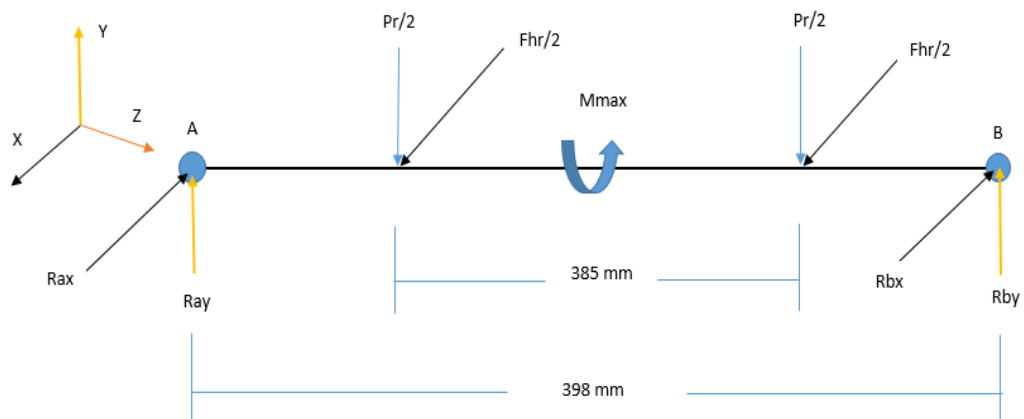


Figura 49. Cara distribuida en el eje principal

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

2.28.1 Sumatorias en el eje y

$$+ \uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} = (38.405 \text{ N} + 38.405 \text{ N}) \quad (2.120)$$

$$R_{ay} + R_{by} = 76.81 \text{ N}$$

$$+ \uparrow \sum M_{Ay} = 0$$

$$R_{by}(0.398 \text{ m}) + 109.124 \text{ N} - 38.405(0.0065 \text{ m}) - 38.405(0.3915 \text{ m}) = 0$$

$$R_{by} = \frac{38.405(0.0065m) + 38.405(0.3915m) - 109.124N}{0.398m} \quad (2.121)$$

$$R_{by} = -235.776N$$

De la ecuación (2.121) se reemplaza en la ecuación (2.120).

$$R_{ay} + R_{by} = (38.405N + 38.405N)$$

$$R_{ay} - 235.776N = (38.405N + 38.405N) \quad (2.122)$$

$$R_{ay} = 312.586N$$

2.28.2 Sumatorias en el eje x

$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$R_{ax} + R_{bx} = (269.578N + 269.578N) \quad (2.123)$$

$$R_{ax} + R_{bx} = 539.156N$$

$$+ \rightarrow \sum M_{Ax} = 0$$

$$R_{bx}(0.398m) + 109.124N - 269.578(0.0065m) - 269.578(0.3915m) = 0$$

$$R_{bx} = \frac{269.578(0.0065m) + 269.578(0.3915m) - 109.124N}{0.398m} \quad (2.124)$$

$$R_{bx} = -4.602N$$

De la ecuación (2.124) se reemplaza en la ecuación (2.123).

$$R_{ax} + R_{bx} = (269.578N + 269.578N)$$

$$R_{ax} - 4.602N = (269.578N + 269.578N) \quad (2.125)$$

$$R_{ax} = 566.768N$$

De la ecuación (2.119) para la carga radial.

$$F_r = \sqrt{Rx^2 + Ry^2}$$

$$F_r = \sqrt{Rax^2 + Ray^2}$$

$$F_r = \sqrt{566.768^2 N + 312.586^2 N}$$

$$F_r = 647.253 N$$

Para determinar la capacidad de base dinámica de la ecuación (2.118) sabemos que:

$$X : 1$$

$$Fr : 647.253 N$$

$$N : 632 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{60 \text{min}}{1 \text{h}} * \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}} = 2382583868 \frac{\text{rad}}{\text{h}}$$

$$Lh : 24 \text{horas}$$

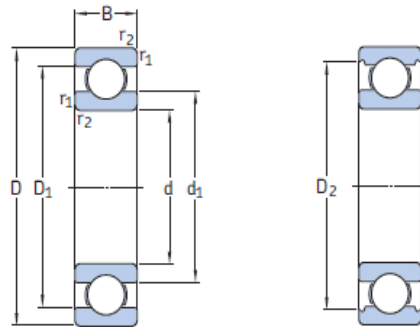
$$p : \frac{1}{3} \text{rodamientos de bolas}$$

$$C = (XFr + YFa) \left| \frac{60NL_h}{10^6} \right|^p$$

$$C = (1 * 647.253 N + 1) \left| \frac{60 * \left(2382583868 \frac{\text{rad}}{\text{h}} \right) * (24 \text{h})}{10^6} \right|^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 4.53 \text{ kN} = 0.462 \text{ Kg}$$

Con este factor C seleccionamos el rodamiento bajo el parámetro de carga dinámica. En el catálogo SKF el rodamiento seleccionado es el 61805 con una capacidad de carga básica de 4.36 kN como se indica en la figura 50.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805

Figura 50. Rodamiento de la turbina Michell Banki [41].

2.28.3 Análisis estático eje - turbina

El eje se encuentra sometido a diferentes cargas como rodamientos, acoples, elementos de transmisión, pero la carga más crítica que actúa sobre el eje es el peso de la turbina. El análisis se lo realiza como una carga puntual para conocer el comportamiento del eje bajo parámetros de deflexión y si estos afectan de alguna manera la resistencia del material.

- Longitud: 551 mm
- Carga total del rotor : 7.83 kg = 76.81 N
- Número de ejes: 1
- material: AISI 4340
- Empotramiento en sus extremos

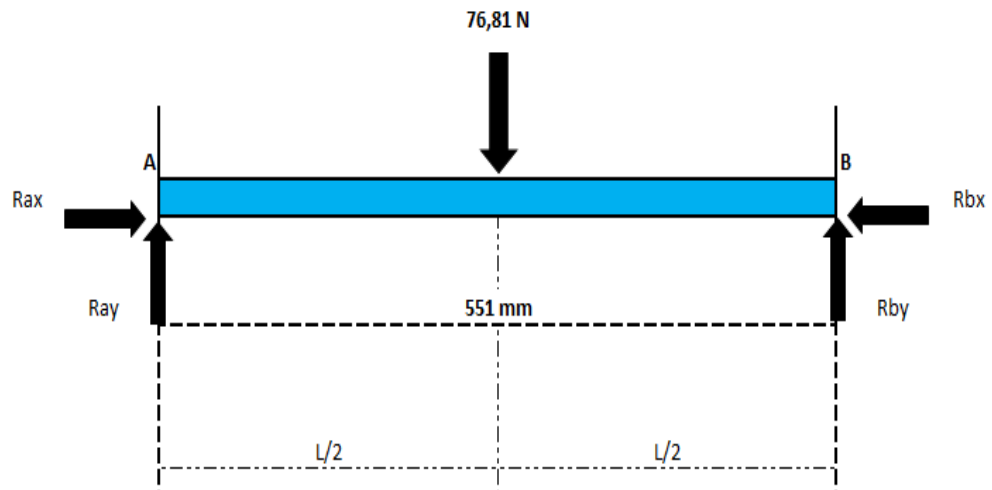


Figura 51. Diagrama estático del eje

$$\Sigma F_x = 0$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - 76.81 \text{ N} = 0$$

$$R_{ay} = 76.81 \text{ N} - R_{by} \quad (2.126)$$

$$+\uparrow \Sigma M_a = 0$$

$$R_{ay}(0) - 76.81(0.2755)m + R_{by}(0.551)m = 0$$

$$R_{by} = 38.405 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 38.405 \text{ N}$$

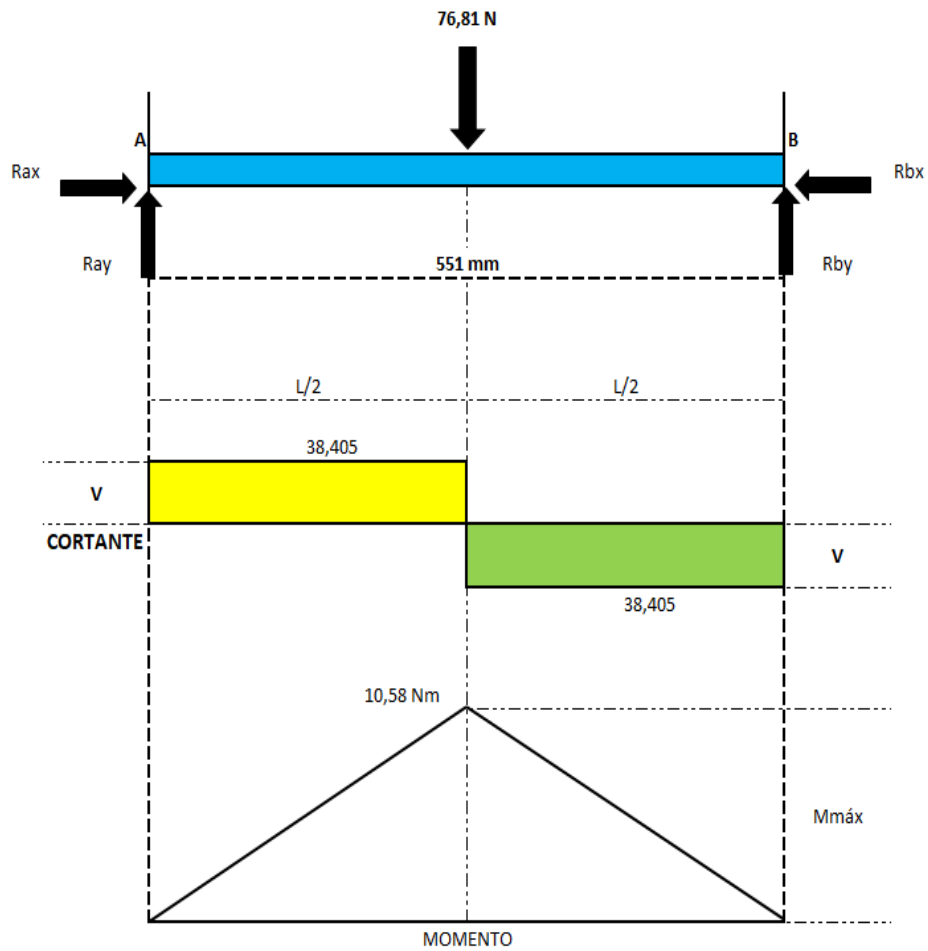


Figura 52. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Esfuerzo Cortante:

$$V = \frac{P}{2} = \frac{76,81 \text{ N}}{2} = 38,405 \text{ N} \quad (2.127)$$

Momento flector: $A1 = 38,405 \text{ N} * 0,2755 \text{ m} = 10,58 \text{ Nm}$

$$A2 = -38,405 * 0,2755 \text{ m} = -10,58 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}: \frac{Pl}{4} \quad (2.128)$$

$$M_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{76,81 \text{ N}(0,551\text{m})}{4}$$

$$M_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 10,58 \text{ Nm}$$

2.29 Longitud de correa para la transmisión por poleas

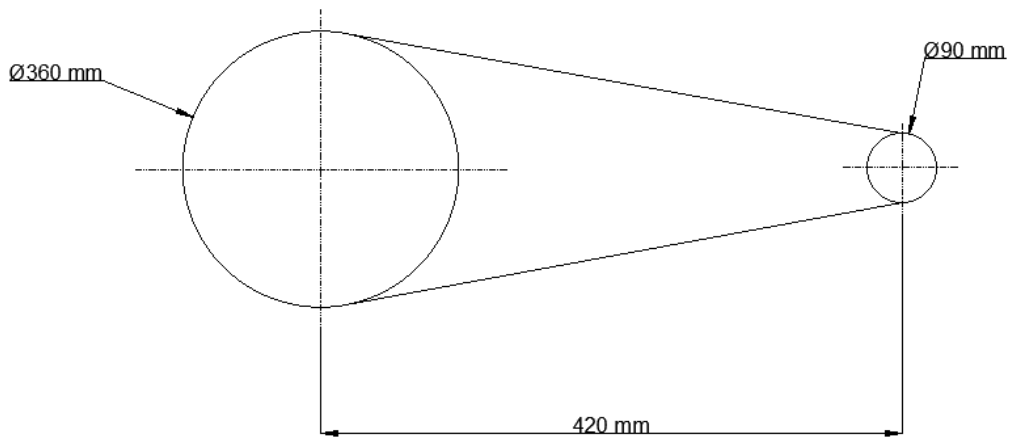


Figura 53. Diagrama de poleas

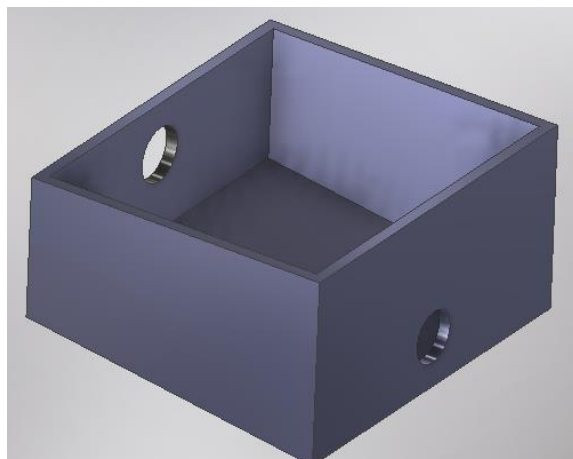
Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

$$L_c = \frac{\pi}{2}(D + d) + 2c + \frac{(D - d)^2}{4c} \quad (2.129)$$

$$L_c = \frac{\pi}{2}(360 + 90) \text{ mm} + 2(420) \text{ mm} + \frac{(360 \text{ mm} - 90 \text{ mm})^2}{4(420 \text{ mm})}$$

$$L_c = \frac{L_c}{25.4} = \frac{1547.019}{25.4} = 60.906 \text{ plg} \quad (2.130)$$

2.30 Diseño del tanque de presión



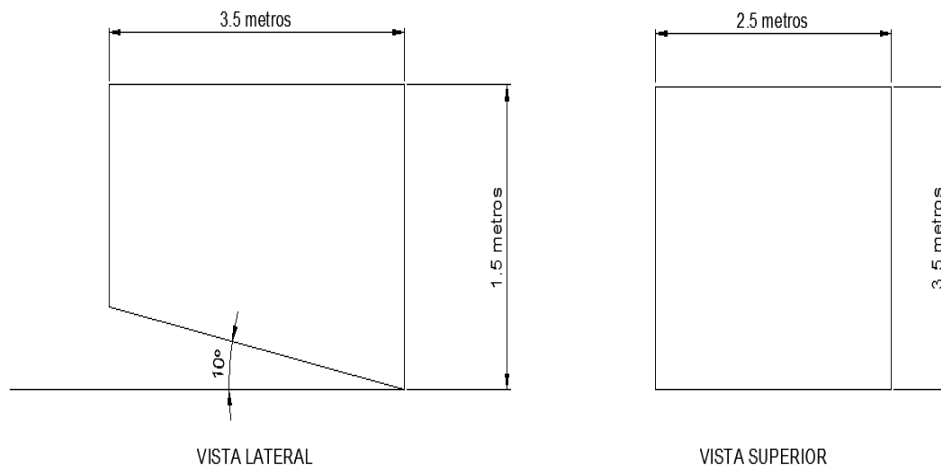


Figura 54. Dimensiones del tanque

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza

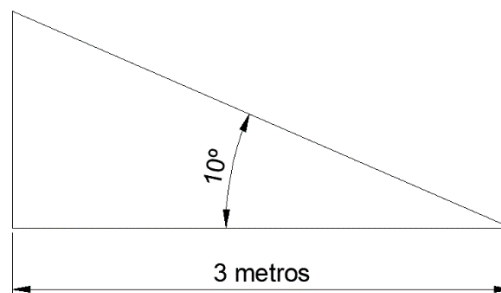


Figura 55. Ángulo de inclinación

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza

$$\tan \theta = \frac{CO}{CA} \quad (2.131)$$

$$CO = \tan \theta * CA$$

$$CO = \tan 10 * 3.5\text{m}$$

$$CO = 0.62 \text{ m}$$

2.31 Volumen de la cámara

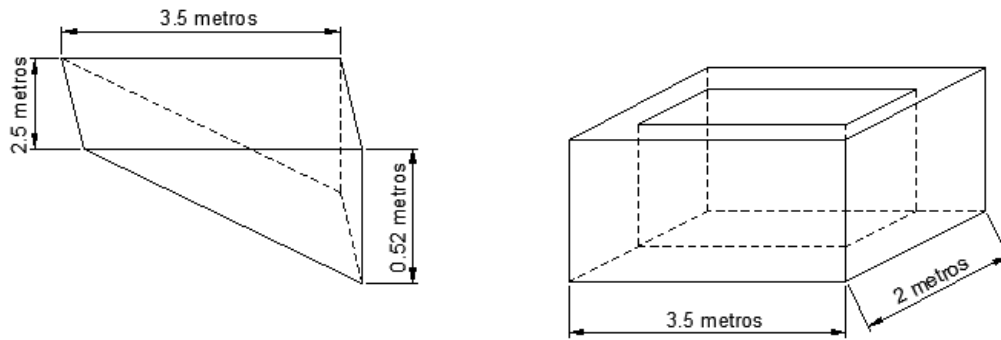


Figura 56. Dimensiones del tanque

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza

V : Volumen de la cámara

$$V = \text{largo} * \text{ancho} * \text{altura} \quad (2.132)$$

$$V = 3.5m * 2.5m * (1.5 - 0.62)m$$

$$V = 7.7m^3 = 7700 \text{ litros}$$

$$V = A_{base} * hc \quad (2.133)$$

$$V = \frac{b * h}{2} * 2.5m$$

$$V = \frac{3.5 * 0.62}{2} * 2.5m$$

$$V = 2.7m^3 = 2700 \text{ litros}$$

$$V_{total} = 7.7m^3 + 2.7m^3 \quad (2.134)$$

$$V_{total} = 10.4m^3$$

2.32 Distribuidores comerciales

HUGO GUERRERO – Quito Ecuador “Aceros industriales”

Dirección: Av. Los Pinos e7-30 e Inés de Medina Sucursal: Av. Galo Plaza Lasso
Lote 7 y Av. Diego De Vásquez.

Teléfono: (02) 2405-415

Correo electrónico: aceroshgb@hotmail.com

RULHERMAQ – Quito Ecuador “Rodamientos”

Dirección: Mariscal Sucre (Occidental) 163 y Bernardo de Legarda.

Teléfono: 02 259 71 33

Correo electrónico: info@rulhermaq.com

ECUAPOLEAS TROYA SALAZAR – Quito Ecuador “Poleas y correas”

Dirección: Av. Quitumbe Ñan Lote 6-1 y Julián Charro

Teléfono: 023650828

Correo electrónico: ecuapolea_ts@hotmail.com

PINTULAC – Quito Ecuador “generadores eléctricos”

Dirección: Calle Rumihurco Oe4 - 365 y Pedro Freile. Cotocollao.

CAPÍTULO III

SIMULACIÓN

3.1 Simulación del eje principal

Con los valores que se obtiene en el capítulo 2, se realiza la simulación del eje que se encuentra acoplado en la turbina Michell Banki. La figura 56 indica una visión del eje realizado en *Autodesk Inventor*.



Figura 57. Eje de la turbina

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Desde la pestaña entornos de *Inventor 2018* como se indica en la figura 57, se realiza el análisis de tensión estático, en el cual aplicamos: material del eje, restricciones, cargas, contactos, y malla a utilizar.

- Material a utilizar: AISI 4340
- Restricciones: Apoyos fijos en los extremos
- Cargas: gravedad y peso de la turbina
- Contactos: Se aplica las condiciones de contacto en la geometría, se lo puede realizar de manera automática.
- Malla: tamaño medio, tamaño mínimo, factor de modificación

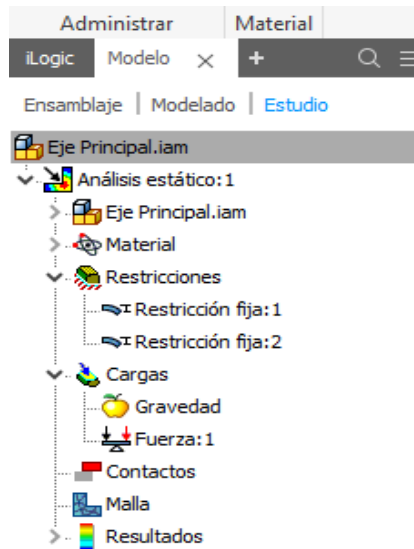


Figura 58. Pestaña de simulación estática en Autodesk Inventor.

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Para el presente caso se aplicará una carga estática de la turbina, perpendicular al plano como se indica en la figura 58. De igual manera se coloca la fuerza de gravedad y dos empotramientos fijos en sus extremos.

$$\text{Peso del rotor} = 76.81 \text{ N} \quad (3.1)$$

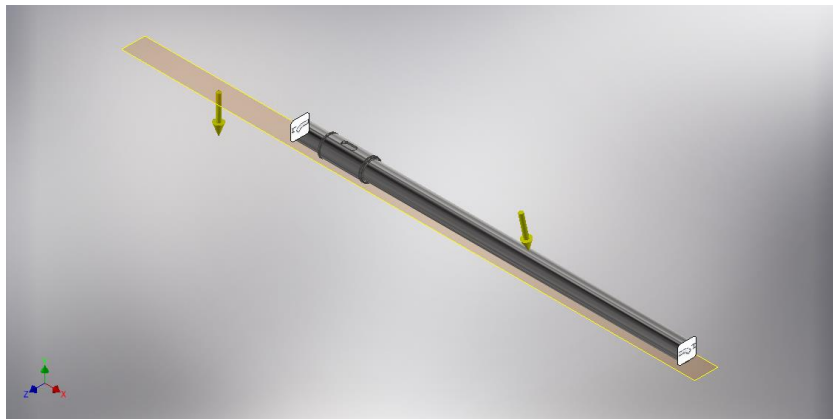


Figura 59. Aplicación de cargas al eje principal.

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

La configuración de mallado se muestra a continuación

- El tamaño medio de elemento especifica la distancia entre los nodos de los elementos de la malla. Los valores recomendados por el software para el tamaño medio de elemento es de 0,100 a 0,050.
- El tamaño mínimo del elemento es la distancia mínima entre nodos de la malla generada. Se recomienda valores entre 0,100 y 0,200.
- Para el factor de modificación se trabaja con un valor de 1,500 y que expresa la proporción máxima de arista de malla.
- El ángulo máximo de giro va de 30 a 60 grados y determina el ángulo máximo para los arcos de 1 a 90 grados. Con ángulos pequeños se genera elementos de malla pequeños. La figura 59 y 60 indica la configuración de malla que se encuentra en Autodesk Inventor.

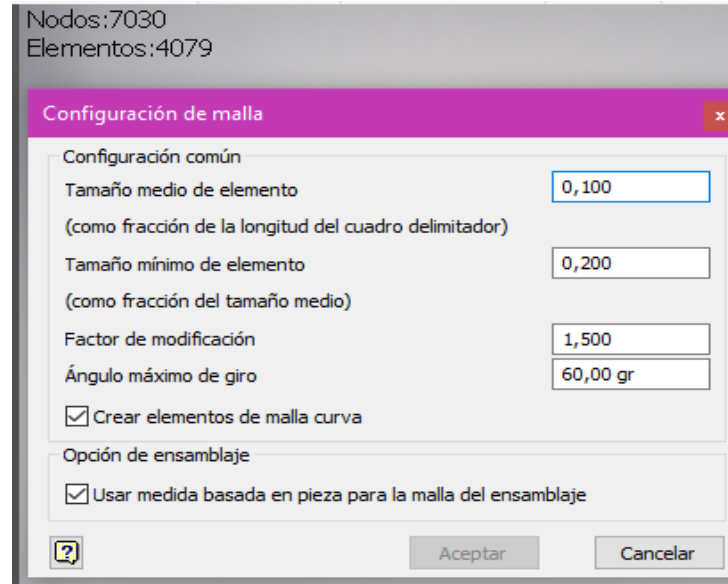


Figura 60. Configuración de malla.

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

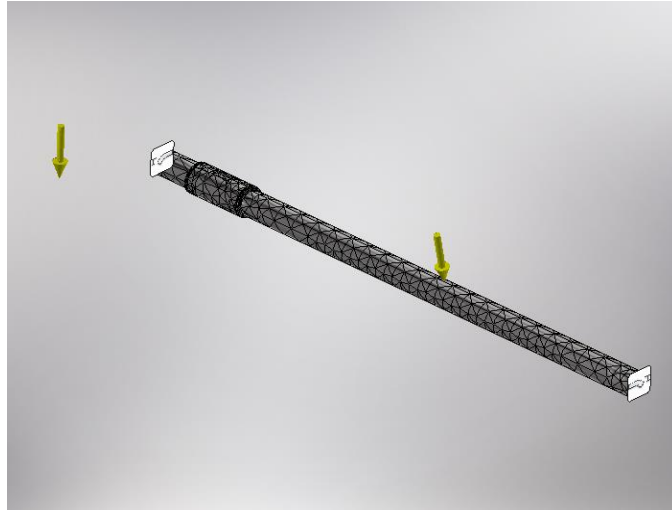


Figura 61. Eje de la turbina Michell Banki con cargas y creación de malla.

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Al completar los parámetros de estudio se analiza la simulación y se obtiene los resultados requeridos por el software.

3.1.1 Tensión de Von Mises

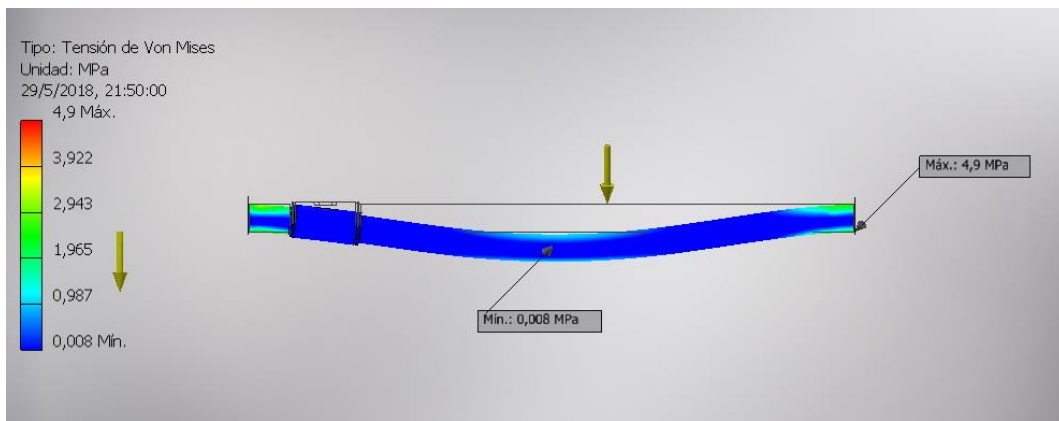


Figura 62. Tensión de Von Mises.

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Tabla 21. Tensión de Von Mises

Tensión máxima	Tensión mínima
4.9 MPa	0.008 MPa

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

En la figura 61 el eje se encuentra sometido a la carga de la turbina, sin embargo, no entra en un estado crítico y no sale del dominio elástico, lo que permite concluir que por peso de la turbina no se tiene rotura del eje o deformación permanente. El acero AISI 4340 o 705 tiene un punto de fluencia alrededor de 1000 MPa y la tensión máxima debido al peso de la turbina bordea los 4.9 MPa lo que permite concluir que no hay fallo del material.

3.1.2 Desplazamiento

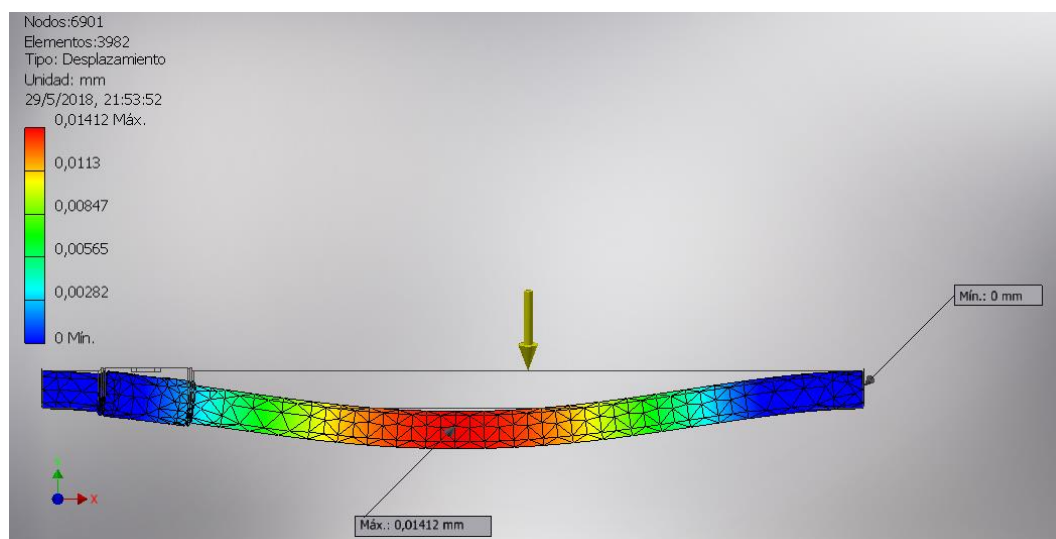


Figura 63. Desplazamiento

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Tabla 22. Desplazamientos

Desplazamiento máximo	Desplazamiento mínimo
0.01412 mm	0 mm

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

En la figura 62 se observa el desplazamiento que sufre el eje por efecto del peso y la carga, cuyo punto crítico se encuentra en el centro. Los desplazamientos que sufre no llegan a ser de alto riesgo como nos indica la tabla 22, lo cual permite estimar que el diseño del eje se ajusta a las cargas estáticas y funciona correctamente con la aplicación de alguna cargas adicionales como rodamientos y accesorios adicionales.

En la figura 63 se indica los valores obtenidos de la simulación en Inventor de tensión, deformación y desplazamiento.

☐ Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	282796 mm ³	
Masa	2,21995 kg	
Tensión de Von Mises	0,00834918 MPa	4,89999 MPa
Primera tensión principal	-1,32622 MPa	5,87899 MPa
Tercera tensión principal	-5,84845 MPa	1,29718 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0141192 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-5,83915 MPa	5,80637 MPa
Tensión XY	-0,709562 MPa	0,861019 MPa
Tensión XZ	-0,614405 MPa	0,702379 MPa
Tensión YY	-1,47136 MPa	1,51005 MPa
Tensión YZ	-0,526835 MPa	0,582392 MPa
Tensión ZZ	-2,17282 MPa	2,20893 MPa
Desplazamiento X	-0,00102855 mm	0,00102443 mm
Desplazamiento Y	-0,0138133 mm	0,00000833442 mm
Desplazamiento Z	-0,00293829 mm	0,0000228397 mm
Deformación equivalente	0,0000000405227 su	0,0000218764 su
Primera deformación principal	0,00000000980664 su	0,0000243426 su
Tercera deformación principal	-0,0000248423 su	-0,00000000893903 su
Deformación XX	-0,0000248167 su	0,0000243217 su
Deformación XY	-0,00000455902 su	0,00000553215 su
Deformación XZ	-0,00000394762 su	0,00000451287 su
Deformación YY	-0,0000102881 su	0,00000978671 su
Deformación YZ	-0,00000338498 su	0,00000374194 su
Deformación ZZ	-0,00000606048 su	0,00000584062 su

Figura 64. Tabla de resultados del eje principal

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Bajo estos criterios el eje principal que se conecta con la turbina Michell Banki no va a sufrir una deformación crítica debido al peso del rodete. El análisis comparativo que se obtuvo permite concluir que no supera los valores de resistencia del material para tener deformaciones o daños permanentes como se indica en la tabla

Tabla 23. Características del material

Material	Punto de fluencia	diámetro	Resistencia Mecánica	Dureza Rokwell
AISI 4340 (705)	900 N/mm ² 130.534 Ksi	19-40 mm	1100-1300 N/mm ²	240-380

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Tabla 24. Comparación de cargas

Nombre de la carga	Valor de la carga (N)	Tensión Von Mises (MPa) Simulación	Tensión de Von Mises (Ksi)	Punto de fluencia del material (Ksi)
Rby	38.405	4.9	0.7106	130.534
Ray	38.405	4.9	0.7106	130.534
Peso turbina	76.81	0.008	0.0011	130.534

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

3.2 Construcción de la Turbina Michell Banki en Inventor

Con los parámetros de diseño que se realiza en el capítulo 2, se procede a la construcción en *Autodesk Inventor* para ver su movimiento y forma de la turbina.

La tabla 25 indica los valores que se adoptan para el diseño y construcción.

Tabla 25. Características de la turbina

Parámetro	Unidad
Diámetro interior	132 mm
Ancho del inyector	304 mm
Ancho del rotor	395 mm
Número de álabes	22
Diámetro del rotor	200 mm

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

La figura 64 y la figura 65 nos presentan la turbina Michell Banki, así como la vista isométrica de la carcasa respectivamente realizada en *Autodesk Inventor* diseñada para conocer sus partes y funcionamiento.



Figura 65. Turbina Michell Banki en Autodesk Inventor.

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

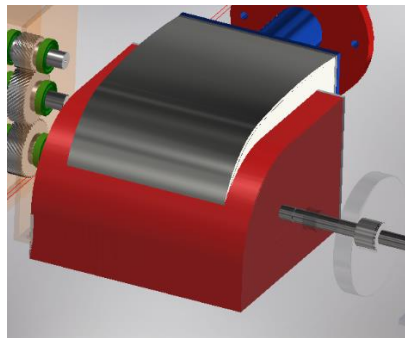


Figura 66. Vista isométrica del inyector en Autodesk Inventor

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

3.3 Cálculo de la velocidad en la boca de pato

Para conocer la velocidad que se obtiene al ingreso de la turbina, se analiza la reducción que se encuentra en el inyector conocida como boca de pato. Cabe señalar que esta reducción de área permite aumentar la velocidad del fluido y por siguiente mejorar la eficiencia de nuestra turbina.

Las dimensiones de la boca de pato se indican en la tabla 26.

Tabla 26. Dimensiones de la boca de pato

DIMENSIONES DE LA BOCA DE PATO		
SECCIÓN	Largo (mm)	Ancho (mm)
Entrada	274 mm	91 mm
Salida	274 mm	59.25

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

La boca de pato permite aumentar la velocidad del fluido. El cambio de sección de este elemento se indica en la figura 67. En *Ansys Workbench* se realiza la simulación de la velocidad mediante *Fluid Flow CFX* y los valores de velocidad obtenidos con la ecuación de Bernoulli en el capítulo II.

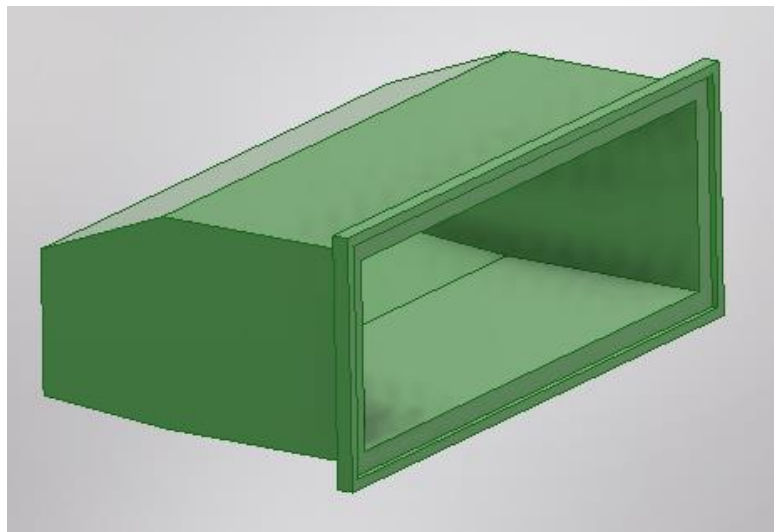


Figura 67. Boca de pato

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Una vez que se cumple todos los parámetros de simulación como se indica en la figura 68, se obtiene los resultados de Ansys que serán comparados con el cálculo analítico.

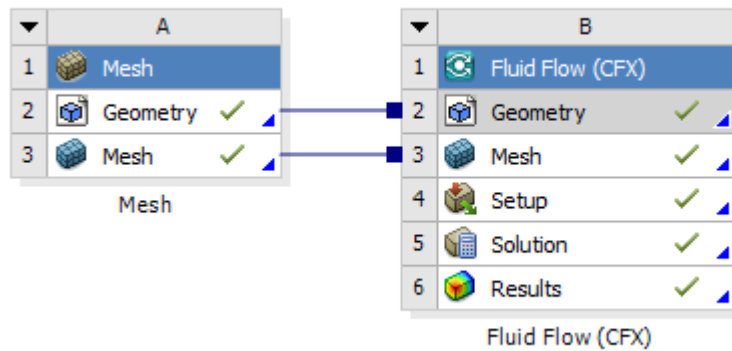


Figura 68. Parámetros de simulación en Ansys

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

3.4 Resultados

Los valores obtenidos de Ansys permiten conocer el comportamiento del fluido a la entrada y salida de la turbina y comparar con los valores numéricos del capítulo II como se indica en la tabla.

Tabla 27. Comparación de la velocidad en la boca de pato

Velocidad	Entrada (m/s)	Salida (m/s)
Ansys	14.99	21.13
Cálculo Analítico	15.02	22.53

El cambio de sección en la boca de pato aumenta la velocidad del fluido al ingreso de la turbina. Este fenómeno no se puede observar con el cálculo analítico y depende de su geometría. Si el diseño de la reducción es diferente, su velocidad aumenta o disminuye, permitiendo una eficiencia diferente en el rodete.

Las velocidades obtenidas en Ansys se puede observar en la figura 69 y 70.

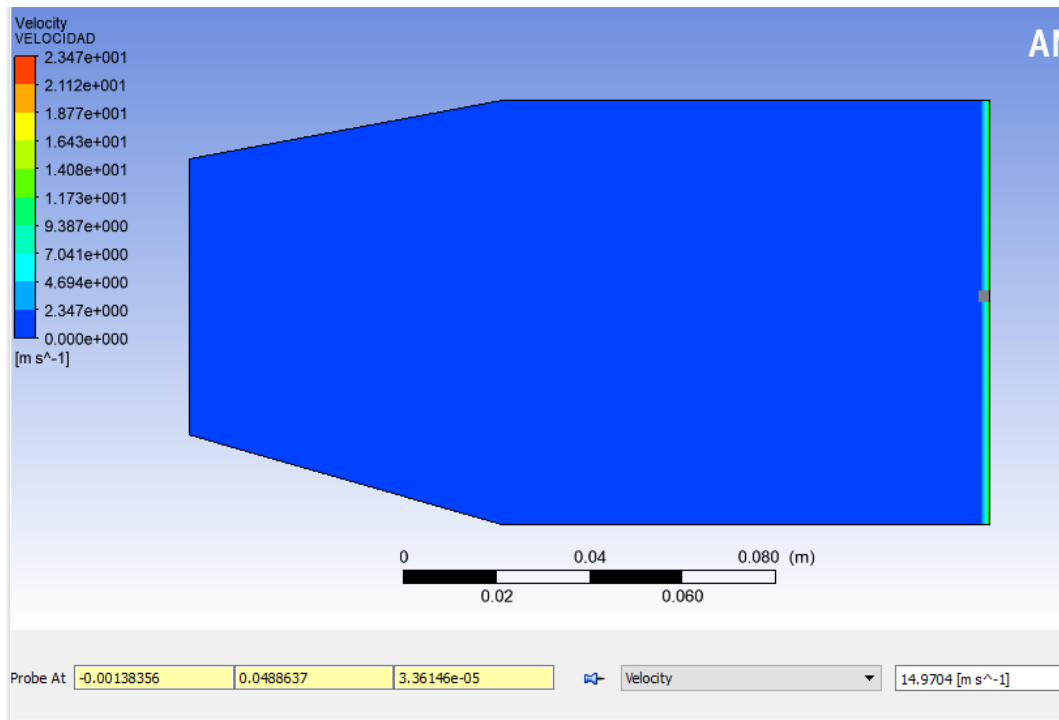


Figura 69. Velocidad de entrada en la boca de pato 14.9 m/s

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

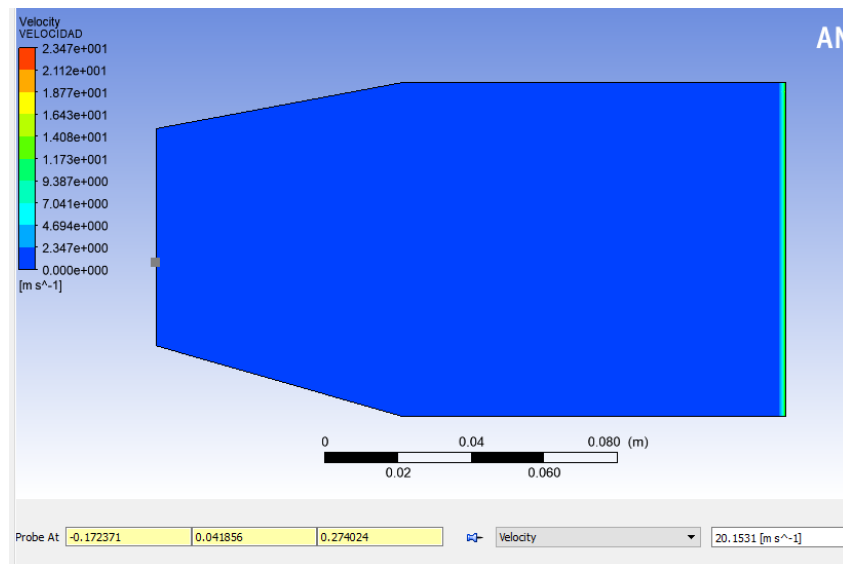


Figura 70. Velocidad de salida en la boca de pato 20.15 m/s

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE COSTOS

4.1 Proyecto de inversión

Tabla 28. Costos de diseño.

Costos Directos			
Detalles	Costos		
	Cant.	V.Unit	V.Total
Hojas de Papel Bond tamaño (INEN)	150	0,06	9,00
Internet (Horas)	40	0.98	39,20
Empastados de la tesis	2	17,00	34,00
Impresiones (Tesis, Planos)	113	0,40	45,20
Instalación (Tanque)	1	800,00	800,00
Tanque (3.5 x 2.5m)	1	1200,00	1200,00
Imprevistos			49,84
Subtotal			2177,24

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Los costos directos son los valores que se crearon para la presentación del proyecto, como es la utilización de materiales, elaboración del diseño en Software, creación de planos y gastos que se presentaron en el transcurso del informe.

Tabla 29. Costos indirectos

Costos Indirectos	
Detalles	V.USD
Alimentación	100,00
Transporte	300,00
Hospedaje	62,00
Imprevistos	50,00
Subtotal	512,00

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Tabla 30. Materiales para el diseño de construcción

Detalles	Costos		
	Cant.	V.Unit	V.Total
Generador (PORTEN 3100W)	1	700,00	700,00
Turbina Michell Banki de 22 álabes	1	1900,00	1900,00
Tubería de presión de “6” (PVC) SCH 40	7	104,00	728,00
Tubería de presión de “3” (PVC) SCH 40	4	38,00	152,00
Tubería de presión de “2” (PVC) SCH 40	1	9,75	9,75
Banda de Polea tipo V-29°	1	30,00	30,00
Abrazaderas en C (metálicas)	15	2,00	30,00
Juego de Poleas tipo (V - W)	2	70,00	140,00
Universales (“6” - “3”)(HG)	4	20,00	80,00
Uniones y Acoples (HG)	4	10,00	40,00
Manómetro de 100 PSI, conexión vertical, rosca ¼, inoxidable, 63mm	1	25,00	25,00
Válvula de globo “6”	1	120,00	120,00
Válvula de Mariposa “3”	2	80,00	160,00
Pulsadores eléctrico metálico (NC)	4	12,00	48,00
Regulador de voltaje Marelli	1	130,00	130,00
Cables conductor N°10	2	47,00	94,00
Caja térmica (4 puntas)	1	140,00	140,00
Cables de conductor (3x8) de cobre	38	5,00	190,00
Toma corrientes polarizados	10	2,00	20,00
Interruptores monofásico (IPC)	5	7,00	35,00
subtotal			4741,75
IVA (12%)			569,01
Total			5310,76

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Tabla 31. Costos globales

Costo Global	
Detalles	V.USD
Costos Directos	2177,24
Materiales para la construcción	5310,76
Costos Indirectos	512,00
Total	8000,00

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

El proyecto de inversión exige un desembolso inicial de \$ 8000,00 dólares americanos destinados para la maquinaria, la adecuación del espacio, compra de materiales, construcción y otros gastos.

Tabla 32. Datos principales del flujo de caja.

Flujo de Caja	
Proyecto	Central Hidroeléctrica Cahuasqui
Potencia	3000 Watts
Ubicación	Latitud: 0.5 Longitud:-78.2333

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Al trabajar con 744 horas por mes se estima un rendimiento global de electricidad de \$0.24 *c/hora* de ganancia para el propietario. Anualmente se estima un valor de horas ocupadas por el propietario para uso personal o de agricultura.

4.1.1 Payback Period

Para conocer el tiempo de recuperación, utilizamos la siguiente ecuación:

$$\text{Payback Period} = \frac{\text{La inversión invertida}}{\text{El primer flujo de caja anual}} \quad (4.1)$$

$$\text{Payback Period} = \frac{8000,00}{2176,32}$$

$$\text{Payback Period} = 3,67 = 4 \text{ años}$$

El Payback Period nos indica que en 4 años se recupera la inversión requerida por lo cual aplicaremos un periodo de 5 años que nos garantiza un mejor rendimiento y valorización efectiva en el proyecto a largo plazo. Todo lo señalado representa un beneficio a largo plazo que permite mejorar las condiciones de vida del lugar.

Tabla 33. Flujo económico de caja.

Flujo Económico de Caja		Unidad
Inversión Inicial	8000,00	Dólares
Producción	3	kWh
Precio del Kilovatio	0,08	Dólares
Costo por hora	0,24	Dólares
Costo Mensual (744 horas)	178,56	Dólares
Costo Anual	2142,72	Dólares
Periodo en Años	5	Años

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Tabla 34. Gastos anuales.

Gastos Anuales	
Insumos	\$ 20,00
Mantenimiento	\$ 30,00
Reparaciones	\$ 30,00
Otros Gastos	\$ 10,00
Subtotal	\$ 90,00
Total Gastos	\$ 180,00

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Tabla 35. Saldo final del flujo de caja.

FLUJO DE CAJA	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5
Inversión	\$8.000,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Servicios Eléctricos		\$ 19,32	\$ 19,90	\$ 20,50	\$ 21,11	\$ 21,74
Ley de Defensa contra Incendio		\$ 74,28	\$ 76,51	\$ 78,80	\$ 81,17	\$ 83,60
Vivienda (Agricultura)		\$ 120,00	\$ 120,00	\$ 120,00	\$ 120,00	\$ 120,00
Costo Anual		\$ 2.142,72	\$ 2.207,00	\$ 2.273,21	\$ 2.341,41	\$ 2.411,65
Total Ingresos		\$ 2.356,32	\$ 2.423,41	\$ 2.492,51	\$ 2.563,69	\$ 2.637,00
Gastos Anuales		\$ 180,00	\$ 180,00	\$ 180,00	\$ 180,00	\$ 180,00
Total Egresos		\$ 180,00	\$ 180,00	\$ 180,00	\$ 180,00	\$ 180,00
Saldo Final		\$ 2.176,32	\$ 2.243,41	\$ 2.312,51	\$ 2.383,69	\$ 2.457,00

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

Con los valores de la inversión asumidos que están predestinados para el diseño y construcción de la turbina Michell Banki, con una tasa de interés del 12% calculamos:

1. El valor presente neto para el proyecto (VPN).
2. La Tasa de interna de retorno para el proyecto (TIR).

3. El índice de rentabilidad para el proyecto (IR).
4. La variación de la tasa de oportunidad tendría el proyecto, mediante el diagrama (VPN) vs (Interés).

Tabla 36. Porcentaje de inversión.

Año	0	1	2	3	4	5
Proyecto	-8000,00	2176,32	2243,41	2312,51	2383,69	2457,00

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

4.1.2 Valor presente neto

$$VPN = I_0 + I_1(1+i)^{-1} + \dots + I_n(1+i)^{-n} \quad (4.2)$$

$$VPN = -8000,00 + 2176,32(1+0.12)^{-1} + 2243,41(1+0.12)^{-2} + 2312,51(1+0.12)^{-3} + 2383,69(1+0.12)^{-4} + 2457,00(1+0.12)^{-5}$$

$$VPN = 1569,67 \quad (4.3)$$

Todo valor superior de cero, nos indica que el proyecto genera ganancia.

4.1.3 Tasa interna de retorno

$$TIR = I_0 + I_1(1+i)^{-1} + \dots + I_n(1+i)^{-n} = 0 \quad (4.4)$$

$$TIR = -8000,00 + 2176,32(1+i)^{-1} + 2243,41(1+i)^{-2} + 2312,51(1+i)^{-3} + 2383,69(1+i)^{-4} + 2457,00(1+i)^{-5} = 0$$

$$TIR = 18,4947\% \quad (4.5)$$

El TIR es mayor que la tasa de interés, nos indica que el proyecto es efectivo porque supero la tasa requerida exigida para realizar la inversión.

4.1.4 Índice rentabilidad

$$IR = \frac{VPN}{I_0} \quad (4.6)$$

$$IR = \frac{1569,67}{8000,00}$$

$$IR = 0,1962 = \text{El proyecto Genera Valor} \quad (4.7)$$

4.1.5 Variación de la tasa de oportunidad

Tabla 37. Tasa de interés.

Tasa de interes	VPNA	Viable
1%	5592,85	SI
10%	2135,00	SI
18%	87,62	SI
20%	-321,80	NO
30%	-1940,24	NO
40%	-3058,74	NO
50%	-3863,45	NO
60%	-4462,40	NO
85%	-5433,65	NO

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

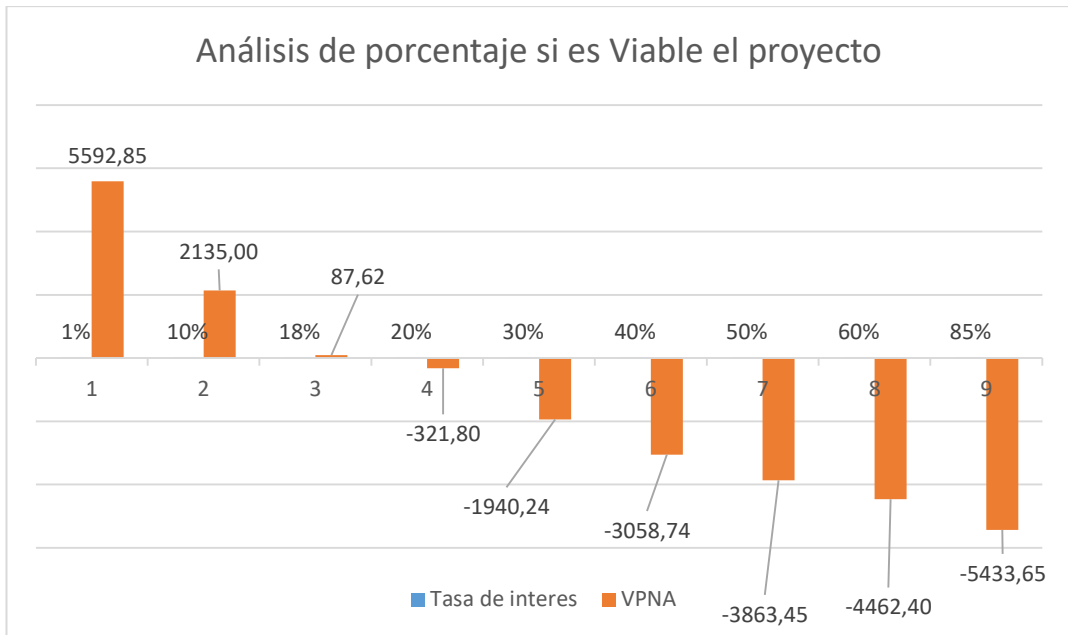


Figura 71. Tasa de interés.

Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza.

En la figura 71 se realiza un análisis de financiamiento para conocer el beneficio y la rentabilidad del proyecto. De esta manera el inversionista puede conocer la viabilidad y estimar el costo total de la central hidroeléctrica.

CONCLUSIONES

- Para obtener una eficiencia de 87 % se ha determinado que la turbina debe tener 22 álabes y un diámetro exterior de 200 mm.
- De los gráficos obtenidos de funcionalidad, la turbina más eficiente para las condiciones descritas en este proyecto es la turbina Michell Banki con respecto a otro tipo de turbinas hidráulicas.
- Al utilizar un caudal de diseño de $0.2 \frac{m^3}{s}$ y una altura de 10 metros existe una variación del 4% respecto a la operación real.
- Los resultados obtenidos de forma comparativa entre *Autodesk Inventor* y *Ansys* de los cálculos realizados nos permiten conocer que los elementos acoplados a la turbina de acción, se encuentran dentro de los parámetros de elasticidad y esfuerzo de fluencia del material seleccionado.
- El costo del proyecto bajo los parámetros de diseño y materiales a utilizar, es aceptable comparado a un proyecto hidráulico de la misma magnitud y de mayor impacto ambiental.

RECOMENDACIONES

- Para la creación de la Pico central hidroeléctrica es necesario tener un tanque que realice la función de embalse y captación del agua. Una manera segura es la creación de compuertas o válvulas con unos aliviaderos para controlar el nivel del fluido.
- La conducción hidráulica o toma del agua debe contener una rejilla que evite el paso de elementos sólidos al tanque, disminuyendo las pérdidas de carga. Por lo que es necesario una compuerta de seguridad que se la conoce como ataguía.
- Es necesario la utilización de un desarenador con la función de eliminar la arena y sedimentos por parte de la corriente.
- La tubería de presión debe estar preparada para soportar presiones que produce el fluido, además de la sobrepresión que provoca el golpe de ariete en caso de parada brusca de la central hidroeléctrica.
- Dependiendo de la topografía del lugar y evitando un impacto ambiental, la colocación de la tubería forzada se puede realizar aérea o bajo tierra. Si el diseño se realiza de forma aérea, es necesario utilizar apoyos y anclajes en los cambios de dirección y compensando los esfuerzos que se originan por los cambios de temperatura y dilatación que se ocasiona.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] E. I. P. Valdés de Hoyos y E. Uribe Arzate, «El derecho humano al agua. Una cuestión de interpretación o de reconocimiento.,» *Cuestiones Constitucionales*, vol. XXXIV, n° 34, pp. 3-25, 2016.
- [2] Profesor en Línea, «Acerca de nosotros: P. en Línea,» Profesor en Línea, 5 Marzo 2015. [En línea]. Available: <http://www.profesorenlinea.cl/fisica/EnergiaHidraulica.htm>. [Último acceso: 10 Diciembre 2017].
- [3] Agencia de Regulación y Control de Electricidad, «Acerca de nosotros: A. Regulación y Control,» Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, 23 Marzo 2016. [En línea]. Available: <http://www.regulacioneolica.gob.ec/ecuador-posee-un-5155-de-energia-renovable/>. [Último acceso: 6 Noviembre 2017].
- [4] M. Electricidad y Energía Renovable, «Acerca de nosotros: Construcción de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas,» Gobierno de la República del Ecuador, 5 Febrero 2010. [En línea]. Available: <http://www.energia.gob.ec/construccion-de-pequenas-centrales-hidroelectricas/>. [Último acceso: 6 Noviembre 2017].
- [5] CBS ING S.A., «Acerca de nosotros: CBS Ingeniería y consultoría,» CBS, 10 Marzo 2012. [En línea]. Available: <http://www.centralhidroelectrica.com/fiscalizacion.html>. [Último acceso: 18 Abril 2018].

- [6] Ministerios de Electricidad de Energía Renovable, «Acerca de nosotros: Electrogenerador del Austro,» 02 Febrero 2012. [En línea]. Available: http://elecaustro.com.ec/jdownloads/Boletines%20ElecAustro/boletn_guala ceo_2012-02_ver_1.pdf. [Último acceso: 18 Abril 2018].
- [7] J. D. Vásquez de León, «Acerca de nosotros: Universidad de San Carlos de Guatemala,» 24 Febrero 2006. [En línea]. Available: http://www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0550_M.pdf. [Último acceso: 6 Diciembre 2017].
- [8] M. A. Díaz Escobar y Y. A. Chávez Posada, «Acerca de nosotros: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas,» 1-30 Octubre 2008. [En línea]. Available: http://cef.uca.edu.sv/descargables/tesis_descargables/propuesta_de_diseno_de_una_turbina_banki.pdf. [Último acceso: 8 Diciembre 2017].
- [9] R. A. Martínez, M. d. I. A. Mejias, D. K. Torres , J. T. Gonzalez, A. C. Marcano y M. V. García , «Acerca de nosotros: Universidad de Oriente (UDO),» 22 Marzo 2009. [En línea]. Available: <http://hidroimpacto.blogspot.com/>. [Último acceso: 12 Diciembre 2017].
- [10] Energia.gob.ec, «Acerca de nosotros: Coca Codo Sinclair,» Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, 18 Noviembre 2016. [En línea]. Available: <http://www.energia.gob.ec/coca-codo-sinclair/>. [Último acceso: 26 Febrero 2018].
- [11] CELEC EP (Corporación Electrica del Ecuador), «Acerca de nosotros: Venta directa de Bienes,» CELEC EP, 22 Marzo 2017. [En línea]. Available:

- <https://www.celec.gob.ec/hidropaute/noticias.html>. [Último acceso: 26 Febrero 2018].
- [12] S. L. Anders Goude, «International Journal of Marine Energy,» *ELSEVIER*, vol. 19, pp. 345-356, 2017.
- [13] P. D. Fernández, «Acerca de nosotros: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética,» Febrero 2012. [En línea]. Available: http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/turbinas-hidraulicas.pdf. [Último acceso: 8 Diciembre 2017].
- [14] A. F. Sierra Alarcón, F. E. Sierra Vargas y C. A. Guerrero Fajardo , «Pequeñas y microcentrales hidroeléctricas alternativa real de generación eléctrica.,» 8 Noviembre 2011. [En línea]. Available: http://revistas.sena.edu.co/index.php/inf_tec/article/viewFile/22/27. [Último acceso: 9 Diciembre 2017].
- [15] U. J. Sánchez Domínguez, *Maquinas Hidraulicas*, San vicente: Club Universitario, 2012.
- [16] Herzberg, «Wasserrad für Herzberg e.V.,» Wasserradherzberg, 18 Mayo 2005. [En línea]. Available: <http://www.wasserradherzberg.de/dokumentation.htm>. [Último acceso: 6 Noviembre 2017].
- [17] L. M. Acevedo Quintero, J. S. López y S. Sánchez Guevara, «Acerca de nosotros: Universidad Tecnológica de Pereira,» 15 Enero 2015. [En línea]. Available:

<http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/5770/62124A174.pdf?sequence=1>. [Último acceso: 31 Enero 2018].

- [18] Á. Gamarra Miranda, O. Mejía Vásques y L. Parraguez de la Cruz, «Acerca de nosotros: Dokumensaya,» 12 Julio 2017. [En línea]. Available: https://dokumensaya.com/download/diseo-turbina-michell-banki-terminado_59668a47dc0d609742a88e78_pdf. [Último acceso: 7 Enero 2018].
- [19] ITDG, «Acerca de nosotros: solucionesparcticasorg,» 5 Febrero 2015. [En línea]. Available: <https://solucionespracticass.org.pe/Descargar/603/5254>. [Último acceso: 6 Enero 2018].
- [20] Manual Piraguero3 , «Acerca de nosotros: Manual Piraguero - Medición de caudal,» 6 Febrero 2014. [En línea]. Available: http://www.piraguacorantioquia.com.co/wp-content/uploads/2016/11/3.Manual_Medición_de_Caudal.pdf. [Último acceso: 6 Enero 2018].
- [21] Ingeniero Ambiental, «Acerca de nosotros: Ingeniero Ambiental,» 13 Marzo 2015. [En línea]. Available: <http://www.ingenieroambiental.com/4018/hidrologia%20-%20caudales%282%29%282%29.pdf>. [Último acceso: 18 Abril 2018].
- [22] Slideshare, «SlideShare,» 16 Julio 2012. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/bocha76/hidraulica-en-tuberias-13662585>. [Último acceso: 2 Febrero 2018].

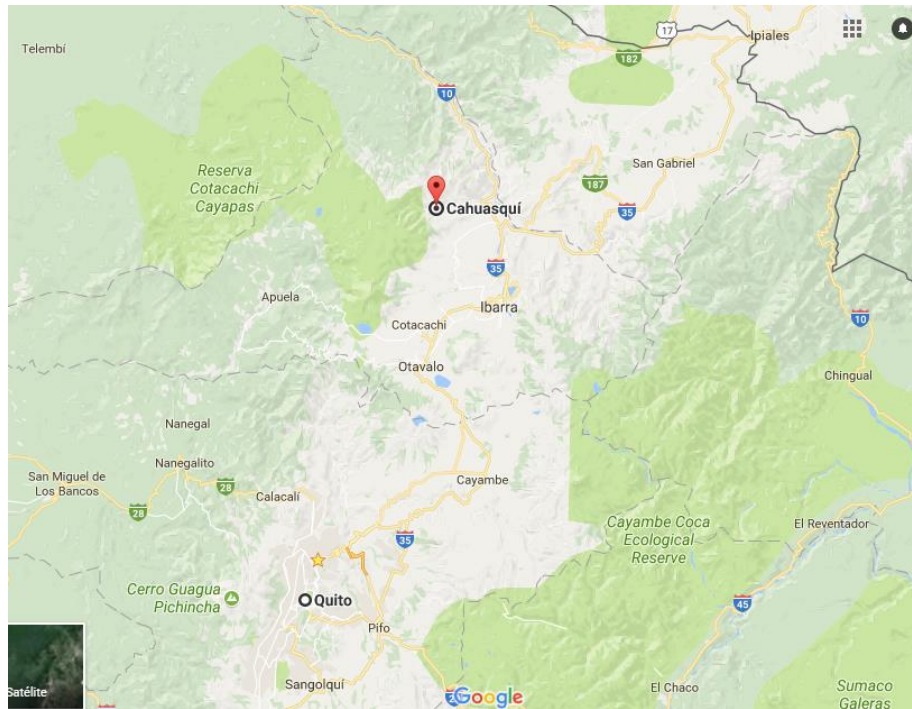
- [23] Fao Org, «Acerca de nosotros: Fao.org,» 5 Abril 2015. [En línea].
Available:
http://www.fao.org/fishery/static/FAO_Training/FAO_Training/General/x6707s/x6707s05.htm. [Último acceso: 17 Abril 2018].
- [24] G. N. Bustos, «Universidad Nacional de San Juan,» 5 Abril 2014. [En línea].
Available:
<ftp://ftp.unsj.edu.ar/agrimensura/Topografia%20II/ESTACIÓN%20TOTAL.pdf>. [Último acceso: 17 Abril 2018].
- [25] W. Rodríguez, «Topografía IUPSM,» 9 Noviembre 2012. [En línea].
Available: <http://topografiadeobrasciviles.blogspot.com/2012/11/la-estacion-total.html>. [Último acceso: 23 Abril 2018].
- [26] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos (Sexta edición)*, México: ReeAnne Davies, 2006.
- [27] R. L. Mott, «Coeficientes de resistencias para válvulas y acoplamientos,» de *Mecánica de fluidos (Sexta edición)*, México, Publicaciones PEARSON Educación, 2006, p. 295.
- [28] R. L. Mott, «Coeficientes de resistencias,» de *Mecánica de fluidos (Sexta edición)*, México, Publicaciones PERSON Prentice hall, 2006, pp. 296-297.
- [29] R. L. Mott, «Dimensiones de tuberías de acero,» de *Mecánica de fluidos*, México, Publicaciones PEARSON Prentice hall, 2006, p. 601.
- [30] R. L. Mott, «Pérdida por fricción en el flujo laminar,» de *Mecánica de fluidos (Sexta edición)*, México, ReeAnne Davies, 2006, pp. 233-234.

- [31] R. L. Mott, «Ecuaciones para el factor de fricción,» de *Mecánica de fluidos*, México, Publicado PEARSON Prentice Hall, 2006, pp. 242-243.
- [32] R. L. Mott, «Pérdida de fricción en el flujo turbulento,» de *Mecánica de fluidos*, México, Publicacion Pearson Prentice Hall, 2006, pp. 235-239.
- [33] M. Martínez González, «Acerca de nosotros: Universidad Central Marta Abreu de las Villas,» Septiembre 2015. [En línea]. Available: <http://dspace.uclv.edu.cu/bitstream/handle/123456789/7741/Markel%20Martínez%20González%2C.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 21 Noviembre 2017].
- [34] OLADE, «Acerca de nosotros: Manual de diseño estandarización y fabricación de equipos para pequeña centrales hidroeléctricas,» 6 Febrero 2001. [En línea]. Available: biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/old0194.pdf. [Último acceso: 21 Noviembre 2017].
- [35] D. V. Alajo Alajo y E. Anchatuña Chuchico, «Acerca de nosotros: Universidad Técnica de Cotopaxi,» 6 Febrero 2013. [En línea]. Available: <http://repositorio.utc.edu.ec/handle/27000/1675>. [Último acceso: 6 Enero 2018].
- [36] R. G. Budynas y K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica*, México: Mc Graw Hill, 2008.
- [37] Gabriel Lucas, «Acerca de nosotros: Gabriel mecanismos,» sites.google.com, 4 Mayo 2011. [En línea]. Available: <https://sites.google.com/site/gabrielmecanismos/Home/parte->

- iii/transformacion-de-movimiento-giratorio-en-giratorio/1-4---sistema-de-engranajes. [Último acceso: 1 Diciembre 2017].
- [38] ENPA, «Acerca de nosotros: ENPA fabricante de engranajes,» ENPA, 8 Febrero 2007. [En línea]. Available: <http://enpa.es/es/engranajes-rectos-y-helicoidales.html>. [Último acceso: 6 Diciembre 2017].
- [39] Tecnojulio.com, «Acerca de nosotros: Tecnología Programación y Robotica,» Tecnojulio, 4 Febrero 2012. [En línea]. Available: <http://www.tecnojulio.com/1eso/2012/02/04/mecanismos-de-transmision-circular/>. [Último acceso: 6 Diciembre 2017].
- [40] Minelca, «Acerca de nosotros: Minelca,» 4 Junio 2012. [En línea]. Available: <http://minelcavzla.blogspot.com/2012/06/sistemas-de-transmision-de-poleas-por.html>. [Último acceso: 16 Noviembre 2017].
- [41] SKF, «Acerca de nosotros: Rodamientos SKF,» SKF.com, 5 Octubre 2015. [En línea]. Available: http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES--Rolling-bearings.pdf. [Último acceso: 22 Junio 2018].
- [42] J. A. Álvarez Flórez, «turbinas de acción,» de *Máquinas térmicas motoras*, Barcelona, UPC, 2002, p. 368.
- [43] N. G. Tenorio Zurita, «Acerca de nosotros: Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga,» Diciembre 2005. [En línea]. Available: <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/3991/1/T-ESPEL-0099.pdf>. [Último acceso: 4 Enero 2018].

[44] Michell Banki, «Manual de diseño estandarización fabricacion de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas,» volumen I, 1986.

ANEXOS



Anexo 1. Ubicación del proyecto hidroeléctrico
Fuente: Google Maps



Anexo 2. Cahuasqui
Fuente: Google Maps



Anexo 3. Levantamiento topográfico en el sitio
Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza



Anexo 4. Obtención de coordenadas con la estación total topográfica
Fuente: Hugo Macas y Stalin Maza

Pintulac
ELECTRICIDAD

TRECX S.A. RUC:1791812484001
CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resolución 9170104 PQR - 0590
S.R.L. 06-NOV-2004
Buzón 024-305 y Pedro Freije Tall 02550912

EL INCA
UICAL / Tall 0240444 / Dir. av. El Inca 05 / (red)

STALIN MAZA
CEDULA N°: 1719442632
Dirección: Los Quabos 847-356 / Buzón Telefónico: 0990002220
Fecha: Quito, 23/02/2018 / 11:59
Ticket: 686367 / Cajero: 7/Ángel

PROFORMA

Proforma N° 688-367-688367
Observ.:

CANT	ITEM	PRECIO	TOTAL
	DESCRIPCION		
1	PG3500	459.21	459.21
	GENERADOR 3100W GASOL MONOF PORTEN		
	Desc.Total: (12,5%, 0%)		66.59
	Total Item \$:		392.62
1	PG5000	824.00	824.00
	GENERADOR 5000W GASOL MONOF PORTEN		
	Desc.Total: (12,5%, 0%)		119.48
	Total Item \$:		704.52
Subtotal Bruto:		1,283.21	
Total Desc:		186.07	
Total Neto:		\$1,097.14	
Int:		\$0.00	
I.V.A. 12%:		\$131.66	
Tot.Factura:		\$1,228.80	
Cash:	0.00	A pagar:	1,228.80
Forma de Pago:	Valor	Fecha	Nro. Aut.
Efectivo	1,228.80	23/02/2018	

PROFORMA

En esta compra su ahorro es: 186.07

PROFORMA

Valido por 24 h Sin valor tributario

acepto que he sido informado con claridad y me entiendo sobre el uso, manejo, aplicación de los productos que se indican en esta factura, así como las políticas de garantía en maquinaria y herramientas. No se aceptan devoluciones ni cambios en colores de productos transformados, preparados bajo pedido o productos en liquidación. En el caso de devolución de otro tipo de producto, esta debe hacerse dentro del mes de la compra.

GRACIAS POR SU COMPRA

Anexo 5. Proforma generador Porten
Fuente: Pintulac

TODO EN MATERIAL PARA LA INDUSTRIA Y LA CONSTRUCCIÓN



ACERO COMERCIAL ECUATORIANO S.A.
www.acerocomercial.com

PROFORMA No. CTZ-00080089

MATRIZ: Av. De la Prensa N45-14 y Calle Telégrafo 1
PBX: (593-2) 245 4333/245 4334 FAX: (593-2) 245 4455
SUCURSAL: Guabano Pérez E1-88 y Av. Napo
TELF: (593) 261 3120/261 3220, FAX: (593-2) 261 2704
e-mail: info@acerocomercial.com
QUITO-ECUADOR
CONTRIBUYENTE ESPECIAL 5388 02-VI-95
RUC: 1790008560001

NOMBRE:	MAZA STALIN	VENDEDOR:	CARRASCO CANDO STALIN
RUC/CÉDULA:		FECHA DE EMISIÓN:	23/02/2018
DIRECCIÓN:	RAFAEL RAMOS Y MORLAN	FECHA VENCIMIENTO:	10/03/2018
TELÉFONO:	0998002220	CÓDIGO DE CLIENTE:	FORMA DE PAGO:

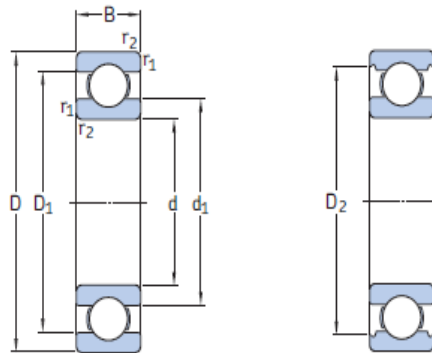
CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	UNL	MARCA	CANT.	P. UNITARIO	% DTO.	SUBTOTAL
0310380042	TUBO PVC PRESION ESP-CAM x 6 MTS. DE 160mm 116 PSI ISO	UND	PLAGAM	1.00	59.65		59.65
0310380053	TUBO PVC PRESION ESP-CAM x 6 MTS. DE 90mm 181 PSI ISO	UND	PLAGAM	1.00	37.64		37.64
0310380049	TUBO PVC PRESION ESP-CAM x 6 MTS. DE 50mm 145 PSI ISO	UND	PLAGAM	1.00	9.71		9.71
0710200064	MANOMETRO 0-100PSI GLICER CON-VERT 1/4" CARAT 2-1/2" FBVW100	UND	HELBERT	1.00	27.33		27.33
0710410029	VALVULA DE GLOBO C-EMPAQUE RW-221 CON EMPAQUE DE 3" 125 PSI	UND	REDWHITE	1.00	196.03		196.03
0710200081	VALVULA DE GLOBO BR HHRT050 2" NPT 150S 300 WOG SELLO TEFLON	und	HELBERT	1.00	170.43		170.43

Proforma sujeta a fecha de vencimiento y disponibilidad de stock.	Subtotal	500.79
	Descuento	
	Subtotal 0%	
	Subtotal 12%	500.79
	12% I.V.A.	60.10
	TOTAL	560.89

Anexo 7. Proforma tubería PVC

Fuente: Acero comercial Ecuatoriano

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 25 – 35 mm

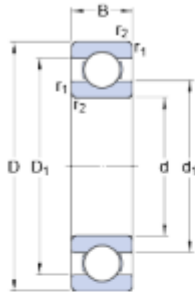


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805

Anexo 8. Rodamiento 61805

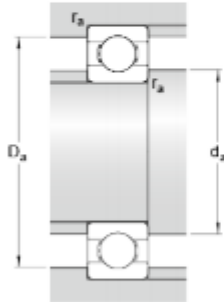
61806

Dimensiones



d	30	mm
D	42	mm
B	7	mm
d ₁	≈ 33.7	mm
D ₁	≈ 38.35	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 32	mm
D _a	max. 40	mm
r _a	max. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.49	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.9	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.146	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		20000	r/min

Anexo 9. Rodamiento 61806

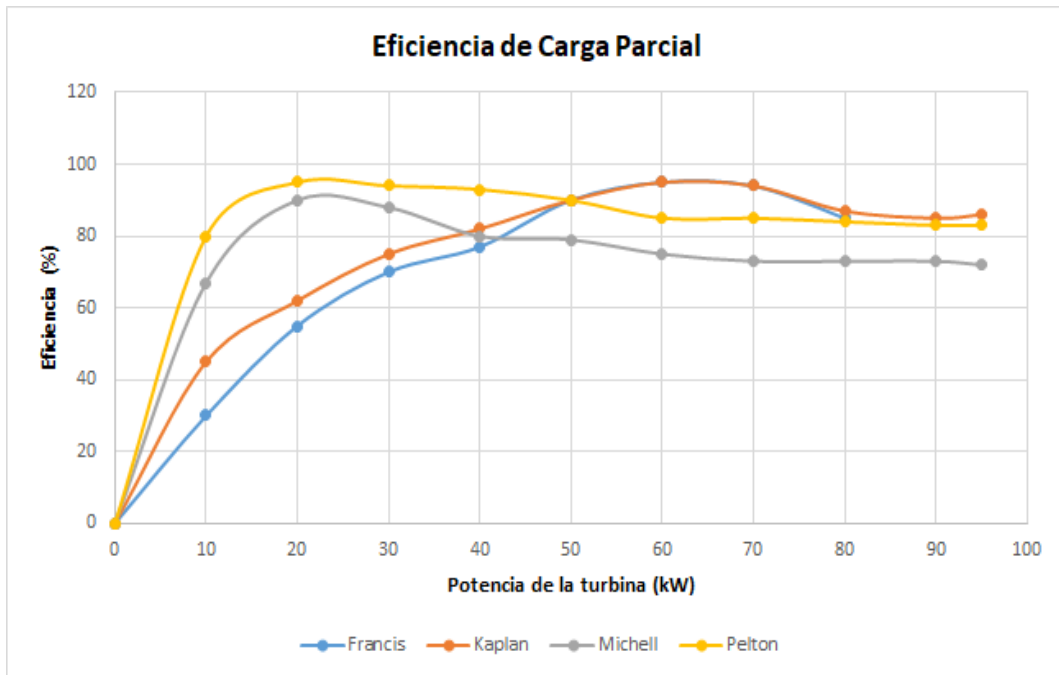
Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina se aplica la ecuación general de las turbinas:

$$\eta_h g H = U_2 C_2 \cos a_2 - U'_2 C'_2 \cos a'_2$$

y se obtiene que:

$$\eta_h = 2 Kc^2 \cos^2 a_2 Ku (1 - Ku) (1 + Kf)$$

Anexo 10. Fórmula de eficiencia hidráulica para turbinas Tecnología OLADE [34]



Anexo 11. Curvas de funcionamiento

Anexo 12. Planos