

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:
ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UNA TURBINA
PELTON PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA EN LA REGIÓN SIERRA DEL
ECUADOR MEDIANTE FLUENT DE ANSYS**

**AUTORES:
DAVID ALEJANDRO PONCE PASQUEL
ALEXIS DANIEL VÁSQUEZ TOBAR**

**TUTOR:
LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS**


Quito, febrero del 2019

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES

Nosotros, David Alejandro Ponce Pasquel con documento de identidad N° 1720800513 y Alexis Daniel Vásquez Tobar con documento de identidad N° 1718123316, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del proyecto técnico intitulado: “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UNA TURBINA PELTON PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA EN LA REGIÓN SIERRA DEL ECUADOR MEDIANTE FLUENT DE ANSYS”, mismo que se ha 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 se hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, febrero del 2019.



.....
David Alejandro Ponce Pasquel
C.I: 1720800513

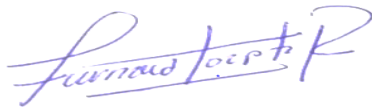


.....
Alexis Daniel Vásquez Tobar
C.I: 1718123316

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico, “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UNA TURBINA PELTON PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA EN LA REGIÓN SIERRA DEL ECUADOR MEDIANTE FLUENT DE ANSYS”, realizado por David Alejandro Ponce Pasquel y Alexis Daniel Vásquez Tobar, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo de final de titulación.

Quito, febrero de 2019.



.....
Luis Fernando Toapanta Ramos
C.I: 1721113759

Dedicatoria

Dedico el presente documento a mi madre Inés, por su paciencia incondicional y enseñanzas, no habría sido posible que llegue a donde estoy sin tu apoyo. A mi padre Efraín, por enseñarme a nunca ser conformista y creer en mis aptitudes.

A mi hermano Santiago, por siempre ser mi apoyo y ejemplo.

A mi abuela Clemencia, por su cariño incondicional, el cual siempre es un aliciente.

A mi familia, por siempre alentarme a esforzarme y superarme ante cualquier adversidad. A mis amigos, por apoyarme durante toda mi vida y compartir todas las anécdotas que la vida nos dejó.

David Alejandro Ponce Pasquel

Dedicatoria

A mi hija Allison, quien es mi motor y mi pilar fundamental para alcanzar todos los objetivos de mi vida.

A mis padres Daniel y Laura, por haberme brindado su apoyo en todo momento, por su cariño y su comprensión a lo largo del camino.

A mis hermanos Javier y Carlos, por ser mis principales amigos y brindarme su apoyo incondicional en todo momento.

A mis abuelos Carlos, Blanca y Laura, por ser quienes con sus enseñanzas y cariño forman parte de lo que soy ahora. A mis amigos y amigas, por haber estado en los momentos difíciles, por su apoyo y consejos.

A mi tío Robinson, por su ayuda, consejos y apoyo, y por haberme iniciado en el maravilloso mundo de la mecánica.

Alexis Daniel Vásquez Tobar

Agradecimiento

A Dios, por darnos la sabiduría y los recursos para concluir con nuestros estudios y el presente documento.

A nuestros padres, por ser nuestra fuerza incondicional en todos los momentos de nuestras vidas.

A nuestros familiares, que sin sus experiencias de vida no seríamos quienes somos ahora.

A nuestros amigos y compañeros por acompañarnos durante toda esta travesía.

A la Universidad Politécnica Salesiana, por habernos impartido los conocimientos necesarios para desenvolvernos como profesionales de bien, mediante su formación humana y académica, lo cual constituyó base fundamental para la elaboración de este proyecto.

Al Ingeniero Luis Fernando Toapanta, MSc., por habernos guiado a través del proceso, por sus enseñanzas y amistad, cuyo objetivo final ayudó a la culminación de esta investigación.

David Alejandro Ponce Pasquel

Alexis Daniel Vásquez Tobar

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR	ii
Dedicatoria	iii
Agradecimiento	v
ÍNDICE GENERAL.....	vi
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT	xv
INTRODUCCIÓN	xvi
CAPÍTULO I ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS	1
1.1. Estado del arte	1
1.2. Turbinas hidráulicas	4
1.3. Turbinas Pelton	5
1.4. Componentes de la turbina Pelton.....	7
1.5. Rodete	7
1.6. Álabes.....	8
1.7. Distribuidor	9
1.8. Inyectores	9
1.9. Turbinas Pelton en el Ecuador	10
1.10. Conclusiones del capítulo	11
CAPÍTULO II FORMULACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS	12
2.1. Aplicaciones.....	12
2.2. Constitución básica de una turbina hidráulica	13
2.3. Velocidad de rotación de la turbina	14
2.4. Clasificación según el grado de reacción.....	14
2.5. Dimensionamiento de la turbina	15
2.6. Turbinas Pelton	18
2.7. Triángulo de velocidades	19
2.8. Eficiencia hidráulica.....	23
2.9. Álabes	23
2.10. Inyector	25
2.11. Tobera	25
2.12. Radio de curvatura del bulbo	26
2.13. Fuerza necesaria para mover la aguja	27

2.14.	Rendimiento del inyector	27
2.15.	Potencia de frenado	27
2.16.	Caudal de diseño	28
2.17.	Número de revoluciones	28
2.18.	Diseño del eje.....	29
2.19.	Diseño por resistencia a la fatiga	30
2.19.1.	Método fatiga - vida.....	31
2.19.2.	Método de deformación - vida	32
2.19.3.	Método de mecánica de la fractura lineal elástica	33
2.19.4.	Resistencia a la fatiga y límite de resistencia a la fatiga.....	34
2.19.5.	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	35
2.19.6.	Factor de modificación superficial.....	36
2.19.7.	Factor de modificación del tamaño	36
2.19.8.	Factor de modificación de la carga	37
2.19.9.	Factor de temperatura.....	37
2.19.10.	Factor de confiabilidad.....	38
2.19.11.	Factor de efectos varios.....	39
2.20.	Conclusiones del capítulo	39
CAPÍTULO III DIMENSIONAMIENTO DE LA TURBINA PELTON		41
3.1.	Valores de caudal y altura neta	41
3.2.	Cálculo de grado de reacción	42
3.3.	Cálculo de la velocidad específica	42
3.4.	Diseño de elementos auxiliares.....	46
3.4.1.	Diseño del eje a torsión	49
3.4.2.	Diseño del eje a fatiga	54
3.5.	Conclusiones del capítulo	56
CAPÍTULO IV SIMULACIÓN.....		57
4.1.	Análisis de presión	57
4.2.	Condiciones de presión nominal	57
4.3.	Condiciones de velocidad nominal	60
4.4.	Rango de trabajo	61
4.5.	Velocidad mínima	61
4.6.	Presión mínima.....	63
4.7.	Velocidad máxima	64

4.8.	Presión máxima.....	65
4.9.	Comparación de las gráficas	67
4.9.1.	Velocidad	67
4.9.2.	Presión.....	68
4.10.	Análisis del fluido a la salida de la turbina.	70
4.10.1.	Velocidad a la salida de la turbina	70
4.10.2.	Presión a la salida de la turbina.....	71
4.11.	Conclusiones del capítulo	72
	CONCLUSIONES	74
	RECOMENDACIONES	76
	REFERENCIAS	77
	ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Fuentes de energía renovable utilizadas en 2015	2
Figura 2 Esquema de funcionamiento de una turbina Pelton	6
Figura 3 Componentes principales de una turbina Pelton	7
Figura 4 Rodete de una turbina Pelton	8
Figura 5 Álabe en una turbina Pelton	9
Figura 6 Esquema detallado de un Inyector	10
Figura 7 Principales consumidores de energía hidroeléctrica en el mundo	13
Figura 8 Caída vs Caudal	17
Figura 9 Gráfico de eficiencia vs Potencia máxima de la turbina.....	17
Figura 10 Turbina Pelton de dos inyectores.....	18
Figura 11 Triángulo de velocidades en las cucharas de una turbina Pelton	21
Figura 12 Componentes principales de las cucharas	24
Figura 13 Diagrama esfuerzo-deformación	31
Figura 14 Gráfico Resistencia a la fatiga vs Ciclos de esfuerzo	32
Figura 15 Vida a fatiga vs Amplitud de deformación para acero SAE1020	33
Figura 16 Relación longitud de grieta vs Ciclos de Esfuerzo	33
Figura 17 Fracción de resistencia a fatiga vs Esfuerzo último	34
Figura 18 Factores de K_b en caso no rotativo	37
Figura 19 Diagrama de cuerpo libre del eje.....	49
Figura 20 Resultados de simulación realizada en CAD.....	50
Figura 21 Esfuerzo de Von Mises de acuerdo con la carga aplicada	53
Figura 22 Desplazamiento máximo de acuerdo con la carga aplicada.	53
Figura 23 Verificación del factor de seguridad.....	54
Figura 24 Iteraciones de cálculo de presión nominal.....	58
Figura 25 Comportamiento de la presión nominal a su paso por los álabes.	58
Figura 26 Presión nominal vs eje referencial x.....	59
Figura 27 Comportamiento de velocidad nominal en trayectoria de la turbina.	60
Figura 28 Velocidad nominal vs eje referencial x.	61
Figura 29 Comportamiento de la velocidad mínima dentro de la turbina.....	62
Figura 30 Velocidad mínima vs eje referencial x.	62
Figura 32 Comportamiento de la presión mínima en la turbina.....	63
Figura 32 Presión mínima vs eje referencial x.....	64

Figura 33 Comportamiento de la velocidad máxima en la turbina.	64
Figura 34 Velocidad máxima vs eje referencial x.....	65
Figura 35 Comportamiento de la presión máxima dentro de la turbina.....	66
Figura 36 Presión máxima vs eje referencial x.	66
Figura 37 Comportamiento de la velocidad con valores variables.	67
Figura 38 Comportamiento de las velocidades.	68
Figura 39 Presiones en la entrada de la turbina.....	69
Figura 40 Comportamiento de las presiones con valores distintos.	70
Figura 41 Comportamiento de las velocidades a la salida de la turbina.	71
Figura 42 Comportamiento de las presiones a la salida de la turbina.....	72

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Proyectos emblemáticos de generación hidroeléctrica en el Ecuador	4
Tabla 2 Tipos de turbinas en centrales hidroeléctricas	5
Tabla 3 Aplicaciones en la agroindustria de turbinas hidráulicas.....	14
Tabla 4 Rangos de trabajo de los diferentes tipos de turbina.....	15
Tabla 5 Turbinas recomendadas para cada rango de velocidad específica....	16
Tabla 6 Factores a y b para acabado superficial	36
Tabla 7 Variación de los factores en función de la temperatura	38
Tabla 8 Factor de confiabilidad.....	39
Tabla 9 Caudales medidos experimentalmente en la fuente hídrica	41
Tabla 10 Número de álabes de turbina en función de velocidad específica ..	46
Tabla 11 Selección de poleas y bandas de acuerdo a catálogo	48

NOMENCLATURA

f : frecuencia de la energía.	P_o y P_i : representan las presiones en la superficie del reservorio y en la salida de la tobera respectivamente.
n : número de revoluciones por minuto.	Z_o y Z_i : representan los niveles topográficos en la superficie del reservorio superior y en la posición de la tobera respectivamente.
p : pares de polos del generador.	γ y g : representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad respectivamente.
ϵ : grado de reacción.	ΔH_t : es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua contra las paredes de la tubería de presión.
h_{pr} : Altura de presión del rodete.	ΔH_i : es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua contra las paredes del inyector.
h_{pd} : Altura de presión del distribuidor.	K_u : es el coeficiente de velocidad tangencial del fluido.
h_{prn} : Altura de presión en el rodete.	C_2 : es la velocidad absoluta a la entrada de la cuchara.
n_s : velocidad específica del fluido en función de la potencia.	α_2 : es el ángulo que forman la componente de velocidad absoluta C_2 y la velocidad tangencial U_2 .
n : número de revoluciones.	W_2 : velocidad relativa.
H : altura neta.	
P_t : potencia en el eje o potencia al freno.	
P_h : potencia de la fuente hídrica.	
ρ : densidad del fluido.	
g : gravedad.	
H_n : altura del salto del agua.	
Q : caudal.	
P_{eje} : potencia del eje.	
C_o y C_i : representa la velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y a la salida de la tobera respectivamente.	

$W1$: velocidad relativa.

K_f : representa el coeficiente de velocidad relativa.

h : es la altura del álabe.

Δ : es la variación de alturas según tablas.

d : es el diámetro de salida de la tobera.

d_o : es el diámetro de la sección del chorro.

Q_o : es el caudal que fluirá por la tobera.

K_c : es el coeficiente de velocidad de la tobera.

H_b : es la altura bruta del salto.

P_g : es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico.

η_g : es la eficiencia del motor.

η_t : es la eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga.

D_p : el diámetro de paso del rodete.

S_{ut} : resistencia a la tensión mínima.

S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

k_a : factor de modificación superficial.

k_b : factor de modificación del tamaño.

k_c : factor de modificación de la carga.

k_d : factor de modificación de la temperatura.

k_e : factor de confiabilidad.

k_f : factor de modificación de efectos varios.

S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina

en la geometría y condición de uso.

S_T : resistencia a la tensión a la temperatura de operación.

S_{RT} : resistencia a la tensión a la temperatura ambiente.

Z_a : desviación estándar.

RESUMEN

El objetivo de la presente investigación es diseñar y simular el comportamiento de una turbina Pelton para generación eléctrica en la Región Sierra del Ecuador, mediante Fluent de ANSYS; se analiza el comportamiento del fluido en su paso por los álabes, velocidad y presión para las condiciones climáticas existentes, así como al caudal nominal obtenido por experimentación de 1,13 GPS. Se realiza el diseño de los componentes principales de la turbina, y el cálculo para la máxima potencia de generación eléctrica, siendo 0,75 kW el valor resultante. Se verifica el diseño de los elementos complementarios como el eje, diseñado por fatiga, de igual manera con el criterio de Von Misses, y se comprueban los cálculos mediante simulación estática en AutoCAD Mechanical e Inventor. De acuerdo con la velocidad de rotación del motor de 1730 rpm y la velocidad de rotación de la turbina de 900 rpm, se selecciona la transmisión mediante el sistema de poleas y correa, lo cual se adapta a las condiciones bajo las que puede ser instalado el sistema de generación. Como resultado principal se obtiene que los valores calculados y las condiciones bajo las cuales se diseñó la turbina son aptas para el adecuado proceso de generación hidroeléctrica.

Palabras claves: álabes, caudal, fatiga, transmisión, generación.

ABSTRACT

The objective of this research is to design and simulate the behavior of a Pelton turbine for power generation in the highlands of Ecuador, through ANSYS Fluent; the behavior of the fluid in its passage through the blades, speed and pressure for the existing climatic conditions is analyzed, as well as according to the nominal flow obtained by experimentation of 1.13 GPS. The design of the main components of the turbine is carried out, as well as the calculation for the maximum power of electric generation, being 0.75 kW the resulting value. The design of the complementary elements such as the axis, designed for fatigue, as well as the Von Misses criterion is verified, and the calculations are verified by means of static simulation in AutoCAD Mechanical and Inventor. According to the engine rotation speed of 1730 rpm and turbine rotation speed of 900 rpm, the transmission is selected by means of the pulley and belt system, which is adapted to the conditions under which it can be installed. The main result is that the calculated values and the conditions under which the turbine was designed are suitable for the appropriate hydroelectric generation process.

Keywords: blades, flow, fatigue, transmission, generation.

INTRODUCCIÓN

La sociedad actual y el aumento de tecnología conducen a buscar fuentes de energía, que permitan satisfacer la alta demanda requerida.

El uso de combustibles fósiles para la generación de energía eléctrica representa problemas ambientales, ya que su producción conlleva emisiones altas de dióxido de carbono y otros gases contaminantes.

La carencia de fuentes de energía eléctrica ha limitado la producción agrícola, industrial, entre otras que se generan en sectores rurales, por lo cual se requiere implementar un sistema eficiente de producción energética que abastezca a estos sectores.

Nuestro país se encuentra privilegiado al contar con varias fuentes hídricas, las cuales no son aprovechadas en su totalidad. Es por esto que diseñar sistemas de energía hidráulica que permitan abastecer a sectores aledaños, representa una gran ventaja y reducción de costos de transmisión y producción.

Se tomó como referencia un río en la Parroquia de San José de Minas para la medición del caudal referencial de diseño de la turbina Pelton, con lo cual se obtuvo datos reales que ayudan a reproducir las condiciones de trabajo de la turbina.

La generación hidroeléctrica es una alternativa viable y de gran aplicación a nivel mundial, ya que permite la producción de energía limpia y de costo accesible, disminuye el impacto ambiental y satisface la necesidad de los diversos sectores.

El Ecuador tiene como actividad fundamental la generación hidroeléctrica ya que, al encontrarse en un sitio privilegiado del mundo, con varias fuentes de agua que permiten la aplicación de esta, y logra un abastecimiento adecuado a la mayor parte de sectores del territorio, con un costo accesible.

La turbina Pelton se encuentra entre las más eficientes y de bajo costo de aplicación para la generación eléctrica, pero es necesario realizar un diseño adecuado de sus

componentes, y permite mejorar la eficiencia de producción, al aprovechar el recurso hídrico de manera adecuada.

El objetivo general de este Trabajo de Titulación es: analizar y simular el comportamiento de una turbina Pelton para generación eléctrica en la Región Sierra del Ecuador mediante FLUENT de ANSYS.

Los objetivos específicos son:

- Identificar los problemas que se presentan en la generación hidroeléctrica en las turbinas Pelton en la región sierra del Ecuador.
- Establecer las propiedades mecánicas y físicas de una turbina Pelton para el diseño hidráulico.
- Analizar mediante FLUENT de ANSYS el comportamiento del fluido en contacto con los álabes de la turbina Pelton.
- Evaluar la eficiencia de la turbina Pelton a través de la simulación y el diseño hidráulico.

En la actualidad, el enfoque principal de la generación de energía se fundamenta en las fuentes de energía renovables, y una de las aplicaciones de mayor relevancia es la energía hidroeléctrica, para lo cual el Ecuador cuenta con varias fuentes privilegiadas para realizar el proceso de manera eficiente.

En los párrafos siguientes se describe cómo el presente proyecto resuelve las inquietudes planteadas haciendo una breve introducción y describiendo, brevemente, el contexto de cada capítulo y su objetivo.

La generación de energía hidroeléctrica busca el aprovechamiento de las fuentes hidrológicas con las que cuenta el país, el cual es privilegiado debido a su geografía y zonas climáticas, para lo cual la presente investigación se fundamenta en el diseño adecuado de una turbina Pelton para generación de energía en la Región Sierra.

Debido al desarrollo de la tecnología, las simulaciones ayudan a verificar el comportamiento real de los equipos previo a ser fabricados e instalados, para lo cual se realizan varias iteraciones en Fluent de ANSYS, y comprueba el resultado de los cálculos realizados, y permite indicar alternativas de mejora en el proceso.

En el capítulo I se conocen los fundamentos y estado del arte, historia de la generación hidroeléctrica en el mundo, los proyectos más emblemáticos con los que cuenta el país, que sirven como base para un diseño adecuado del sistema de generación; se conoce el fondo teórico de turbina Pelton y sus componentes principales, que ayudarán al dimensionamiento ideal de la misma para el proceso.

En el capítulo II se investigan las ecuaciones principales para el dimensionamiento de los componentes de la turbina Pelton, tales como los álabes, rodete, diámetro de tobera, entre otros. Como complemento se analizan los elementos alternos que forman parte del proceso, como el diseño estático y dinámico del eje acoplado a la turbina, el sistema de transmisión de energía, y los fundamentos para seleccionar un generador adecuado.

En el capítulo III, los datos obtenidos experimentalmente de la fuente hídrica de referencia en la Parroquia de San José de Minas son utilizados en las ecuaciones y arrojan datos reales del dimensionamiento de los componentes, así como se conoce la potencia máxima que se genera con el aprovechamiento del caudal del Río, así como se realiza simulación estática para verificación del cálculo del eje acoplado a la turbina, para determinar el tiempo de vida útil del mismo.

El capítulo IV se fundamenta en la simulación realizada para conocer el comportamiento de la turbina, con datos reales previos a la fabricación de la misma; indica las presiones y velocidades de operación en las diversas épocas del año, lo cual permite realizar mejoras en el proceso para el aprovechamiento máximo de la fuente hidrológica.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS

El presente capítulo analiza los orígenes de la generación hidroeléctrica, así como su importancia en la aplicación en la sociedad, al igual que menciona la trascendencia de aplicar energía renovable en el mundo. Se indican los diversos proyectos hidroeléctricos con los que cuenta el Ecuador y su relevancia en la aplicación para generación de energía eléctrica.

El enfoque principal se centra en la turbina Pelton, sus componentes, su historia, sus aplicaciones y el beneficio de aplicarla en el Ecuador de acuerdo con las fuentes hídricas disponibles en la Región Sierra.

1.1. Estado del arte

Fano [1] menciona que, se define a la energía hidroeléctrica como aquella que se obtiene a partir del aprovechamiento de la energía potencial del agua contenida en un embalse, o cauce de un río, para convertirla en primera instancia en energía mecánica mediante la rotación de una turbina, y transmitir la energía cinética a un generador de energía eléctrica.

Este proceso se ha desarrollado desde la antigüedad, de acuerdo con los datos obtenidos de Oviedo et al. [2] mencionan que, la producción de energía hidroeléctrica se dio a partir de la revolución industrial, siendo la central de Northumberland, construida en 1880, la primera en ser desarrollada para generación.

Se puede mencionar de acuerdo con Fano [1], que la primera central hidroeléctrica para servicio comercial fue la Appleton en Estados Unidos, la cual abarcó el abastecimiento de hasta 250 lámparas incandescentes.

De acuerdo con UNESCO [3], se menciona que la energía hidroeléctrica es la fuente renovable más utilizada en el mundo, cubriendo con el 16 % de la generación eléctrica. Se espera que hasta el año 2035 se incremente la producción en aproximadamente un 90 % más de acuerdo con la tasa de producción energética global.

La generación hidroeléctrica constituye parte fundamental en el uso de energías renovables, debido a que presenta mayor factibilidad de uso con al aprovechamiento de los recursos naturales. En la investigación realizada por Ortega & Diez [4] observan el porcentaje de aplicación de la energía hidroeléctrica en el mundo, con un 71,1 % de generación, ó 970 GW de energía que fue producida mediante el aprovechamiento del recurso hídrico.

La Agencia Internacional de Energía (AIE) [5] menciona que, en el año 2015 el 13,4 % de la energía generada en el mundo corresponde a fuentes renovables, es decir 1823 Mtep. De este monto el 18,3 % de energía generada por fuentes renovables corresponde a la energía hidroeléctrica, constituyendo el segundo grupo de generación más grande.

En la Figura 1 se observan los porcentajes de energía generados por cada tipo de fuente renovable, verificando la importancia de la producción hidroeléctrica para el mundo.

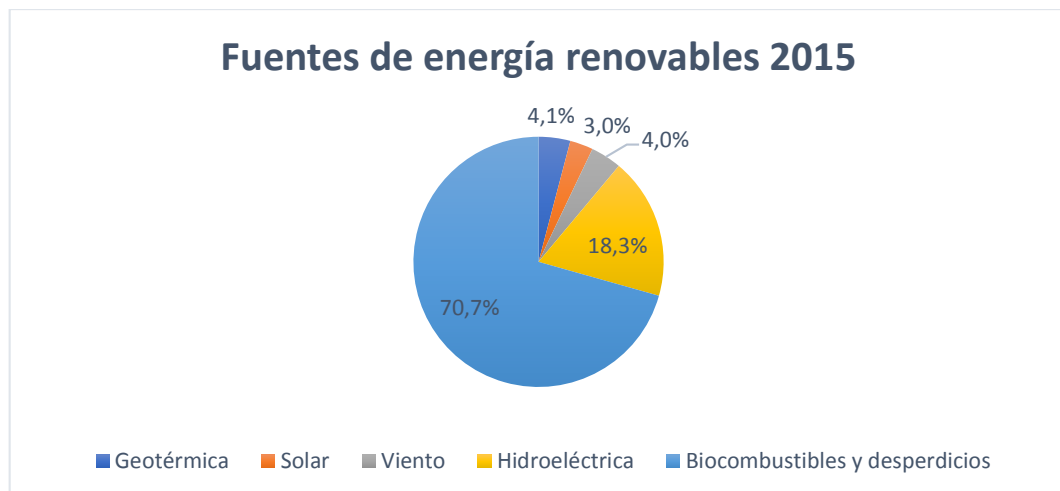


Figura 1. Fuentes de energía renovable utilizadas en 2015 [5]

La AIE [5] menciona que, la energía hidroeléctrica en los países miembros de la Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico (OCDE), ha disminuido su crecimiento, obteniendo un porcentaje de 54,2 % en 2016, debido al uso de otras fuentes de energía renovable. Sin embargo, la producción de energía hidroeléctrica sigue siendo el mayor productor dentro de las fuentes renovables.

La evolución del sector energético ecuatoriano data desde 1961, de acuerdo con el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable [6], donde la primera etapa de producción eléctrica del Ecuador es dirigida por el Instituto Ecuatoriano de Electrificación (INECEL), el cual se mantuvo vigente hasta 1999.

A partir de 1999 hasta el 2007 se genera el mayor crecimiento en producción hidroeléctrica en el país, de acuerdo con el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable [6], concentrando su producción en la central de Paute generando 1075 MW, la central de Agoyán, generando 156 MW, la central de Pisayambo - Pucará con una capacidad de generación de 74 MW y la central de Marcel Laniado en la Provincia del Guayas con 213 MW.

En la Tabla 1 se menciona los proyectos emblemáticos con los que cuenta el país hasta la actualidad, los cuales se encuentran en el informe de rendición de cuentas del año 2012, elaborado por el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable [7].

Para la generación hidroeléctrica, es necesario seleccionar la turbina adecuada de acuerdo con las características demográficas, así como a la capacidad de generación deseada en el embalse. De acuerdo con las investigaciones realizadas por Moreno [8], y citando a la Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC), se adjunta la Tabla 2 con varias centrales hidroeléctricas y el tipo de turbina que se puede encontrar en cada una de ellas.

Tabla 1
Proyectos emblemáticos de generación hidroeléctrica en el Ecuador [7]

Nombre	Ubicación	Empresa Ejecutora	Potencia (MW)	Energía (Gwh/año)
Coca Codo Sinclair	Sucumbíos y napo	Coca Sinclair EP	1500	8743
Toachi Pilatón	Pichincha, Santo Domingo y Cotopaxi	CELEC EP	253	1120
Sopladora	Azuay y Morona Santiago	CELEC EP	487	2800
Quijos	Napo	CELEC EP	50	355
Manduriacu	Pichincha e Imbabura	CELEC EP	60	341
Minas san francisco	Azuay y el oro	CELEC EP	270	1290
Mazar - dudas	Cañar	CELEC EP	21	125
Delsitanisagua	Zamora Chinchipe	CELEC EP	115	904

1.2. Turbinas hidráulicas

Para entender el funcionamiento de las turbinas hidráulicas es necesario conocer el concepto fundamental de máquina hidráulica, que de acuerdo con García [9] se define como elementos mecánicos, en los cuales el fluido no varía su densidad en su paso por sus componentes, por lo que se los puede considerar incompresibles.

Las turbinas hidráulicas pueden ser definidas de acuerdo con Villalba [10] como turbo máquinas compuestas por un rodete, generalmente provisto de álabes que van unidos a un eje de rotación, cuya misión principal es transformar la energía cinética y potencial del agua en energía eléctrica mediante la acción de un generador.

Tabla 2
Tipos de turbinas en centrales hidroeléctricas [8]

Central Hidroeléctrica	Potencia	Energía Media (GWh/año)	Altura de caída (m)	Caudal de diseño (m ³ /s)	de Ubicación	No. De turbinas	Tipo de turbina
Grandes: de 51 MW o mayor							
Alluriquín	204	880	235	100	Ríos Toachi y Pilatón	3	Francis
Mazar	163,26	945,57	135,33	141,1	Ríos Paute y Mazar	2	Francis
Manduriacu	65	367	33,7	210	Ríos Guayllabamba y Manduriacu Grande	2	Kaplan
Medianas: de 11 a 50 MW							
Sarapullo	49	220	149	40	Ríos Toachi y Pilatón	3	Francis
Topo	29,9	164	160	20	Río Topo	2	Francis
Paluguillo	14,7	115,08	530	3	Río Papallacta	1	Pelton
Victoria	10,32	63,8	435,54	2,74	Río Victoria	2	Pelton
Pequeñas: de 1 a 10 MW							
Dudas	7,4	41,35	288,5	3	Río Pindilig	1	Pelton
San Antonio	7,19	44,87	191,12	4,4	Río Mazar	1	Pelton
Alazán	6,23	39,05	202,4	3,6	Río Mazar y quebrada Sipanche	1	Pelton
Chanchán	9,06	38,78	220	4,2	Río Chanchán	3	Pelton

1.3. Turbinas Pelton

Es importante conocer la turbina Pelton, definida por Marchiegiani [11] como una turbina de acción que transforma la energía potencial del fluido en energía cinética; mediante la rotación del rodete se transmite la energía cinética hacia un generador que es el encargado de transformarla en energía eléctrica.

Egusquiza [12] en su investigación relata que, las turbinas Pelton son parte de los equipos de generación hidroeléctrica más utilizados. Patentadas en 1880 por Lester Allan Pelton como las turbinas de impulso que trabajan con grandes saltos de altura;

para la generación se ha comprobado que pueden trabajar hasta con 500 metros entre el nivel de agua y el nivel de la turbina.

Como objeto de estudio, el análisis se basa en el uso y dimensionamiento de una turbina Pelton, para lo cual González [13] las define como turbinas de acción que se caracterizan por no tener caracol o carcasa, es decir el rodete se encuentra expuesto, así como tampoco poseen tubo de aspiración.

Cuadro & Restrepo [14] mencionan que, como principio de funcionamiento de este tipo de turbinas, el agua es enviada a través de una tubería a presión de manera tangencial a través de inyectores, y en el choque del fluido en los álabes con forma de doble cuchara generan energía cinética y permiten la rotación de la turbina.

En la Figura 2 se observa el esquema de funcionamiento de la turbina y el choque que genera el agua sobre los álabes.

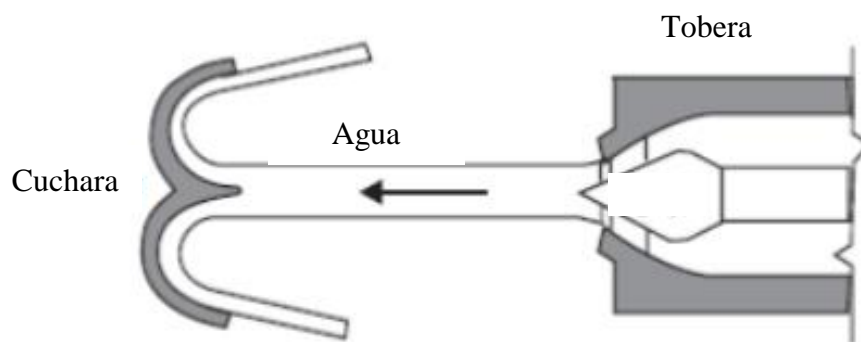


Figura 2 Esquema de funcionamiento de una turbina Pelton [15]

Con base en la investigación realizada por Fromm [16] se establece que, la potencia desarrollada por las turbinas Pelton está establecida en el impulso de agua que generan los inyectores sobre los álabes. A partir de esta deducción se menciona que para mejorar la eficiencia de la turbina es necesario instalar el mayor número de toberas que permita el diseño, ya que se encuentra directamente relacionada la velocidad de rotación con la presión del agua que impulsa la turbina.

Marchegiani [17] menciona que, se pueden instalar hasta 6 toberas en turbinas de gran tamaño; al instalar un número mayor de toberas se incurre en pérdidas de eficiencia, ya que sus flujos influyen directamente entre ellos y se ocasiona disipación de agua.

Villalba [10] menciona que, las turbinas Pelton son de alta presión, es decir que alcanza hasta 1000 rpm de velocidad de giro, además su eficiencia se encuentra alrededor del 90 %.

1.4. Componentes de la turbina Pelton

Con base en las definiciones planteadas para una turbina Pelton, es necesario conocer los componentes fundamentales para su funcionamiento.

Aguera [18] menciona que, los componentes principales de la turbina Pelton son el distribuidor, el rodete provisto de álabes o cucharas, el eje y la cámara de descarga. En la Figura 3 se observa la disposición de la turbina Pelton y los componentes generales requeridos para su instalación.

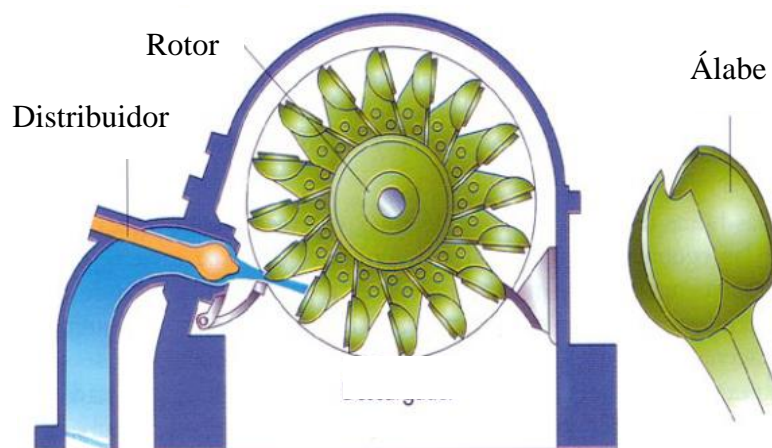


Figura 3 Componentes principales de una turbina Pelton [19]

1.5. Rodete

Aguera [18] menciona que, se trata del componente principal para la generación hidroeléctrica, donde se genera la conversión de energía potencial del agua en energía cinética.

De acuerdo con Bustamante & Arias [20] es un componente provisto de álabes o cucharas, sobre las que actúa el flujo de agua a presión provisto por el inyector. El

tamaño y número de álabes se encuentra determinado por las características de diseño requeridas para la instalación, esto es el caudal y el salto requerido para la generación hidroeléctrica, así como de la velocidad específica.

Ferrada [15] en su investigación menciona que, son los componentes diseñados para cambiar la dirección del flujo de agua en el choque con su arista media, donde adopta la forma de los álabes, sigue su trayecto y transmite su energía para generar movimiento rotacional.

En la Figura 4 se observa un rodete de turbina Pelton para generación hidroeléctrica, en este caso de eje horizontal.



Figura 4 Rodete de una turbina Pelton [15]

1.6. Álabes

De acuerdo con Bustamante [20] son componentes también conocido como chucharas, las cuales reciben directamente el impulso del chorro agua. Formadas de aceros aleados o bronce para evitar la erosión, corrosión y fatiga, tienen forma similar a una doble cuchara con una arista intermedia lo más afilada posible, la cual se encuentra de manera perpendicular al eje y divide al álabe en dos partes simétricas. Poseen una mella en su extremo.

González [13] detalla que, la forma de la mella se encuentra diseñada en base al diámetro del chorro; tiene como función fundamental evitar el rechazo por parte del

álabe al chorro de agua cuando se realiza el traspaso de un álabe hacia el siguiente, evitando la superposición entre ellas, esto se verifica en la Figura 5 que indica el detalle del álabe.

1.7. Distribuidor

Con base en lo mencionado por ITDG [19], el distribuidor es el elemento de transición entre la tubería de presión y los inyectores. Se encuentra conformado por varios inyectores, y de acuerdo a lo recomendado para evitar problemas en la eficiencia de la turbina debe ser compuesto hasta por un número máximo de 6.

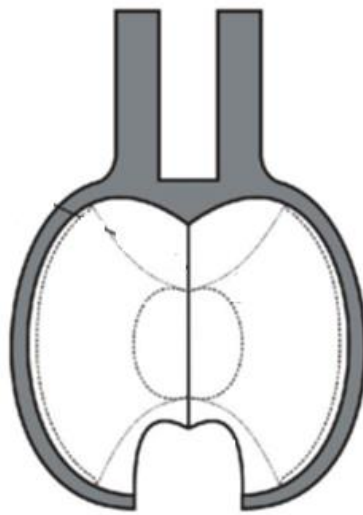


Figura 5 Álabe en una turbina Pelton [13]

1.8. Inyectores

González [21] en su investigación menciona que, son componentes encargados de aumentar la energía cinética del fluido, mediante la reducción de la sección de paso, es decir tienen el comportamiento de una tobera.

Están compuestos por una válvula de aguja que permite la regulación del caudal de acuerdo a la demanda de energía eléctrica. Además, para evitar golpes de ariete en la tubería debido a los cambios bruscos de caudal, se encuentran conformados por un deflector, para realizar estos cambios de manera gradual y cubre parcialmente al chorro. En la Figura 6 se observa el esquema de un inyector utilizado en turbinas Pelton.

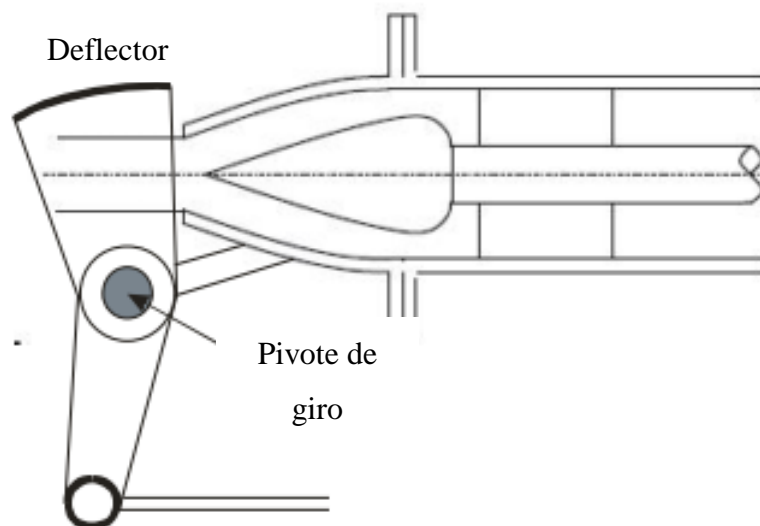


Figura 6 Esquema detallado de un Inyector [21]

1.9. Turbinas Pelton en el Ecuador

Al conocer los proyectos emblemáticos con los que se genera energía hidroeléctrica en el Ecuador, es importante mencionar los que cuentan con Turbinas Pelton, y conocer los problemas que se dan en la generación.

En la investigación realizada por Chongji et al. [22] mencionan que, forma parte de las turbinas más utilizada a nivel mundial desde su invención en 1880. La importancia para su aplicación en el Ecuador se debe a la geografía con la que cuenta el país, ya que son preferentes para su utilización en zonas montañosas, que posean fuentes de agua con caudales relativamente bajos y con gran altura.

En los últimos años la inversión en el Ecuador con respecto a energía hidroeléctrica ha aumentado, siendo el proyecto más emblemático la central generadora Coca Codo Sinclair, el cual de acuerdo con el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable [6] cuenta con 8 turbinas tipo Pelton, con capacidad de generación de 187,5 MW cada una, y un total de generación de 1500 MW.

Se menciona también la central Minas San Francisco, que de acuerdo con lo mencionado por el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable [6] cuenta con 3 turbinas tipo Pelton, con capacidad de generación de 91,66 MW cada una, y una capacidad total de generación de 270 MW.

1.10. Conclusiones del capítulo

Mediante las investigaciones realizadas de las turbinas Pelton se concluye que son ideales para la generación hidroeléctrica en el Ecuador, ya que la geografía presenta varias ventajas en altura, así como las fuentes hídricas son capaces de mantener el caudal adecuado.

Es importante conocer las condiciones del sitio de aplicación para el dimensionamiento de los componentes de la turbina, esto facilitará la generación y se aprovechará la mayor eficiencia del equipo.

La conclusión más importante del uso de turbinas hidráulicas para la generación de energía eléctrica radica en su importancia ambiental, ya que forma parte de las energías con fuentes renovables y amigables con el ambiente, las cuales presentan reducción radical de gases contaminantes y disminución del uso de combustibles fósiles para la generación energética.

CAPÍTULO II

FORMULACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS

En el capítulo 1, se definieron conceptos de turbinas hidráulicas, según Reina & Gilkes [23] es una turbo máquina que absorbe la energía cinética del fluido que la recorre y la transforma en energía mecánica. Al conocer la teoría de las turbinas hidráulicas, es importante tener la sustentación matemática del diseño y principales características de estas turbo máquinas, por lo cual este capítulo se enfoca en presentar aplicaciones, propiedades mecánicas y físicas, ecuaciones para el cálculo del tipo de turbina que se adapta a las condiciones hidrológicas y geográficas del sitio donde se desea realizar la generación de energía, tablas para determinar la turbo máquina recomendada para el caudal y salto neto calculado.

2.1. Aplicaciones

Utilizar la energía cinética del agua y transformarla en energía mecánica, se lo hace desde tiempos arcaicos, ejemplo de esto son los molinos de trigo, de los cuales existen vestigios que fue utilizado desde el siglo V a.C. por los persas, de acuerdo con Palomar [24]. Sin embargo, el aprovechamiento del recurso hídrico para transformarlo en electricidad, nace hace no más de cien años con Fourneyron. Este concepto ha ido mejorando en el tiempo, y en la actualidad se puede apreciar grandes centrales hidroeléctricas que proveen de electricidad a países enteros, tal es el caso de Noruega, el 99 % de la energía eléctrica que se produce en el país se lo hace en plantas hidroeléctricas; Suiza por su parte tiene alrededor del 60 % de su electricidad producida por hidroeléctricas, de acuerdo a lo mencionado por Zhang [25]; no es para menos destacar el complejo de la presa de las Tres Gargantas, en Hubei, China, con una generación aproximada de 97,9 TWh, con base en la investigación realizada por Méndez [4].

En la Figura 7 se indica con detalle un listado de los quince países al nivel mundial con mayor índice de consumo de electricidad producida por hidroeléctricas, como se puede apreciar, el consumo está dado por toneladas métricas equivalentes en barriles de petróleo, siendo China, Canadá y Brasil los tres países con mayor consumo mundial de este tipo de energía.

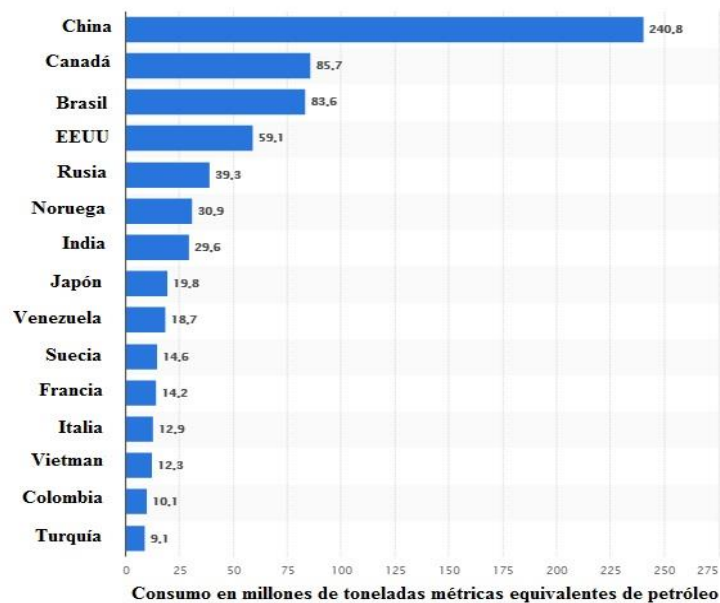


Figura 7 Principales consumidores de energía hidroeléctrica en el mundo [5]

La agroindustria es uno de los principales consumidores de energía hidroeléctrica a nivel mundial; en la Tabla 3 se puede apreciar el tipo de actividad y el rango de potencia que consume cada aplicación.

2.2. Constitución básica de una turbina hidráulica

Las turbinas se diferencian de otras según su aplicación y diseño, sin embargo, según Ferrada [15], para que pueda ser llamada turbina ésta debe al menos constar de distribuidor, rodete y difusor. De aquí se menciona que las turbinas se clasifican principalmente por el grado de reacción y por el diseño del rodete.

Tabla 3

Aplicaciones en la agroindustria de turbinas hidráulicas [26]

Actividad Agroindustrial	Rango de Potencia
Molinera Básica	2-12 kW
Procesamiento de café y cacao	2-18 kW
Aserradero básico de madera	5-15 kW
Carpintería y muebles	2-10 kW
Deshidratado de alimentos	2-15 kW
Planta de curtiembre	5-12 kW
Procesamiento de lana	2-8 kW
Taller de metalmecánica-automotriz	5-13 kW
Pequeña herrería y fundición	2-10 kW

2.3. Velocidad de rotación de la turbina

De acuerdo con la investigación realizada por Beirut [27], la velocidad de rotación de la turbina se obtiene con la ecuación 1:

$$f = \frac{np}{60} \quad (1)$$

Donde:

f = frecuencia de la energía [Hz]

n = número de revoluciones por minuto [rpm]

p = pares de polos del generador.

2.4. Clasificación según el grado de reacción

Según el grado de reacción las turbinas se clasifican en turbinas de acción o turbinas de reacción. Las turbinas de acción aprovechan únicamente la velocidad del fluido, mientras que las turbinas de reacción además de aprovechar la velocidad del fluido usan la pérdida de presión que se produce en el interior de la turbina. Para poder determinar si una turbina es de acción o de reacción se debe calcular el grado de reacción, el cual según Mataix [28] se lo hace con la ecuación 2.

$$\epsilon = \frac{hpr}{hpd+hprn} \quad (2)$$

Donde:

ϵ : es el grado de reacción.

hpr: Altura de presión del rodete, [m]

hpd: Altura de presión del distribuidor, [m]

hprn: Altura de presión en el rodete, [m]

Cuando el grado de reacción es 0, la turbina es de acción, mientras que, si éste es diferente de 0, se puede decir que es una turbina de reacción.

En la Tabla 4 se puede apreciar el caudal, la altura y potencia recomendados para cada tipo de turbina hidráulica.

Tabla 4
Rangos de trabajo de los diferentes tipos de turbina [29]

Tipo de turbina	Caudal [L/s]	Altura [m]	Potencia [kW]
Pelton	5-35	15-40	0,5-9,5
Michell Banki	10-80	5-16	0,8-8
Hélice	20-160	1-4	0,170-1,5

2.5. Dimensionamiento de la turbina

Al seleccionar la turbina ideal para las condiciones geográficas e hidrológicas existentes, es necesario calcular la potencia de la fuente hídrica con la ecuación 3:

$$P_h = \rho g H_n Q \quad (3)$$

Donde:

P_h : potencia de la fuente hídrica.

ρ : densidad del fluido.

g : gravedad.

H_n : altura del salto del agua.

Q : caudal.

Con el valor numérico de la potencia de la fuente hídrica se realiza el cálculo de la potencia del eje con la ecuación 4.

$$P_{eje} = n_{total} P_h \quad (4)$$

Donde:

P_{eje} : potencia del eje.

n_{total} : revoluciones a las que va a girar.

Lo siguiente que se debe calcular es la velocidad específica del fluido, la cual según Indacochea [30] se calcula con la ecuación 5.

$$n_s = \frac{n \cdot P_t^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (5)$$

Donde:

n_s : velocidad específica del fluido en función de la potencia.

n : número de revoluciones, [rpm]

H : altura neta, [m]

P_t : potencia en el eje o potencia al freno, [CV]

Según García [9], una vez calculada la velocidad específica y con la altura neta como dato de estudios hidrológicos, se selecciona a partir de la Tabla 5 cuál es la turbina recomendada para la velocidad específica calculada.

Tabla 5
Turbinas recomendadas para cada rango de velocidad específica [17]

Tipo de Turbina	n_{smin} [rpm/s]	n_{smax} [rpm/s]
Pelton con 1 inyector	5	30
Pelton con varios inyectores	30	50
Francis lenta	50	100
Francis normal	100	200
Francis rápida	200	400
Francis extra rápida y ruedas hélice	400	700
Kaplan	500	1000

En la Figura 8 se puede apreciar con más detalle la turbina que se debe seleccionar, de acuerdo con la velocidad específica y altura.

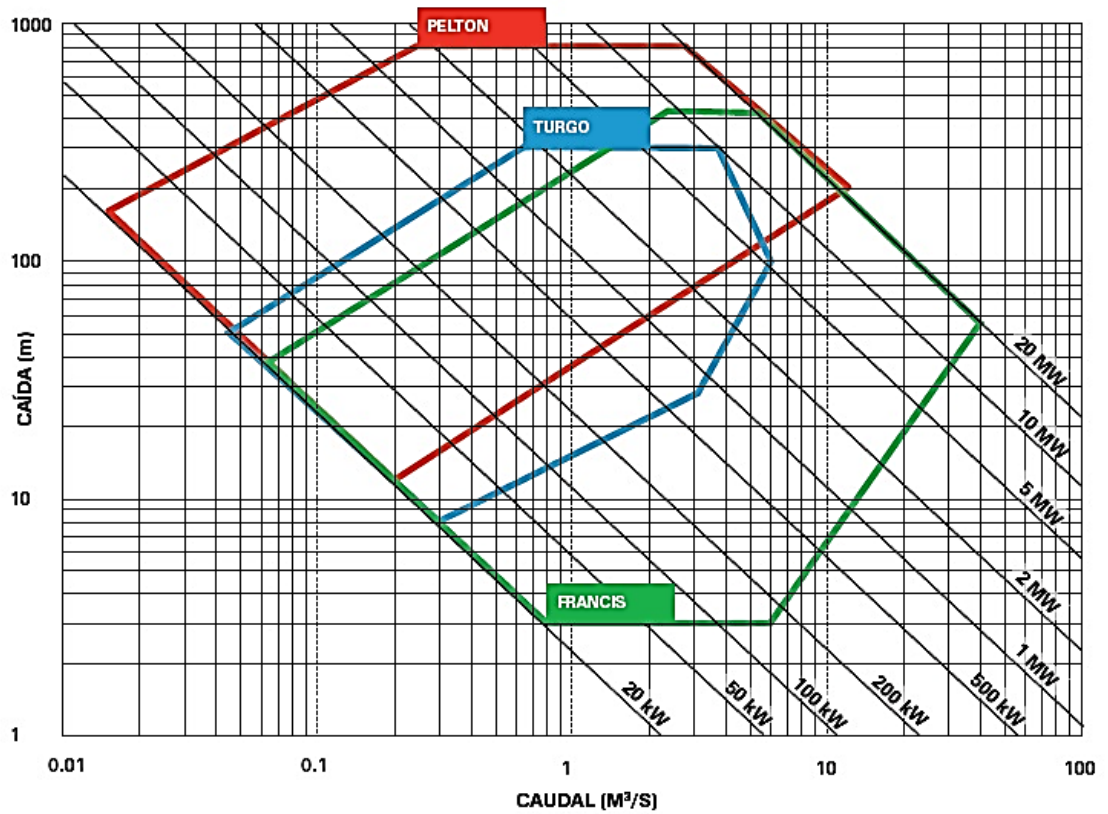


Figura 8 Caída vs Caudal [31]

En la Figura 9 se observa la eficiencia de las diferentes turbinas a diferentes presiones, cabe destacar que a bajas presiones la turbina Pelton se maneja con la mayor eficiencia.

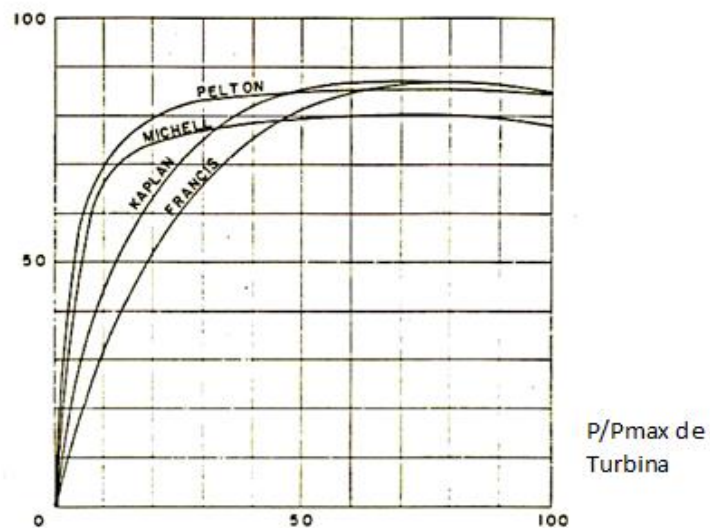


Figura 9 Gráfico de eficiencia vs Potencia máxima de la turbina [7]

2.6. Turbinas Pelton

La turbina Pelton, esencialmente, consiste en una rueda con cuchillas en forma de cucharas, y uno o más inyectores que generan altas velocidades cuando salen de su boquilla. El cambio de energía cinética a mecánica se realiza debido a la interacción del fluido a alta velocidad con las cucharas. Con base en este tipo de interacciones, tanto hidráulicas como mecánicas, la tecnología de las turbinas Pelton se divide en hidromecánica y mecánica estructural, por un lado se busca la máxima eficiencia hidráulica, mientras que por el otro se busca garantizar la seguridad del material y alargar su vida útil, de acuerdo a lo mencionado por Zhang [25]

De acuerdo con Indacochea [30], las cucharas de la turbina tienen una forma semi-elipsoidal, en cuya unión se encuentra una arista central o cresta, la cual ayuda al fluido proveniente de la tobera a dividirse teóricamente en dos mitades iguales para cada cuchara. El material que por lo general es utilizado para elaboración de las cucharas es acero inoxidable fundido al cromo níquel. En la Figura 10 se puede apreciar con detenimiento los principales componentes de una turbina Pelton.

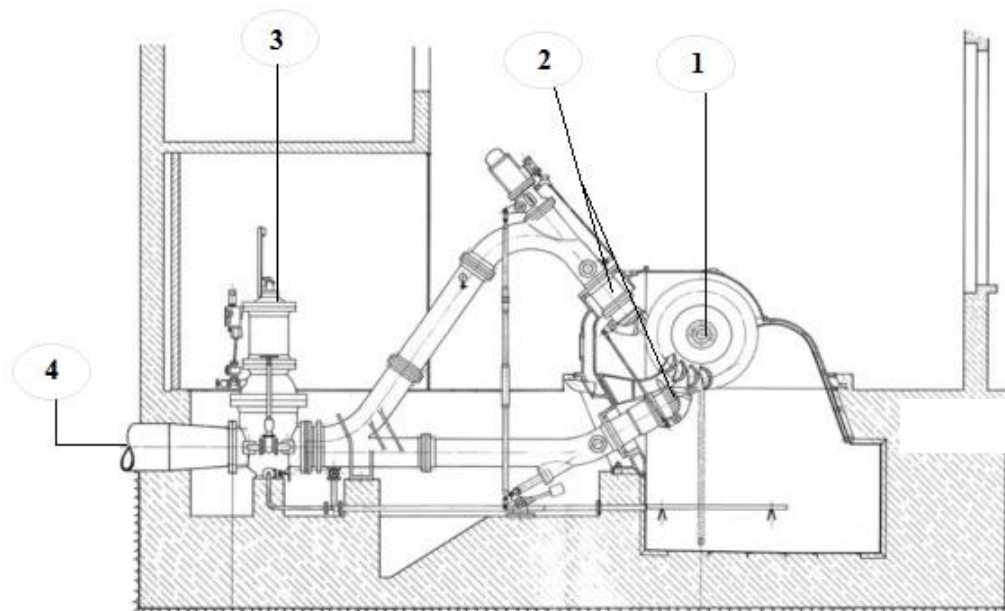


Figura 10 Turbina Pelton de dos inyectores [7].

Donde:

- 1 Rodete, 2 Inyectores, 3 Válvula reguladora de presión, 4 Tubería de admisión

2.7. Triángulo de velocidades

La energía de una turbina Pelton se define a través del análisis de los triángulos de velocidad, en el punto donde el agua choca contra las cucharas y en el punto donde el agua abandona a estas, es decir se analiza al principio y al final del ciclo, de acuerdo con lo mencionado por Nat-Geo [33]

Para el análisis de los triángulos de velocidad, se realiza en tres dimensiones, sin embargo, para efectos de cálculo se hace cortes a la turbina en el eje transversal y longitudinal. En nuestro caso se asumirá una instalación típica de una central hidroeléctrica, la cual consta de un reservorio ubicado a una altura superior al inyector; existirá a su vez una tubería de presión que producirá pérdidas por fricción contra sus paredes. Al aplicar la ecuación de Bernoulli, se toma como referencia la superficie del agua en el embalse y la salida del inyector, de esta manera determinar la velocidad con la que el fluido sale de la tobera, con la ecuación 6, con base en lo mencionado por Palma [29]:

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (6)$$

Donde:

C_o y C_i : representa la velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y a la salida de la tobera respectivamente. La primera velocidad se puede aproximar a 0.

P_o y P_i : representan las presiones en la superficie del reservorio y en la salida de la tobera respectivamente. Las presiones se pueden considerar iguales a la atmosférica.

Z_o y Z_i : representan los niveles topográficos en la superficie del reservorio superior y en la posición de la tobera respectivamente, su diferencia es igual al salto bruto.

γ y g : representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad respectivamente.

ΔH_t : es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua contra las paredes de la tubería de presión.

ΔH_i : es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua contra las paredes del inyector.

Mataix [28] menciona que, la velocidad de la salida del chorro de agua a la salida de la tobera se presenta en la ecuación 7.

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \sqrt{2gH} \quad (7)$$

Para efectos de cálculo se define un coeficiente de velocidad determinado por la ecuación 8, Mataix [7]

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad (8)$$

La velocidad de salida del chorro de agua se expresa mediante la ecuación 9.

$$C_i = K_c \sqrt{2gH} \quad (9)$$

El coeficiente K_c se puede estimar entre 0,97 y 0,98 de acuerdo a lo mencionado por Mataix [28], y representa el coeficiente de la tobera.

En la Figura 11 se puede apreciar el triángulo de velocidades a la entrada del rodete.

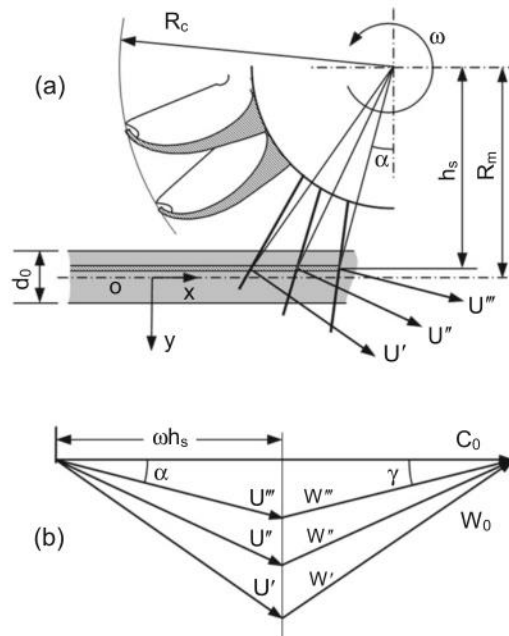


Figura 11 Triángulo de velocidades en las cucharas de una turbina Pelton [25]

Donde:

- (a) velocidades circunferenciales, (b) triángulos de velocidad con componentes constantes de las velocidades circunferenciales.

En las turbinas de acción, la velocidad tangencial puede ser expresada también con la ecuación 10.

$$U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2 \quad (10)$$

Donde:

K_u : es el coeficiente de velocidad tangencial del fluido obtenido de la relación dada por la ecuación 11.

$$K_u = K'u/Kc \quad (11)$$

Su valor varía entre 0,44 y 0,48.

C_2 : es la velocidad absoluta a la entrada de la cuchara y es igual a la velocidad del chorro a la salida de la tobera C_i .

α_2 : es el ángulo que forman la componente de velocidad absoluta C_2 y la velocidad tangencial U_2 . Para el caso de la turbina Pelton éste ángulo es de 0 grados.

Con estas ecuaciones se puede determinar la velocidad relativa con la ecuación 12.

$$W_2 = C_2 (1 - Ku) \quad (12)$$

Donde:

W_2 : velocidad relativa.

En el punto de salida de la cuchara las velocidades tangenciales U_1 y U_2 son iguales, por estar los puntos 1 y 2 a la misma distancia desde el rodete, como se puede apreciar en la ecuación 13.

$$U_1 = Ku C_2 \quad (13)$$

Por continuidad, se hace la consideración que el agua pierde velocidad por efecto de la fricción del coque del agua con la cuchara, se puede decir que la ecuación 14 es la velocidad relativa W_1 .

$$W_1 = Kf C_2 (1 - Ku) \quad (14)$$

Donde:

W_1 : velocidad relativa.

Kf : representa el coeficiente de velocidad relativa, se estima en 0,98.

Una vez calculado todo lo anterior entonces se puede obtener la velocidad absoluta de salida de la cuchara expresada por la ecuación 15.

$$C_1 = C_2 \sqrt{Ku^2 + Kf^2 (1 - Ku)^2 - 2Ku Kf (1 - Ku) \cos \beta_1} \quad (15)$$

Se debe tener en cuenta que el ángulo β_1 de esta ecuación ha de estar en el rango de entre 5° y 20°

El ángulo α_1 se calcula con la ecuación 16.

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \frac{Ku - Kf(1 - Ku) \cos \beta_1}{\sqrt{Ku^2 + Kf^2 (1 - Ku)^2 - 2 Ku Kf (1 - Ku) \cos \beta_1}} \quad (16)$$

Como se puede ver, todas las velocidades se expresan en función de la velocidad del chorro de agua de salida de la tobera, y por lo tanto están en función de la raíz del salto.

2.8. Eficiencia hidráulica

Para determinar la eficiencia hidráulica teórica de la turbina se aplica la ecuación 17.

$$\eta h g H = U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1 \quad (17)$$

De la cual se deduce la ecuación 18:

$$\eta h = 2Kc^2 Ku (1 - Ku) (1 + Kf \cos \beta_1) \quad (18)$$

Además de la eficiencia hidráulica, para estimar la eficiencia total se debe considerar las pérdidas volumétricas por choques, por ventilación y mecánicas. En caso de turbinas Pelton de baja potencia la eficiencia máxima es de 85 %, de acuerdo a lo mencionado por Villanueva et. al [14].

2.9. Álabe

En la Figura 12 se puede apreciar los componentes principales de los álabes de una turbina Pelton, necesarios para determinar su geometría y dimensiones reales, de acuerdo con los datos requeridos para el diseño.

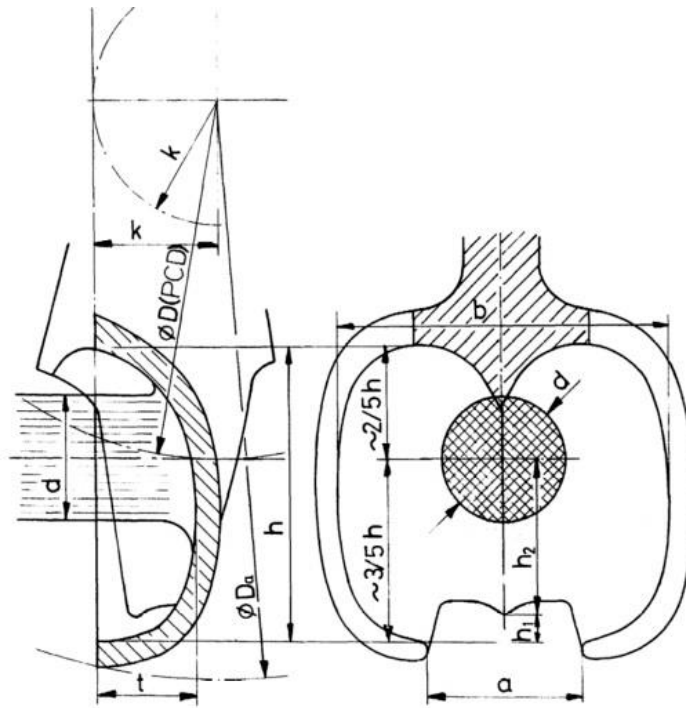


Figura 12 Componentes principales de las cucharas [38]

En los álabes se debe determinar su diseño, para la altura del álabe se presenta la ecuación 19.

$$h = \Delta \cdot d \quad (19)$$

Donde:

h : es la altura del álabe.

Δ : es la variación de alturas según tablas.

d : es el diámetro de salida de la tobera, [m].

Con este valor podemos calcular h_1 , que es la altura de la mella del álabe y está definida por la ecuación 20.

$$h_1 = 0,35 \cdot d \quad (20)$$

A continuación, se debe calcular de la distancia del extremo de la mella hacia el centro del álabe, para lo cual se utiliza la ecuación 21.

$$h_2 = (0,85 - 1,5) \cdot d \quad (21)$$

Se debe determinar además el ancho de la mella, la cual se obtiene con la ecuación 22.

$$a = 1,2 \cdot d \quad (22)$$

Por último, debemos determinar la profundidad del álabe, con la ecuación 23.

$$t = 0,9 \cdot d \quad (23)$$

2.10. Inyector

De acuerdo con Layos [39], los inyectores están formados por un codo circular, disminuyendo su sección progresivamente; en una sección recta de este se monta la aguja, la cual tiene forma de bulbo, y mediante una boquilla envía el chorro de agua en forma tangencial hacia las cucharas del rodete. Mediante un deflector se puede regular el caudal, para evitar potenciales problemas de golpe de ariete al cerrar la válvula de aguja.

Para facilitar la regulación, es importante que exista simetría tanto en el inyector como en la tobera. Al asumir que la velocidad de la tobera no varía en comparación con el caudal, la potencia será proporcional y éste a la sección de paso de la tobera normal al flujo.

2.11. Tobera

Para la tobera, los cálculos están en función del diámetro de chorro el cual se lo calcula con la ecuación 24.

$$d_o = \sqrt{\frac{4 Q_o}{\pi K_c \sqrt{2gH}}} \quad (24)$$

Donde:

d_o : es el diámetro de la sección del chorro; [m]

Q_o : es el caudal que fluirá por la tobera; [m³/s]

K_c : es el coeficiente de velocidad de la tobera estimado en 0,97 y 0,98

g : es la aceleración de la gravedad; [m/s²]

H : es el salto neto con la que opera la turbina; [m]

Con este dato se puede calcular el caudal nominal de la turbina con la ecuación 25:

$$Q_N = \frac{\pi d_o}{4} \cdot C1 \quad (25)$$

Donde:

$C1$: Velocidad del chorro a la salida de la tobera.

Entonces se puede calcular el diámetro a la salida de la tobera con la ecuación 26.

$$d = 1,25 d_o C \quad (26)$$

2.12. Radio de curvatura del bulbo

El radio de curvatura se diseña en función de evitar desprendimientos, por lo cual suele ser grande, éste depende de la ecuación 27.

$$b = 1,25 d \quad (27)$$

El diámetro d de la salida de la tobera se diseña de manera que el diámetro máximo del chorro d se alcance cuando λ según lo determina la ecuación 28.

$$\lambda = \frac{d}{2} \quad (28)$$

Los rangos del ángulo en el que se construyen el bulbo son entre 20° y 30°.

La carrera del vástago de la válvula de aguja se suele diseñar con un diámetro mayor para obtener el diámetro máximo del chorro, con el fin de reservar potencia.

2.13. Fuerza necesaria para mover la aguja

En el diseño del sistema de regulación, se debe conocer la fuerza necesaria para mover la válvula de aguja, a esta fuerza se le debe reducir a la mínima necesaria para mover la aguja y considerar que sea constante en toda la carrera de la válvula, para calcular el valor numérico de ésta fuerza se utiliza la ecuación 29.

$$Fh = \rho \cdot g \cdot Hb \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - c^2) \quad (29)$$

Donde:

ρ : es la densidad del fluido, [kg/m³]

g : gravedad, [m/s²]

Hb : es la altura bruta del salto, [m]

2.14. Rendimiento del inyector

El rendimiento del inyector depende netamente de la velocidad del chorro de agua a la salida de la tobera, de la gravedad, el rozamiento del fluido con las paredes del inyector y la caída de agua, la fórmula para el rendimiento es la ecuación 30.

$$n_d = \frac{c_1^2}{\frac{2 \cdot g}{H}} \quad (30)$$

2.15. Potencia de frenado

Por otro lado, se puede partir desde el cálculo de la potencia de frenado de la turbina la cual se obtiene de la ecuación 31.

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}} \quad (31)$$

Donde:

P_T : potencia de frenado, [kW]

P_g : es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico; [kW]

η_g : es la eficiencia del motor.

η_{tr} : es la eficiencia de la transmisión mecánica utilizada entre la turbina y el generador.

2.16. Caudal de diseño

Con la potencia de frenado se puede determinar el caudal de diseño con la ecuación 32.

$$Q = \frac{P_T}{9,809 H \eta_t} \quad (32)$$

Donde:

Q : es el caudal máximo de diseño, que fluye por la turbina; [m³/s]

H : es el salto neto aprovechable; [m]

η_t : es la eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga.

Cabe destacar que el caudal de diseño debe ser corroborado con un estudio hidrológico.

2.17. Número de revoluciones

Para el cálculo del número de revoluciones a las que la turbina va a girar, se necesita determinar el diámetro del rodete ambos se encuentran relacionados, para esto hay dos formas válidas para realizar los cálculos, la primera consiste en asumir que la turbina va ir acoplada directamente al eje del generador, y por lo tanto tendrían el mismo número de revoluciones, la segunda opción es asumir el diámetro del rodete y a base de esto determinar el número de revoluciones adecuado; además se requiere calcular un sistema de transmisión entre la turbina y el generador. El número de revoluciones de una turbina Pelton se determina con la ecuación 33, Olade [40]

$$N = \frac{84,54 KwH^{1/2}}{Dp} \quad (33)$$

Donde:

N: es el número adecuado de revoluciones de la turbina; [rpm]

Dp: el diámetro de paso del rodete, [m]

Ku': es un coeficiente de velocidad de rotación que se puede estimar con la fórmula:

$$Ku' = 0,49 - 0,0072Nq/i^{1/2}$$

i: es el número de toberas de la turbina.

Se debe comprobar que los datos obtenidos mediante cálculos sean muy parecidos a los datos que se puedan tomar en campo, con esto se logra realizar el diseño de los elementos principales de la turbina para este caso puntual; lo más importante son los inyectores y el rodete. Como se dijo antes las cucharas ubicadas en el borde del rodete son impactadas por el agua que sale de los inyectores, y estas transportan la energía cinética del agua hacia el eje de la turbina, lo cual se aprovecha para generar energía, por esta razón es de vital importancia definir una geometría tal que se pueda aprovechar al máximo la energía del agua, lo cual es mencionado en la investigación realizada por Ferrada [15]

2.18. Diseño del eje

Es necesario realizar un diagrama de cuerpo libre DCL, para revisar la distribución de cargas en el eje de la turbina. Para esto se debe tener en cuenta todas las fuerzas que actúan sobre el eje de la turbina, y las reacciones en los apoyos de la misma.

Con estos datos se puede calcular el esfuerzo cortante máximo con la ecuación 34 [41]

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T.r}{J} \quad (34)$$

Para el cortante máximo se debe calcular el momento polar de inercia, el cual se obtiene con la ecuación 35.

$$J = \frac{\pi.d^4}{32} \quad (35)$$

Se realiza el cálculo del esfuerzo normal al que va a ser sometido el eje, para lo cual la ecuación 36 es de gran importancia.

$$\sigma = \frac{32.M}{\pi.d^3} \quad (36)$$

Con los datos calculados se debe aplicar el teorema de Von Mises, para lo cual la se reemplazan los datos en la ecuación 37.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (37)$$

Para comprobar si el eje soporta las cargas a las cuales es sometido, se debe calcular el factor de seguridad, para lo cual se aplica la ecuación 38.

$$sf = \frac{Sy}{\sigma'} \quad (38)$$

El momento flexionante, de acuerdo con Budynas & Nisbett [41] se encuentra determinado por la ecuación 39.

$$M = \frac{F.x}{2} \quad (39)$$

2.19. Diseño por resistencia a la fatiga

Para el análisis de resistencia a fatiga del eje, es necesario conocer el diagrama esfuerzo - deformación para el material, el cual de acuerdo con Budynas & Nisbett [41] se presenta mediante la Figura 13.

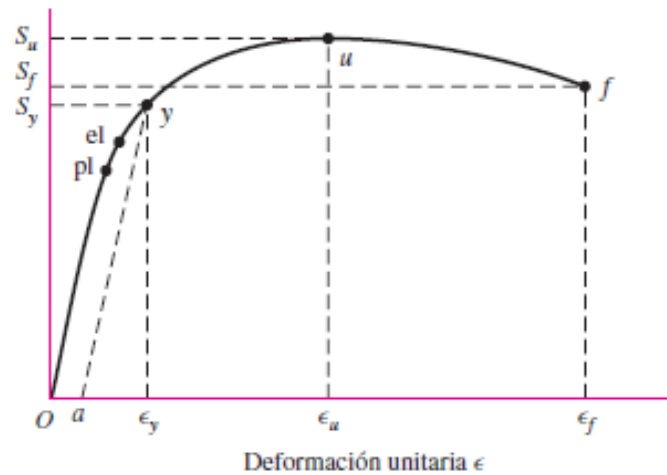


Figura 13 Diagrama esfuerzo-deformación [41]

En el gráfico se indican S_u , S_f y S_y , los cuales corresponden a esfuerzo último, esfuerzo de fractura y esfuerzo a la fluencia respectivamente.

Además de los factores de esfuerzo y torsión los materiales presentan diversos tipos de falla a causa de factores externos, los cuales se analizan de manera adecuada con el análisis a fatiga, el cual de acuerdo con lo mencionado por Budynas & Nisbett [41] se verifica mediante los pasos detallados a continuación.

2.19.1. Método fatiga - vida.

Se denomina a N como el número de ciclos hasta la falla, la cual se clasifica como fatiga de bajo ciclaje en el rango $1 \leq N \leq 10^3$, y como fatiga de alto ciclaje al valor en un rango $N > 10^3$.

- Método del esfuerzo - vida

Es el método menos exacto, se realiza mediante ensayos en probetas que determinan el ciclo de falla de acuerdo con el material del cual se encuentra fabricado; como ejemplo de los ensayos se incluye la Figura 14.

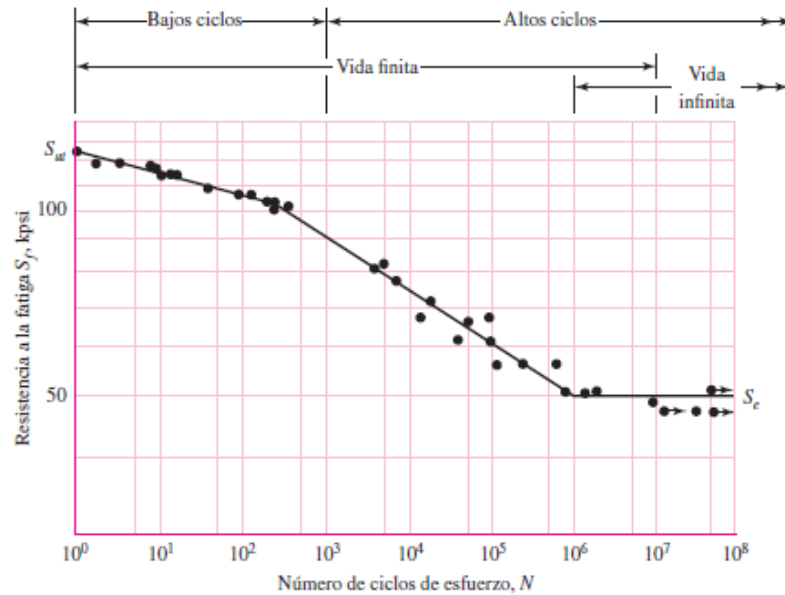


Figura 14 Gráfico Resistencia a la fatiga vs Ciclos de esfuerzo [41]

Al analizar los datos obtenidos, se verifica la amplitud de ciclos de falla a los que puede ser sometido un material; al no ser el método más exacto, aunque sí el más común de uso para determinar la fatiga, se deduce que es posible realizar ensayos en los materiales a utilizar en la fabricación de diversos elementos; sin embargo, no existe un método exacto para determinar el momento exacto de falla, ya que depende de varios factores adicionales.

2.19.2. Método de deformación - vida

Este método se utiliza para estimar la fatiga del material mediante varias idealizaciones, lo que da lugar a incertidumbre en los resultados; debido a esto solamente se hace referencia al presente método debido a su importancia para comprender el diseño a fatiga.

En la Figura 15 se ejemplifica la relación de la vida a fatiga con el número de ciclos, mediante la aplicación del método deformación - vida.

2.19.3. Método de mecánica de la fractura lineal elástica

Este método se basa en el análisis de la propagación de la grieta presente en el material a causa de la fatiga, y su propagación en el ciclo de vida. Las grietas a causa de fatiga se propagan de acuerdo con el esfuerzo que sufre el material en cada ciclo hasta que se ocasiona la fractura.

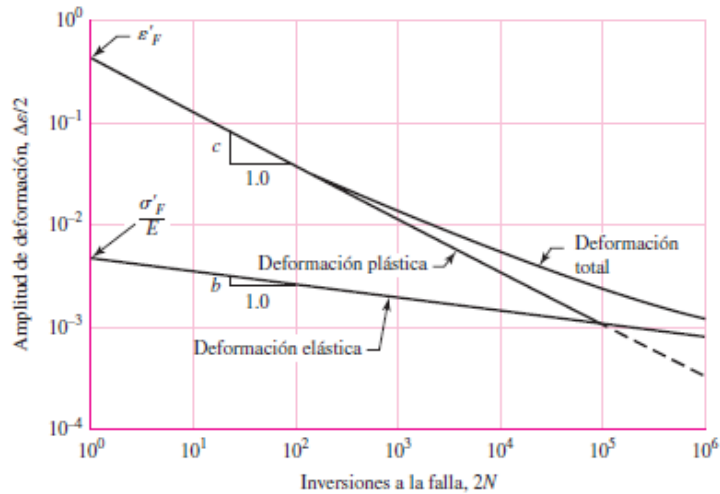


Figura 15 Vida a la fatiga vs Amplitud de la deformación para acero SAE1020 [41]

La Figura 16 ejemplifica la relación entre el crecimiento de la grieta y el ciclo de esfuerzo.

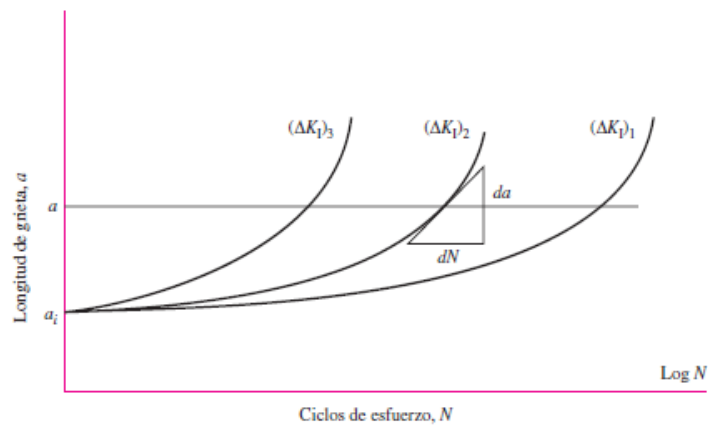


Figura 16 Relación longitud de grieta vs Ciclos de Esfuerzo [41]

2.19.4. Resistencia a la fatiga y límite de resistencia a la fatiga.

De acuerdo con Budynas & Nisbett [41] se menciona que, con base en los ensayos y pruebas realizadas en los diversos materiales, se puede estimar la resistencia a la fatiga mediante la ecuación 40.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 \cdot S_{ut} & \text{Para } S_{ut} \leq 200 \text{ ksi} \\ 100 \text{ ksi} & \text{Para } S_{ut} > 200 \text{ ksi} \\ 700 \text{ MPa} & \text{Para } S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (40)$$

Donde:

S_{ut} = resistencia a la tensión mínima.

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

La resistencia a la fatiga se encuentra brindada por la ecuación 41, la cual indica que de los 10^3 ciclos hasta el límite de resistencia a fatiga para alto ciclo.

$$(S'_f)_N = \sigma'_F \cdot (2N)^b \quad (2.41)$$

Donde:

S'_f = es la fracción del esfuerzo último.

En la Figura 17 se verifica la variación de la fatiga de alto ciclo desde los 10^3 hasta valores de 10^7 , siendo f la fracción de resistencia a la fatiga.

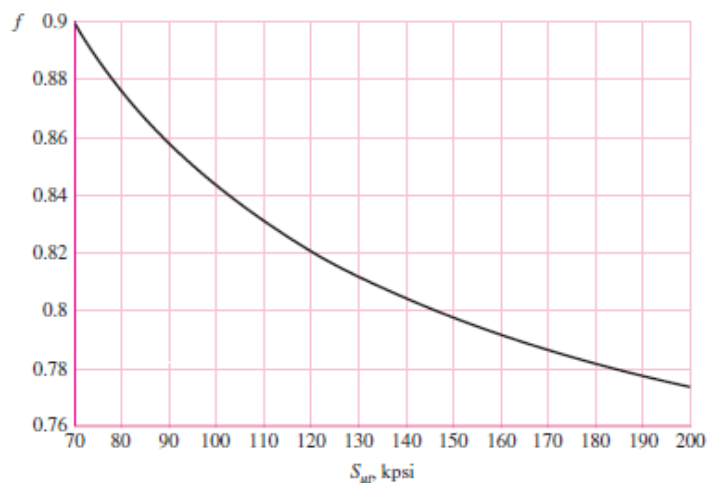


Figura 17 Fracción de resistencia a fatiga vs Esfuerzo último [41]

Para casos de componentes reales se recomienda utilizar las aproximaciones de la ecuación 41, con lo cual se simplifica el análisis mediante la ecuación 42.

$$S_f = a \cdot N^b \quad (42)$$

Donde a y b son constantes definidas por los puntos 10^3 , $(S_f)10^3$ y 10^6 , S_e con $(S_f)10^3 = fS_{ut}$.

El cálculo de las constantes a y b se realiza mediante las ecuaciones 43 y 44.

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (43)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \quad (44)$$

2.19.5. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Para determinar de manera adecuada la resistencia a la fatiga, es necesario tomar en cuenta los diversos factores que modificación su propagación, de lo cual Budynas & Nisbett [41] mencionan que, la ecuación 45 es la principal para esta determinación.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.45)$$

Donde:

k_a : factor de modificación superficial

k_b : factor de modificación del tamaño

k_c : factor de modificación de la carga

k_d : factor de modificación de la temperatura

k_e : factor de confiabilidad

k_f : factor de modificación de efectos varios

S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

A partir de la definición de cada factor es necesario realizar su cálculo respectivo, para lo cual Budynas & Nisbett [41] mencionan los siguientes apartados.

2.19.6. Factor de modificación superficial

Este factor depende el tipo de acabado de la superficie y de la resistencia a la tensión de la viga rotativa, con lo cual se lo puede calcular con la ecuación 46.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (46)$$

Los factores a y b se encuentran determinados en la Tabla 6.

Tabla 6
Factores a y b para acabado superficial [41]

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	Sut, Ksi	Sut, Mpa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

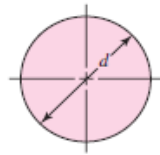
2.19.7. Factor de modificación del tamaño

A partir de varias evaluaciones realizadas, se determina que los valores para flexión y torsión se pueden determinar con la ecuación 47.

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & \text{Para } 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,91d^{-0,157} & \text{Para } 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & \text{Para } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & \text{Para } 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (47)$$

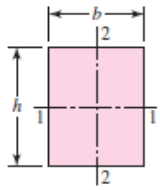
En el caso de carga axial no se aplica este factor, por lo cual $k_b = 1$.

Para el caso no rotativo de los diferentes perfiles, es necesario tomar en cuenta los datos provistos en la Figura 18.



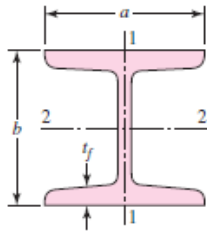
$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$$

$$d_e = 0.370d$$

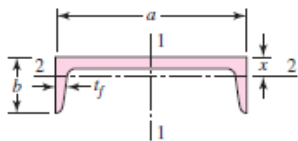


$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & t_f > 0.025a \quad \text{eje 2-2} \end{cases}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$$

Figura 18 Factores de Kb en caso no rotativo [41]

2.19.8. Factor de modificación de la carga

Se especifican los factores para los ensayos de torsión, flexión y axial, mediante la ecuación 48:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsión} \end{cases} \quad (2.48)$$

2.19.9. Factor de temperatura

Es necesario determinar un factor de temperatura para los casos en los cuales el material no trabaje con temperatura ambiente, es decir, para temperaturas bajas o muy altas, esto se verifica en la Tabla 7.

Tabla 7

Variación de los factores en función de la temperatura [41]

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Al conocer estos factores, se aplica la ecuación 49 para determinar el factor de temperatura.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (49)$$

Donde:

S_T : resistencia a la tensión a la temperatura de operación.

S_{RT} : resistencia a la tensión a la temperatura ambiente.

2.19.10. Factor de confiabilidad

Este factor se encarga de acercar más el resultado al valor real, ya que las ecuaciones previas muestran valores medios, es por esto que se plantea la confiabilidad como se muestra en la ecuación 50.

$$k_e = 1 - 0,08 Z_a \quad (50)$$

Donde:

Z_a : desviación estándar.

Para estimar un valor de Z_a , es usual tomar en cuenta la tabulación que se presenta en la Tabla 8.

Tabla 8
Factor de confiabilidad [41]

Confiabilidad, %	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

2.19.11. Factor de efectos varios

Este factor es aplicado para determinar la fatiga que se ocasiona en los procesos adicionales a los cuales es sometido el material; al ser un proceso complejo de determinar, el factor se aproxima a 1, el cual abarca los esfuerzos a los que puede ser sometido en caso de no presentar datos de un esfuerzo adicional.

2.20. Conclusiones del capítulo

En el capítulo se revisó las turbinas y su clasificación, mediante fórmulas se puede determinar si son turbinas de acción o reacción, se planteó las ecuaciones necesarias para el diseño de una turbina Pelton y sus componentes, además se determinó fórmulas que permiten analizar su funcionamiento y rendimiento. Se debe tener en cuenta la altura neta de caída del fluido y el caudal en base a estos datos se puede establecer el tipo de turbina que es necesaria para la zona geográfica requerida. Es importante determinar los materiales de los cuales están compuestos la turbina y sus componentes para tener un dato real del peso pues en base a éste dato se puede escoger el eje que va a sostener la turbina. Realizar un correcto DCL permite apreciar las cargas a las cuales nuestra turbina está expuesta.

Las ecuaciones planteadas servirán como referencia para la simulación que se desea realizar en el presente trabajo, parte de los objetivos de este trabajo es analizar los principales problemas que afectan a la eficiencia en las turbinas Pelton y el comportamiento del fluido dentro de la turbina esto apuntando a mejorar la eficiencia de la turbina.

CAPÍTULO III

DIMENSIONAMIENTO DE LA TURBINA PELTON

Con base en lo mencionado en el capítulo II se plantearon las ecuaciones fundamentales para el diseño de la turbina Pelton, para lo cual es necesario conocer las especificaciones bajo las cuales va a trabajar en la instalación. Se tienen los datos de caudal y altura neta del salto para el dimensionamiento de la turbina en una fuente hídrica ubicada en la parroquia de San José de Minas, y se realiza el diseño de la turbina en el presente capítulo, enfocado a la potencia de generación.

3.1. Valores de caudal y altura neta

Con base en la experimentación y mediante la metodología del aforo volumétrico mencionada en Basán [42], los datos obtenidos se resumen en la Tabla 9.

Tabla 9

Caudales medidos experimentalmente en la fuente hídrica de San José de Minas

Medición No.	Tiempo (s)	Volumen (gal)	Volumen (l)	Caudal GPS	Caudal LPS
1	2,91	3	11,355	1,030	0,354
2	2,88	3	11,355	1,042	0,362
3	2,38	3	11,355	1,261	0,530
4	2,44	3	11,355	1,223	0,504
5	2,57	3	11,355	1,167	0,454
6	2,89	3	11,355	1,038	0,359
7	2,62	3	11,355	1,145	0,437
8	2,71	3	11,355	1,107	0,408
9	2,58	3	11,355	1,163	0,451
10	2,75	3	11,355	1,092	0,397
11	2,5	3	11,355	1,200	0,480
12	2,83	3	11,355	1,060	0,375
13	2,67	3	11,355	1,124	0,421
14	2,59	3	11,355	1,158	0,447
15	2,79	3	11,355	1,075	0,385
16	2,57	3	11,355	1,167	0,454
17	2,65	3	11,355	1,132	0,427
18	2,56	3	11,355	1,172	0,458
19	2,68	3	11,355	1,119	0,418
Promedio				1,130	0,427

En la medición experimental del salto neto, se obtiene como altura 25 metros de altura máxima sobre la cual va a ser dimensionada la turbina. Para la velocidad de rotación de la turbina, se seleccionó un generador de cuatro pares de polos, el cual con base en lo mencionado por Beirut [27] se calcula de acuerdo a la ecuación 1.

$$f = \frac{np}{60}$$

$$n = \frac{60 \cdot 60}{4}$$

$$n = 900 \text{ rpm}$$

Con este resultado se determina que la turbina gira a 900 rpm, lo cual es importante para el cálculo del tipo de transmisión a utilizar.

3.2. Cálculo de grado de reacción

De acuerdo con la ecuación 2, se calcula el grado de reacción como:

$$\epsilon = \frac{hpr}{hpd + hprn}$$

$$\epsilon = \frac{0}{0 + 25}$$

$$\epsilon = 0$$

Se obtienen un grado de reacción igual a 0, por lo tanto, se verifica que la turbina Pelton es la más adecuada para la generación hidroeléctrica en el sitio.

3.3. Cálculo de la velocidad específica

Con los datos obtenidos anteriormente, se realizan los cálculos para la velocidad específica de la turbina, y se obtienen los siguientes resultados:

La potencia de la fuente hídrica está brindada por la ecuación 3:

$$P_h = \rho g H_n Q$$

$$P_h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 0,0025$$

$$P_h = 0,613 \text{ kW} = 0.82 \text{ HP}$$

Con este valor se calcula la potencia al eje, con la ecuación 4:

$$P_{eje} = n_{total} P_h$$
$$P_{eje} = 0,7 \cdot 0,613$$
$$P_{eje} = 0,429 \text{ kW} = 0.58 \text{ HP}$$

Al obtener el dato de la potencia al eje, se realiza el cálculo para la velocidad específica de acuerdo con la ecuación 5:

$$n_s = \frac{n \cdot P a^{1/2}}{H^{5/4}}$$
$$n_s = \frac{900 \cdot 0,429^{1/2}}{25^{5/4}}$$
$$n_s = 10,54 \frac{rpm}{s}$$

Con base en este resultado, de acuerdo con la Tabla 10 se determina que la turbina Pelton a diseñar opera con 1 inyector.

Al determinar las condiciones bajo las que trabaja la turbina, es necesario como parte inicial calcular el diámetro de la tobera, ya que en función de esta se determinan las dimensiones de todos los componentes.

De acuerdo con lo mencionado por Mataix [28], el coeficiente Kc corresponde al utilizado para la tobera, con respecto a la velocidad del fluido, corresponde a 0,97.

Con los valores requeridos, se realiza el cálculo del diámetro de la tobera, con la ecuación 11.

$$d_o = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi K_c \sqrt{2gH}}}$$
$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0025}{\pi \cdot 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 25}}}$$
$$d_o = 0,012 \text{ m}$$

El diámetro a la salida de la tobera está definido por la ecuación 23.

$$d = 1,25 \cdot d_o$$

$$d = 1,25 \cdot 0,012$$

$$d = 0.015 \text{ m}$$

El diámetro del rodete está definido por la ecuación 24.

$$D = \frac{240d}{n_s}$$

$$D = \frac{240 \cdot 0,015}{10,54}$$

$$D = 0,3416 \text{ m}$$

El diámetro de las puntas se calcula con la ecuación 25.

$$D_p = D + \frac{7}{3} d$$

$$D_p = 0,3416 + \frac{7}{3} \cdot 0,015$$

$$D_p = 0,3766 \text{ m}$$

El ancho del álabe se encuentra dado por la ecuación determinada por Eisenring [38], de la cual se tomará el valor medio para el cálculo.

$$b = (2,5 - 3,2) \cdot d$$

$$b = (2,8) \cdot 0,015$$

$$b = 0,042 \text{ m}$$

La altura del álabe se encuentra determinado por la ecuación 2, de igual manera se tomará el valor medio para realizar el cálculo.

$$h = \Delta \cdot d$$

$$h = (2,1 - 2,7) \cdot d$$

$$h = (2,4) \cdot 0.015$$

$$h = 0,036 \text{ m}$$

Se define h_1 como la altura de la mella del álabe, la cual está definida por la ecuación 3.

$$h_1 = 0,35 \cdot d$$

$$h_1 = 0,35 \cdot 0,015$$

$$h_1 = 0.005 \text{ m}$$

Es necesario realizar el cálculo de la distancia del extremo de la mella hacia el centro del álabe, para lo cual se define la ecuación 4, para reducción de cálculos de tomará el valor medio.

$$h_2 = (0,85 - 1.5) \cdot d$$

$$h_2 = (1,1) \cdot 0,015$$

$$h_2 = 0.017 \text{ m}$$

El ancho de la mella se encuentra definido por la ecuación 5.

$$a = 1,2 \cdot d$$

$$a = 1,2 \cdot 0,015$$

$$a = 0.018 \text{ m}$$

La profundidad del álabe se encuentra definido por la ecuación 6.

$$t = 0,9 \cdot d$$

$$t = 0,9 \cdot 0,015$$

$$t = 0,0135 \text{ m}$$

Para el cálculo del número de álabes se toma en cuenta la tabla normalizada brindada por [15], la cual toma en cuenta la velocidad específica para determinar un número de álabes adecuado.

Tabla 10

Número de álabes de la turbina en función de la velocidad específica [15]

Velocidad específica n_s	Número de cucharas
4	40
6	37
8	34
10	30
12	28
14	26
18	22
22	20
26	17
32	15

A partir del cálculo de la velocidad específica y la Tabla 10, se determina que el número de álabes a utilizar en la turbina Pelton será de 30.

3.4. Diseño de elementos auxiliares

Como complemento del diseño de la turbina Pelton, es importante diseñar y seleccionar los principales elementos auxiliares que están involucrados en el proceso de generación energética, tales como el eje, selección de rodamientos, poleas, bandas, entre otros.

Con base en lo mencionado por Cuadro [14], se utilizará un motor eléctrico con un banco de condensadores para la generación de energía eléctrica, acoplado mediante poleas a la turbina, esto es debido a la recomendación de utilizar en centrales de 500 a 3000 W se utilizan motores eléctricos que generan 220 V.

Al seleccionar un motor eléctrico con un banco de condensadores, se toma en cuenta el diseño realizado por el fabricante, en este caso será de un motor WEG [43] Nema 48 y 56, el cual está diseñado con un eje de 15,875 mm, el cual actuará como generador eléctrico al conectarse con el eje de la turbina Pelton.

La selección de la polea y banda de transmisión se realiza mediante las recomendaciones brindadas por Intermec [44], de lo cual es necesario previamente

seleccionar el buje a mecanizar de acuerdo al diámetro de los ejes; como consideración especial el diámetro máximo a ser mecanizado es de 1 pulgada, el buje seleccionado es el JA, con pernos No. 10 x 1, y el diámetro mínimo recomendado para la polea del motor es de 60mm.

La distancia de separación de los ejes se determinará aproximadamente de 1 metro entre la turbina y el motor, para lo cual se realizan los cálculos en la Tabla 11 del capítulo II.

La distancia entre centros de las poleas se calcula de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

$$\text{Distancia recomendada } C = 1,5(D + d)$$

$$C = 1,5 (125 + 65) = 285 \text{ mm}$$

$$\text{Distancia Máxima } C_{max} = 2 (D + d)$$

$$C_{max} = 2 (125 + 65) = 380 \text{ mm}$$

$$\text{Distancia mínima } C_{min} = 0,7 (D + d)$$

$$C_{min} = 0,7 (125 + 65) = 133 \text{ mm}$$

Tabla 11

Selección de poleas y bandas de acuerdo a catálogo [44]

Descripción	Valores
Potencia de la turbina	0,429 kW= 0,58 HP
Potencia del motor	0,75 KW= 1 HP
Revoluciones de la turbina	900 rpm
Revoluciones del motor	1730 rpm
Diámetro del eje de la turbina	25,4 mm
Diámetro del eje del motor	15,88 mm
Tipo de servicio	Continuo
Potencia de diseño	1,4 HP
Tipo de correa a utilizar de acuerdo con catálogo	Correa 3V
Relación de velocidad	1,92
Polea motriz (d)	65 mm
Polea conducida (D)	125 mm

A partir de esto se selecciona la polea PQ 2-3V65 como la polea motriz y la polea PQ 2-3V125, de acuerdo con el catálogo [44].

Para el cálculo de la longitud de la correa L_p , se utiliza la siguiente ecuación 7.

$$L_p = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D + d)^2}{4C}$$

$$L_p = 2 \cdot 285 + 1,57(125 + 65) + \frac{(125 + 65)^2}{4 \cdot 285}$$

$$L_p = 900 \text{ mm}$$

Con base en estos resultados se selecciona una correa estándar 3V 900, la cual cumple con las características requeridas para la transmisión.

3.4.1. Diseño del eje a torsión

Una vez realizado el cálculo del generador, se comprueba que el diámetro del eje sea el adecuado para la turbina, para lo cual se realizan los cálculos de resistencia del material de acuerdo con las características físicas.

Se selecciona el eje de acero AISI 4340, de acuerdo con las recomendaciones brindadas por Budynas & Nisbett [41], y es a partir de esta consideración que se realizan las verificaciones correspondientes.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre con la distribución de las cargas, de acuerdo con la instalación recomendada, el cual se aprecia en la Figura 19 y 20, se aprecia los valores resultantes de la simulación en AutoCAD Mechanical.

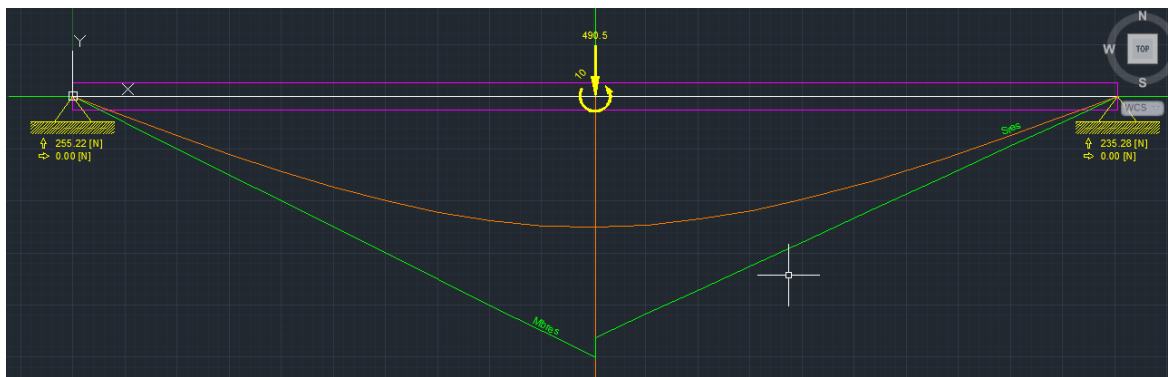


Figura 19 Diagrama de cuerpo libre del eje.

El dato provisto por WEG [45] para el torque del motor es de 9,94 Nm, y con base en la geometría de la turbina y los álabes, el volumen total del cuerpo es de 1905,38 cm³, y la densidad del Acero AISI 4340 es de 7,85 g/cm³, de lo cual a partir de la ecuación 1.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

Donde:

ρ = densidad [g/ cm³]

m= masa [kg]

V= volumen [cm³]

Calculated Values		
Yield Point	[N/mm ²]	469
E-Modulus	[N/mm ²]	206843
Material		Steel SAE 4340
Max. Res. Deflection	[mm]	2.4398
at Position	[mm]	501.5
Max. Res. Bending Moment	[Nm]	122.9929
at Position	[mm]	501.5
Max. Torsion Moment	[Nm]	0
at Position	[mm]	0
Max. Torque Rotation Angle	[deg]	0
at Position	[mm]	0
Max. torsion stress	[N/mm ²]	0
at Position	[mm]	0
Max. axial stress	[N/mm ²]	0
at Position	[mm]	0
Max. result bending stress	[N/mm ²]	76.4502
at Position	[mm]	501.5
Max. Von Mises stress	[N/mm ²]	76.4502
at Position	[mm]	501.5
Maximal values of stresses are calculated without reflection of notches.		

Figura 20 Resultados de simulación realizada en CAD.

Reemplazando los datos proporcionados, se obtiene un peso total de la turbina de:

$$m = \rho \cdot V$$

$$m = 7,85 \cdot 6369$$

$$m = 50 \text{ kg}$$

Para obtener el peso este resultado se multiplica por la aceleración de la gravedad de 9,81 m/s², siendo:

$$P = 50 \cdot 9,81$$

$$P = 490,5 \text{ N}$$

A partir de lo mencionado se realizan los cálculos para el diseño del eje, lo cual de acuerdo con Budynas & Nisbett [41] está basado en las siguientes ecuaciones:

La fuerza cortante es igual a la fuerza de reacción, y a partir de esta consideración se determina que el esfuerzo cortante máximo está determinado por la ecuación 34.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T \cdot r}{J}$$

El momento polar de inercia para eje de sección uniforme está determinado por la ecuación 35.

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

De lo cual al reemplazar los datos reales de diseño se obtiene:

$$J = \frac{\pi \cdot 0,0254^4}{32}$$
$$J = 3,85 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Al incluir este valor en el esfuerzo máximo por cortante, se obtiene:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{9,94 \cdot 0,0127}{3,85 \cdot 10^{-8}}$$
$$\tau_{\text{máx}} = 3,11 \text{ MPa}$$

Reemplazando los datos de diseño en la ecuación 40, se obtiene:

$$M = \frac{490,5 \cdot 0,5}{2}$$
$$M = 123 \text{ Nm}$$

Se realiza el cálculo del esfuerzo normal flexionante, el cual está brindado por la ecuación 36, mencionada por Budynas & Nisbett [41]

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

Al sustituir los valores de diseño del eje se obtiene:

$$\sigma = \frac{32 \cdot 123}{\pi \cdot 0,0254^3}$$
$$\sigma = 76,45 \text{ MPa}$$

Se aplica el teorema del esfuerzo de distorsión, conocido también como esfuerzo de Von Misses, y se obtiene el siguiente resultado al reemplazar los valores en la ecuación 37.

$$\begin{aligned}\sigma' &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \\ \sigma' &= \sqrt{76,45^2 + 3(3,11)^2} \\ \sigma' &= 76,64 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Aplicando el factor de seguridad para los cálculos realizados, se reemplaza los valores en la ecuación 38.

$$\begin{aligned}sf &= \frac{855}{76,64} \\ sf &= 11,15\end{aligned}$$

Con el resultado obtenido se determina que el diámetro del eje se encuentra seleccionado de manera adecuada; cumple con los parámetros requeridos para poder soportar la carga de la turbina, así como los esfuerzos normales de flexión y torsión a los cuales va a ser sometido.

En la simulación realizada, se verificó que el eje cumple con las características necesarias para el trabajo adecuado, sin puntos de falla o concentración de esfuerzos que puedan afectar el diseño.

En la Figura 21 se indican los resultados de la simulación realizada en Autodesk Inventor.

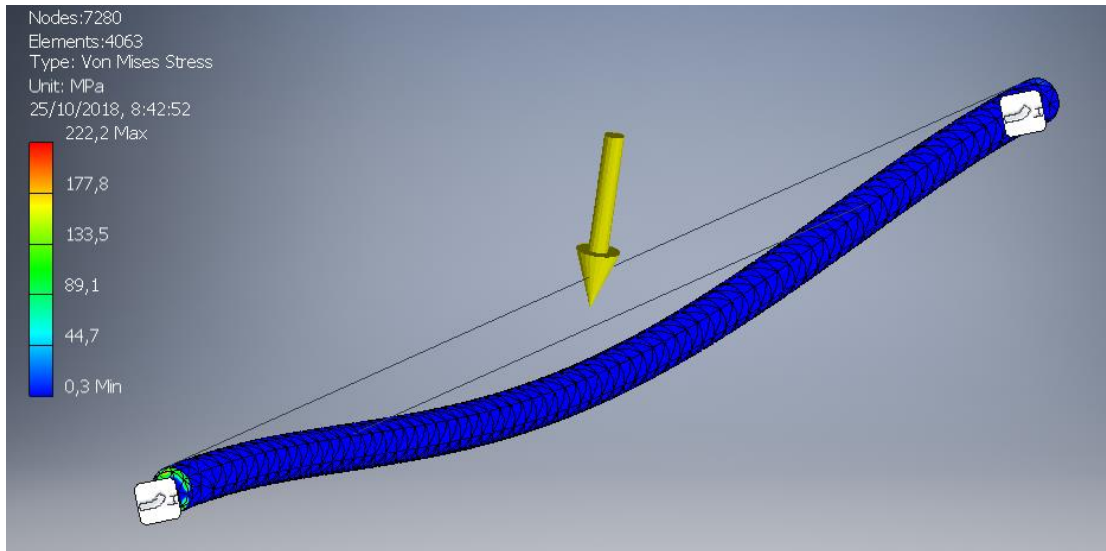


Figura 21 Esfuerzo de Von Misses de acuerdo con la carga aplicada

De acuerdo con la simulación se verifica el desplazamiento máximo de acuerdo con la carga aplicada, lo cual se indica en la Figura 22.

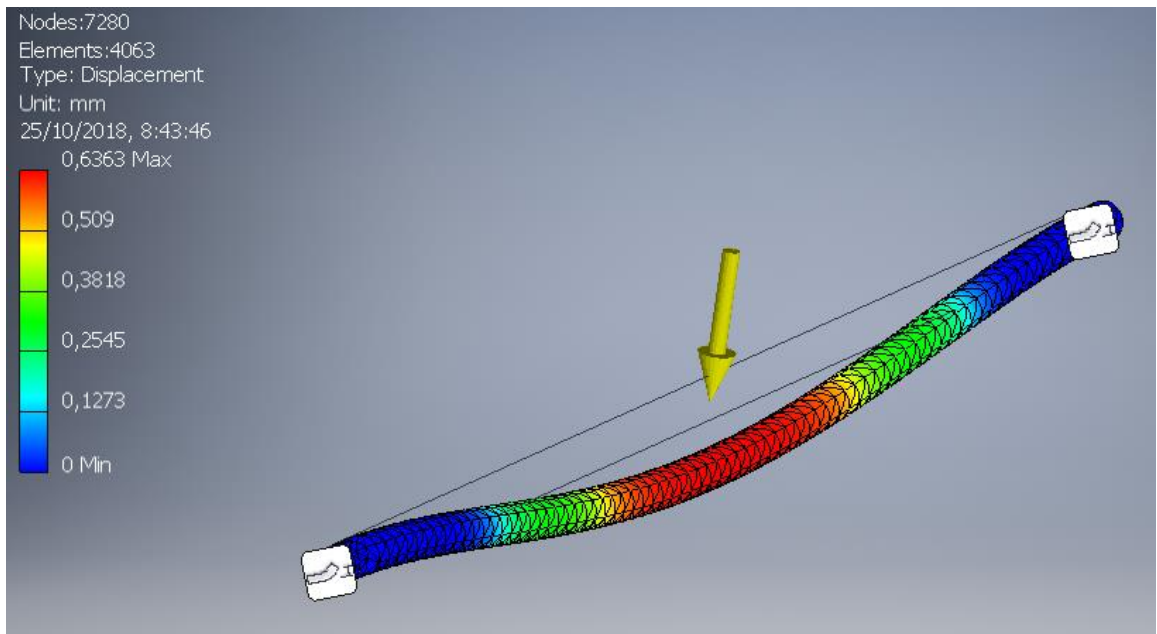


Figura 22 Desplazamiento máximo de acuerdo con la carga aplicada.

En la Figura 23 se verifica el factor de seguridad de acuerdo con el diseño y los esfuerzos determinados.

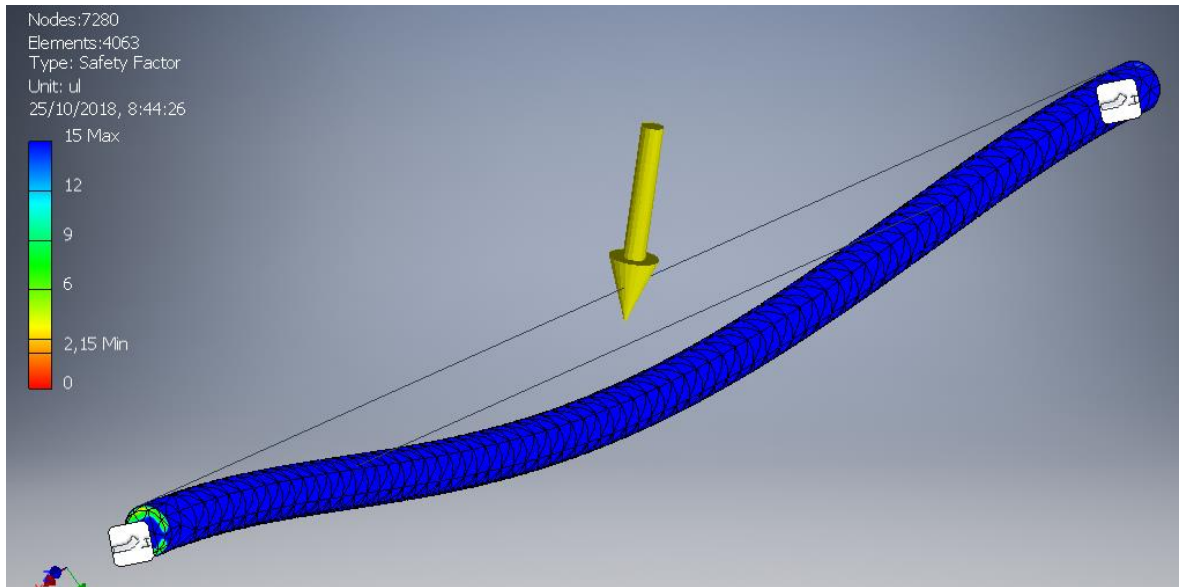


Figura 23 Verificación del factor de seguridad.

3.4.2. Diseño del eje a fatiga

Aplicando la teoría de fatiga mencionada en el capítulo II, se utilizan los factores que modifican el límite de resistencia a fatiga, lo cual se encuentra brindado en la ecuación 46.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Se estima el S'_e de acuerdo con la ecuación 41.

$$S'_e = 0,5 \cdot 1240$$

$$S'_e = 620 \text{ MPa}$$

Se obtienen los factores de límite, siendo:

$$k_a = 4,58 \cdot (620)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,83$$

De acuerdo con el diámetro del eje, se obtiene el factor K_b como:

$$k_b = 0,879^{-0,107}$$

$$k_b = 1$$

Se estima $K_c = 0,59$, debido a que se encuentra diseñado el eje a torsión; de acuerdo con la Figura 23, se estima K_d como 1, K_e y K_f se estiman como 1, debido a que no hay datos adicionales que modifiquen el esfuerzo a fatiga.

$$S_e = 0,83(1)(0,59)(1)(1)(1)(620)$$

$$S_e = 306,7 \text{ MPa}$$

A partir de este valor se verificar que el eje diseñado a fatiga cumple con los parámetros requeridos para su correcto funcionamiento.

Para el cálculo de los ciclos de vida, y al tratarse de un esfuerzo completamente reversible, se realiza el cálculo de las constantes mediante las ecuaciones 43 y 44:

$$a = \frac{(0,78 \cdot 1240)^2}{306,7}$$

$$a = 3050,13$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0,78 \cdot 1240}{306,7}\right)$$

$$b = -0,16$$

A partir de las constantes, se realiza el cálculo de los ciclos de vida de acuerdo con la ecuación 42.

$$N = \left(\frac{\sigma}{a}\right)^{1/b}$$

$$N = \left(\frac{76,45}{3050,13}\right)^{1/-0,16}$$

$$N = 10 \cdot (10^9) \text{ ciclos}$$

El número de ciclos obtenidos indica diseño para vida infinita del eje, lo cual garantiza el funcionamiento sin falla por tiempo prolongado.

Eisering [38] en su investigación menciona que, la eficiencia de las turbinas Pelton para micro generación no difiere de las diseñadas para potencias altas, y su valor se

encuentra alrededor del 85 %, y las ecuaciones planteadas son las adecuadas para llegar a este valor.

3.5. Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo se realizó la verificación de las ecuaciones de diseño para los componentes de la turbina, siendo parte fundamental la selección de material y geometría, de acuerdo con la distribución y el diseño del sitio de instalación.

Se realizó el cálculo del sistema de transmisión mediante poleas y bandas, de acuerdo con el generador seleccionado y las velocidades nominales a las cuales van a trabajar. En el cálculo de elementos auxiliares se enfatizó el cálculo del eje, diseñado estática y dinámicamente, y se comprobaron los esfuerzos a los cuales se encuentra sometido, así como el torque requerido mediante el acople con el generador.

Las simulaciones realizadas en los programas CAD ayudan a corroborar que los cálculos se encuentren realizados de manera adecuada, y verifica el correcto funcionamiento de la turbina en un periodo prolongado de tiempo.

Se verificó que el ciclo de vida del eje es de un tiempo prolongado, por lo cual es adecuado para el uso en una turbina, siendo fundamental para el funcionamiento continuo en la generación eléctrica.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se presentan los resultados de la simulación realizada en Fluent de ANSYS, de acuerdo con el diseño realizado a la turbina y las condiciones de operación determinadas por la fuente hídrica en San José Minas.

Se verifica que los datos obtenidos permiten realizar micro generación hidroeléctrica, así como la energía que se obtiene en las diversas condiciones climatológicas a las que va a trabajar la turbina, con el caudal nominal, bajo caudal y caudal mayor al nominal. Como parte fundamental del análisis, se realiza la verificación de la eficiencia para las diversas condiciones de caudal.

4.1. Análisis de presión

De acuerdo con los parámetros de la fuente hídrica, se realiza la simulación con los parámetros de presión determinados por las condiciones climatológicas a las que se encuentra sometida la turbina en la Región Sierra del Ecuador, específicamente en la Parroquia de San José de Minas.

4.2. Condiciones de presión nominal

La condición de presión nominal de acuerdo con el diseño de la fuente hídrica se establece en 60 PSI, lo cual se obtiene a partir del salto de 25 m y las condiciones de diseño de la tobera, para lo cual la Figura 24 indica las iteraciones de cálculo del comportamiento de la presión a lo largo de la trayectoria de la turbina.

Al analizar las condiciones de la gráfica se observa que la presión varía en los diversos puntos de la trayectoria, debido a las pérdidas por fricción del agua a través del paso de los álabes, así como a las condiciones de la fuente hídrica.

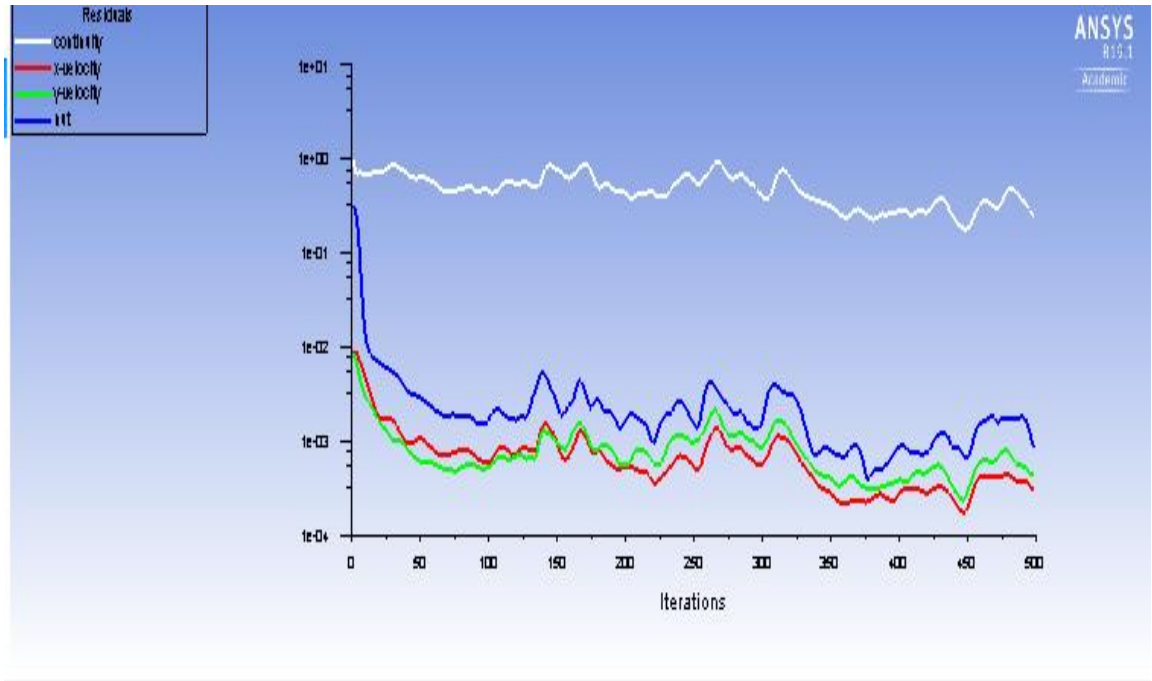


Figura 24 Iteraciones de cálculo de presión nominal.

En la Figura 25 se observa el resultado de la presión a su paso por la trayectoria de la turbina, indicando los puntos de presión máxima.

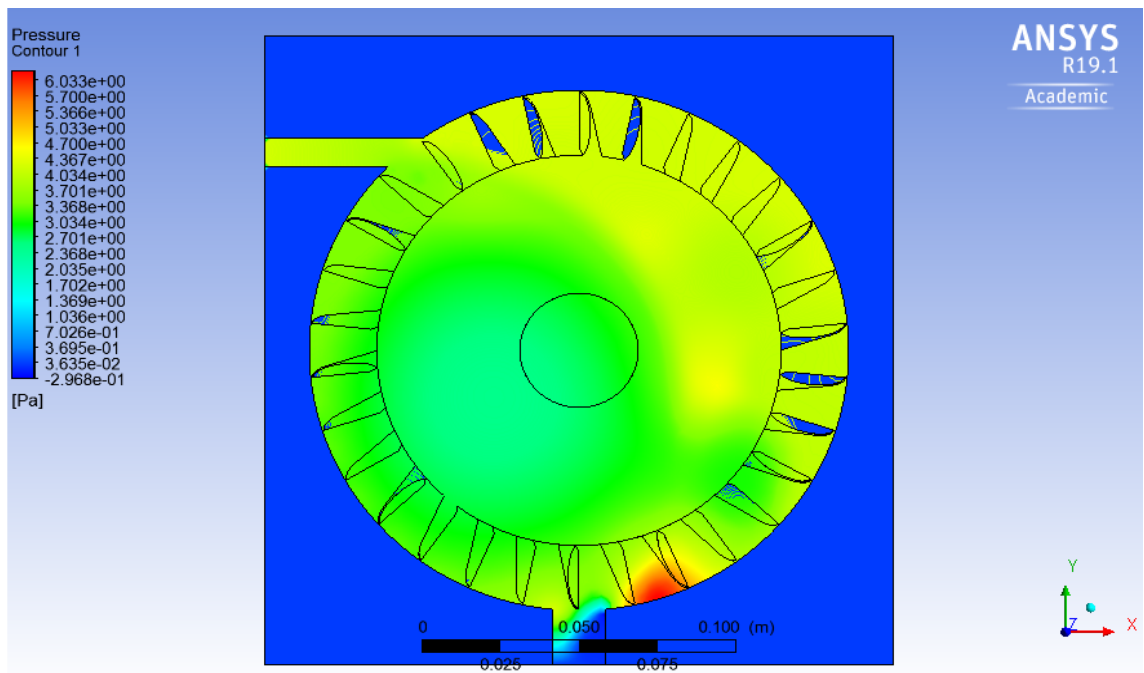


Figura 25 Comportamiento de la presión nominal a su paso por los álabes.

A partir del análisis de la gráfica, se determina que el punto de presión máxima se da a la salida de la turbina, debido a la fricción y estrangulamiento que sufre el agua para salir de la trayectoria.

Es importante disminuir este valor, al aumentar la superficie de salida y disminuyendo el posible golpe de ariete que se genera en esta sección debido al cambio brusco de presión, de tal manera evitar rupturas en carcasas y componentes de la turbina.

De manera más clara la Figura 26 indica el comportamiento de la presión, e indica el punto donde aumenta de manera significativa.

La gráfica indica el crecimiento de la presión en el punto más crítico, de acuerdo con la recta de referencia creada para su análisis; a partir de esto se puede determinar el punto crítico de comportamiento de la presión y optar por la modificación en las condiciones de instalación.

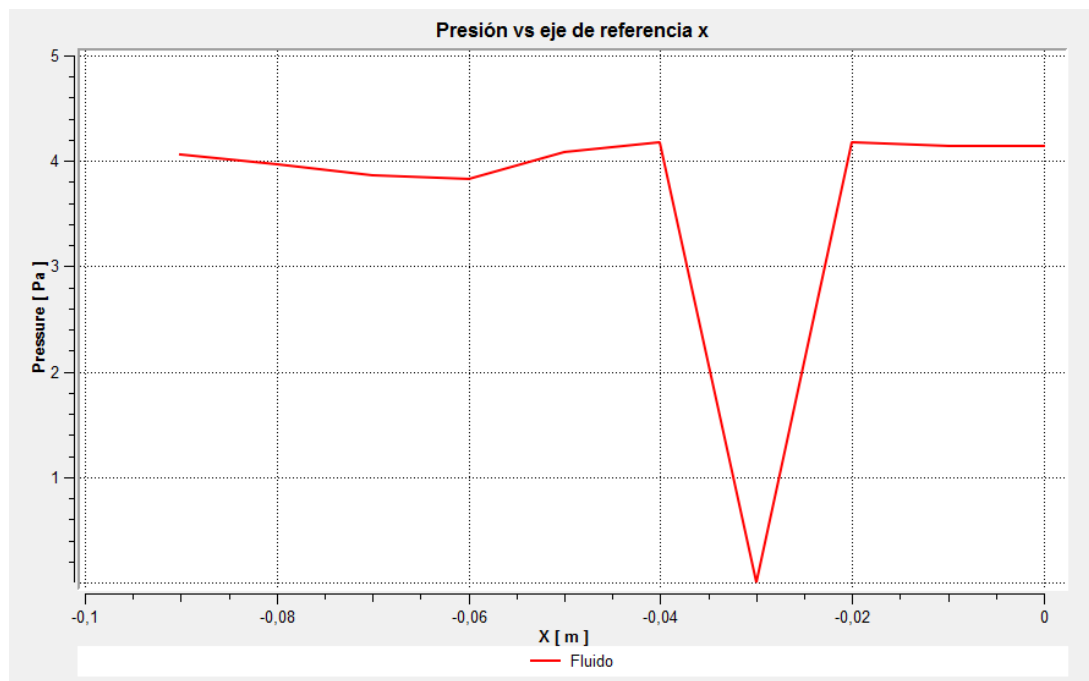


Figura 26 Presión nominal vs eje referencial x.

4.3. Condiciones de velocidad nominal

De acuerdo con las condiciones de instalación, así como las condiciones de la fuente hídrica, la velocidad nominal se encuentra en 2,44 m/s, para lo cual se realiza la simulación de su comportamiento en la trayectoria de la turbina; esto se aprecia en la Figura 27.

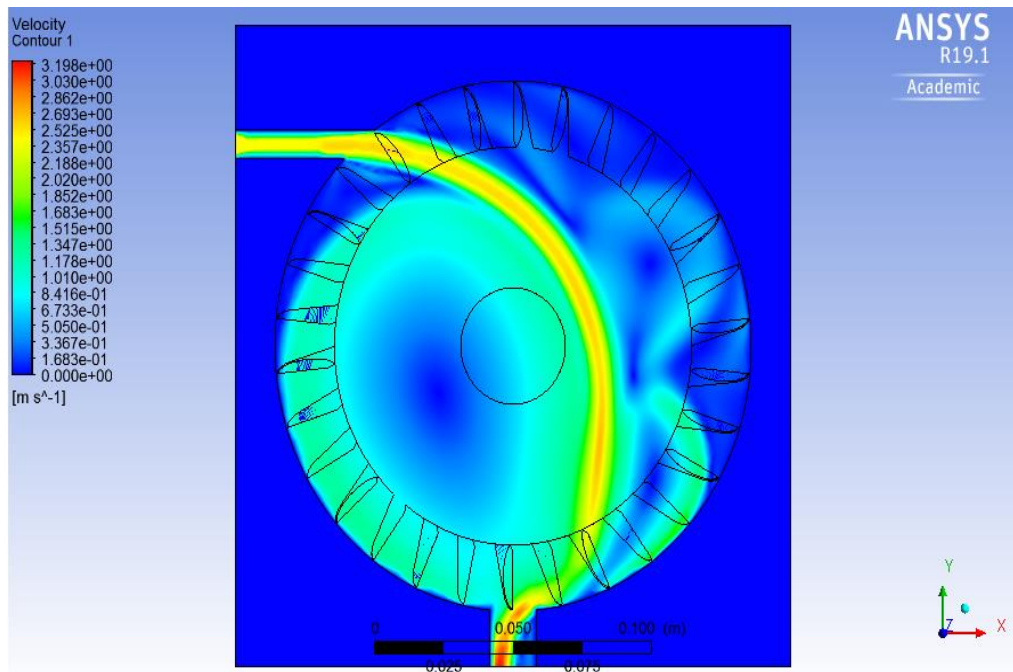


Figura 27 Comportamiento de la velocidad nominal en la trayectoria de la turbina.

A partir de la gráfica se analiza que la velocidad máxima se obtiene en la salida de la turbina, lo cual concuerda con el análisis realizado de la presión, debido a que por condiciones de estrangulamiento su magnitud aumenta, mientras que en el resto de la trayectoria prácticamente se mantiene con valor constante.

Al mantener el valor constante en la trayectoria se garantiza que la energía generada será la adecuada, debido a que se mantienen las rpm necesarias para que el generador actúe con su valor nominal.

En la Figura 28 se analiza el comportamiento de la velocidad mediante una gráfica lineal, y de esta manera analizar el punto crítico de velocidad.

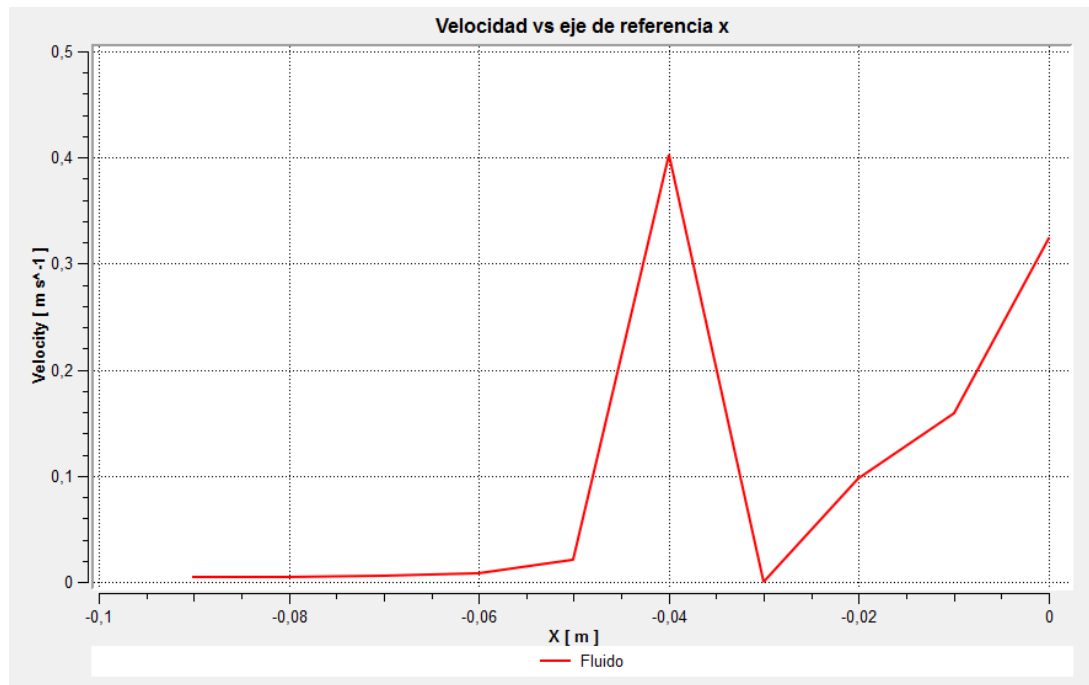


Figura 28 Velocidad nominal vs eje referencial x.

Se determina a partir de la gráfica una pérdida de velocidad en el paso por la salida de la turbina, debido a que en este tramo el fluido pierde fuerza y se desplaza por la trayectoria, sin representar cambio de velocidad de rotación, o pérdida en el impulso generado por la fuerza del agua.

4.4. Rango de trabajo

Para establecer el rango de trabajo que se aplique en la zona de San José de Minas, se estableció la cantidad de precipitación en los últimos 5 años, promediando estos datos, junto con los datos de temperatura promedio en cada mes del año, se estima el valor de crecimiento y decrecimiento en el caudal del fluido en 20 %, estos rangos ayudan a ponderar valores máximo y mínimo, tanto de velocidad como de presión en la turbina.

4.5. Velocidad mínima

Por condiciones climatológicas, la velocidad del fluido en meses con poca precipitación se estima en 1,95 m/s, con este valor se procedió a reemplazar el valor de velocidad nominal y realizar la simulación, y se obtuvieron los datos expuestos en la Figura 29.

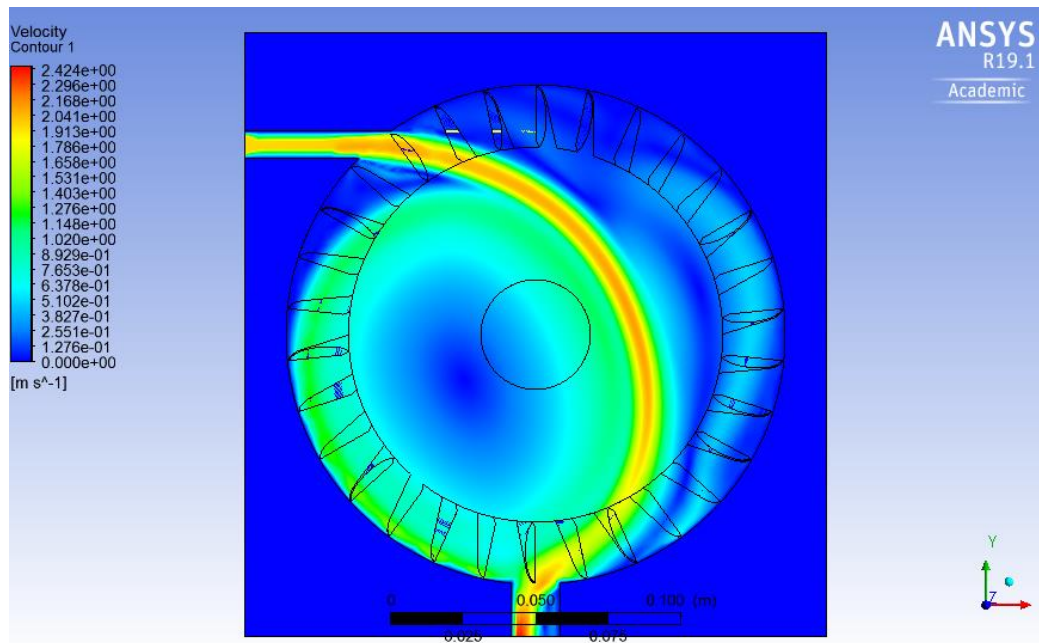


Figura 29 Comportamiento de la velocidad mínima dentro de la turbina.

Según la simulación, el valor máximo con el nuevo dato de velocidad es 2.48 m/s y el valor mínimo es 0 m/s. Lo cual demuestra una disminución de la velocidad en 0.75 m/s.

Para el análisis de los datos, se expone un gráfico lineal en la Figura 30, el cual expresa como se mueve el fluido a su paso por los álabes. Se puede observar con detenimiento los puntos críticos en la entrada de la turbina.

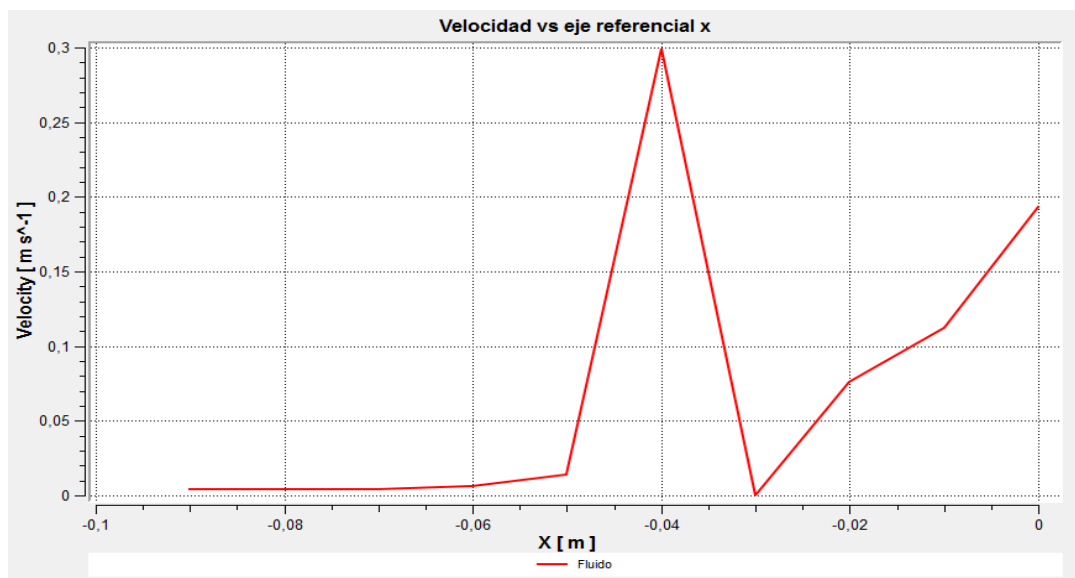


Figura 30 Velocidad mínima vs eje referencial x.

4.6. Presión mínima

Con los datos de velocidad, se obtiene el dato de la presión, la cual se presenta en la Figura 31, siendo el punto de salida de la turbina el lugar donde más presión se acumula, lo cual ocasiona mayor volumen de fluido a la salida.

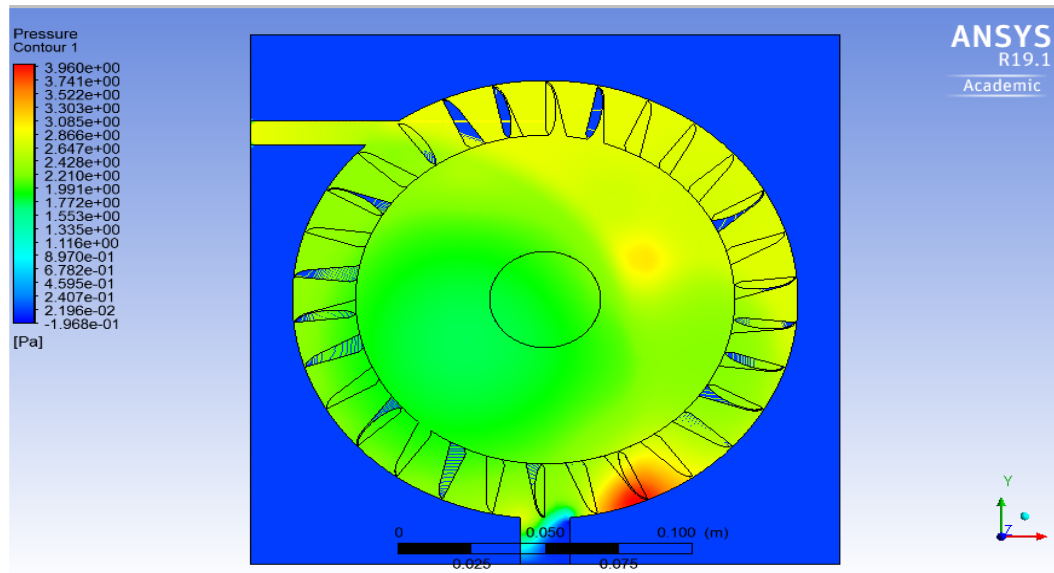


Figura 32 Comportamiento de la presión mínima en la turbina.

Con base en el dato de simulación, el valor máximo de presión es de 4 Pa manométrica, con lo cual la variación en comparación con el dato nominal es de 2.22 Pa, lo cual denota disminución de presión debido a la baja de caudal.

Se indican los datos obtenidos en la simulación de forma lineal en la Figura 32, resaltando los puntos críticos de la presión; como se puede observar la presión se mantiene casi invariable a la salida de la tobera; una vez que el fluido ingresa en la turbina la presión se iguala atmosférica, y mientras se acerca a la salida la presión va en aumento por la acumulación de fluido.

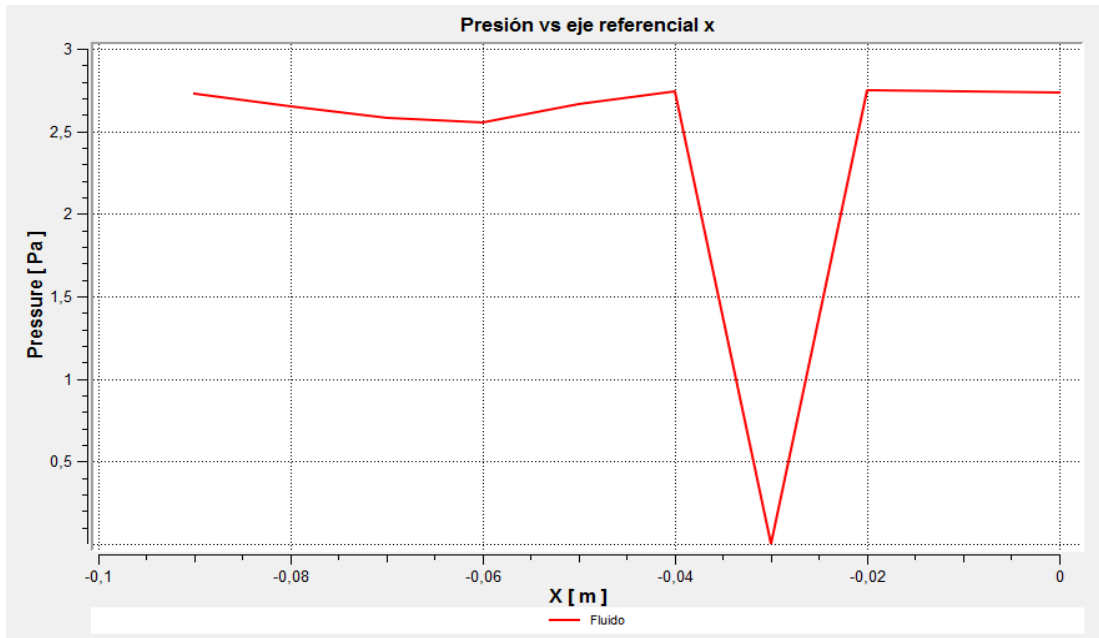


Figura 32 Presión mínima vs eje referencial x.

4.7. Velocidad máxima

Igual que con la velocidad mínima, para la velocidad máxima se adicionó a la velocidad nominal de entrada el 20% de su valor, pues en época de lluvia el aumento de velocidad refleja este valor. Con el dato obtenido se realizó la simulación y los valores obtenidos para la velocidad se exponen en la Figura 33.

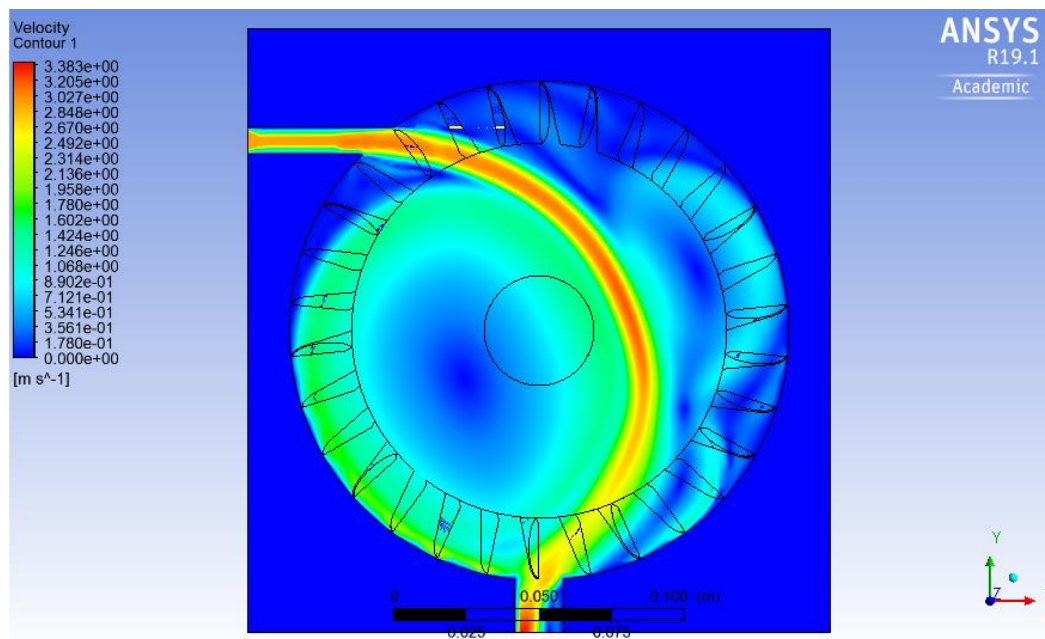


Figura 33 Comportamiento de la velocidad máxima en la turbina.

El valor máximo es de 3.89 m/s y el valor mínimo 0 m/s, lo cual se traduce en el incremento en la velocidad nominal de 0.66 m/s. En la Figura 34 se presentan de forma lineal los resultados, así como los puntos críticos; su valor máximo es cuando el fluido sale de la tobera. Dentro de la turbina a causa del choque con los álabes la velocidad disminuye y se aproxima a 0; en la salida el fluido se acumula para su evacuación.

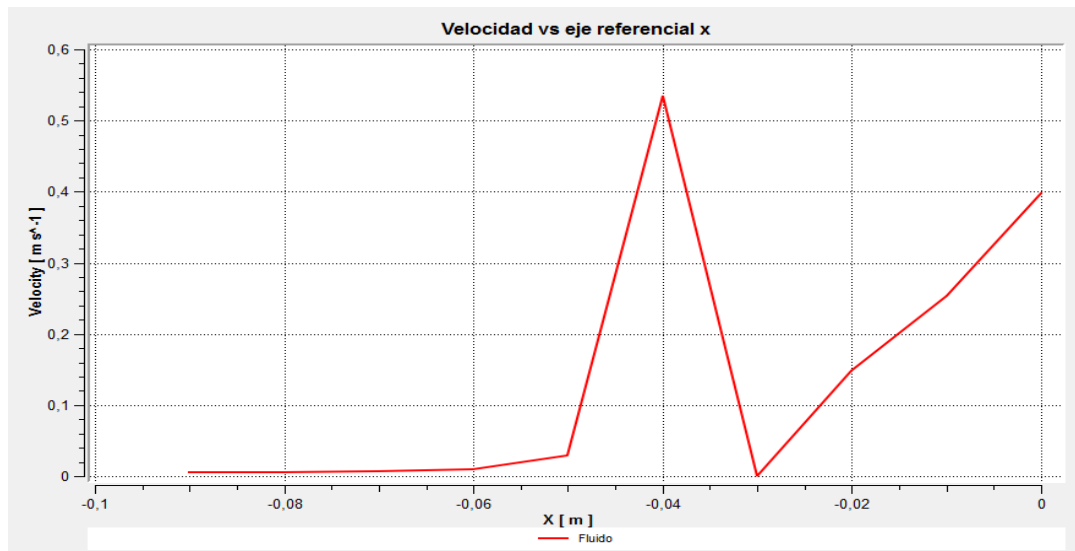


Figura 34 Velocidad máxima vs eje referencial x.

4.8. Presión máxima

Con base en los resultados obtenidos de velocidad, se calculan los valores de presión, estos varían debido a la fluctuación del caudal, en la Figura 35 se puede apreciar gráficamente estos datos.

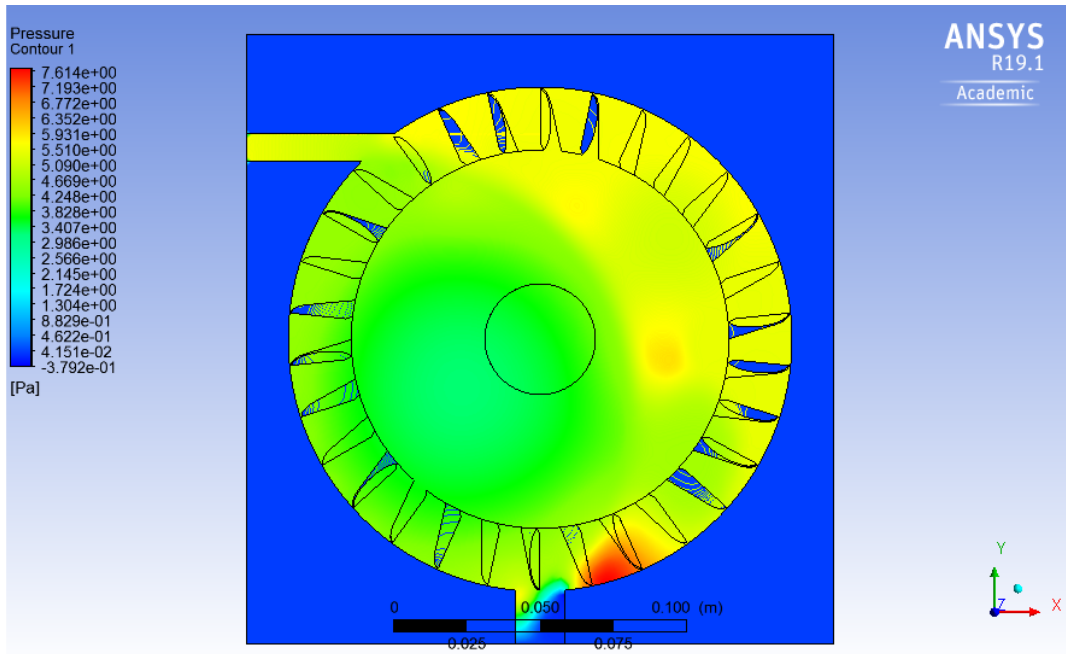


Figura 35 Comportamiento de la presión máxima dentro de la turbina.

El valor máximo de la presión es de 7.04 Pa manométricos, debido a que el agua se acumula en la salida. Los datos de forma lineal se presentan en la Figura 36, en la cual se verifican los puntos críticos, los cuales se encuentran en la salida. El valor mínimo se genera cuando el fluido está dentro de la turbina, pues su valor es aproximado a 0 Pa manométricos.

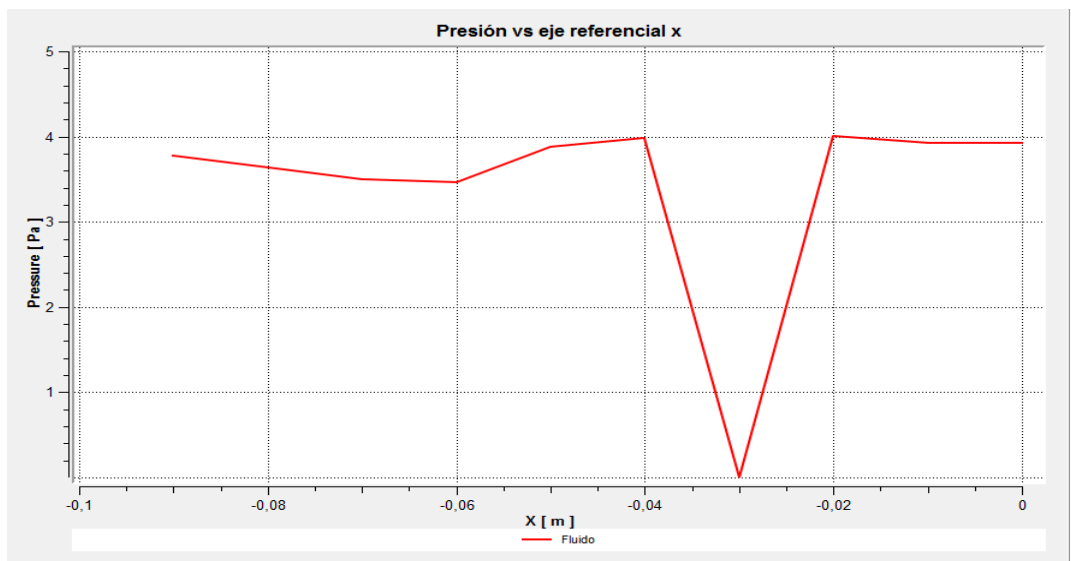


Figura 36 Presión máxima vs eje referencial x.

4.9. Comparación de las gráficas

Para un análisis más detallado, a continuación, se presentan los resultados comparativos de los datos antes generados como una sola gráfica, cuyo objetivo es hacer el análisis de funcionamiento de la turbina cuando está trabajando con un caudal nominal, máximo y mínimo.

4.9.1. Velocidad

Se indica en un gráfico comparativo los caudales nominal, máximo y mínimo. En la Figura 37 se observa el comportamiento de la velocidad con los diferentes caudales, lo cual permite realizar el análisis en las diversas condiciones climatológicas e hidrológicas.

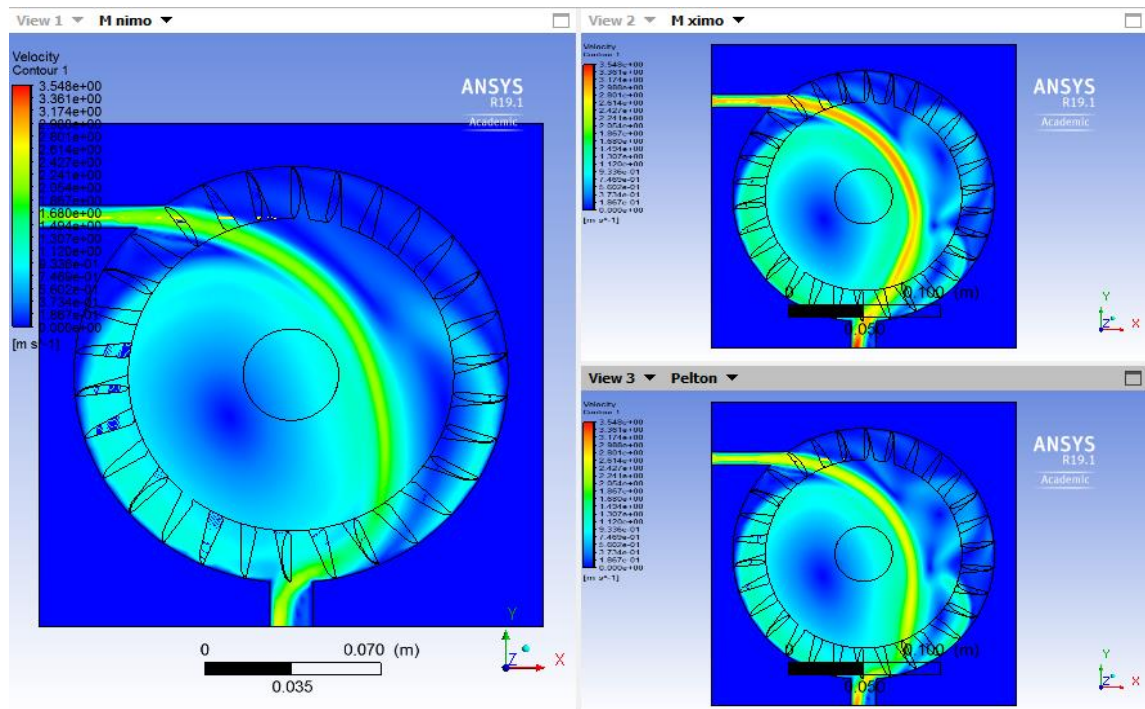


Figura 37 Comportamiento de la velocidad con valores variables.

De acuerdo con los resultados analizados previamente, el mayor valor de velocidad a la entrada se genera cuando el caudal tiene su valor máximo, y llega a ser mayor a los 3 m/s en la salida de la tobera, así como disminuye conforme el fluido choca con los álabes hasta aproximarse a cero por la acumulación de líquido en la salida de la tobera. En el valor mínimo de caudal, la velocidad de entrada a la turbina se aproxima a los 2 m/s, al igual que con el valor máximo la velocidad disminuye por el choque del fluido con los álabes, y llega casi a cero en la salida de la turbina por la acumulación de fluido

en la evacuación. En la Figura 38 se presentan los datos a la entrada de la turbina en una gráfica lineal.

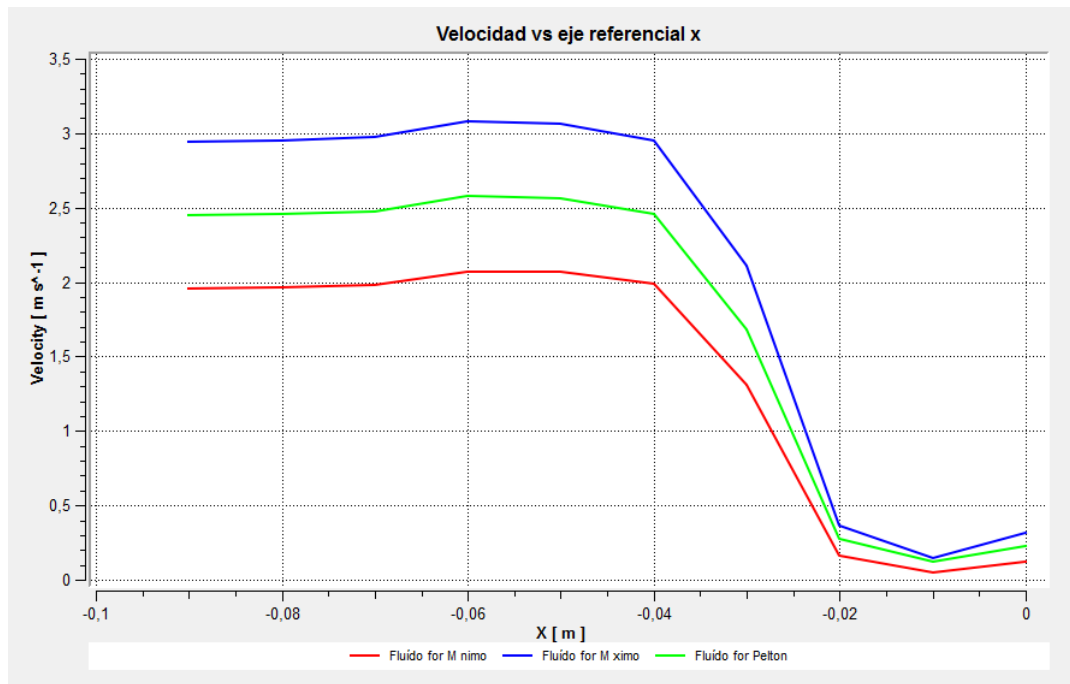


Figura 38 Comportamiento de las velocidades.

4.9.2. Presión

Por el incremento y disminución del caudal se conoce con lo antes expuesto que, la presión varía según la cantidad de fluido que llega a la turbina, en la Figura 39 se presenta la variación de la presión en la turbina.

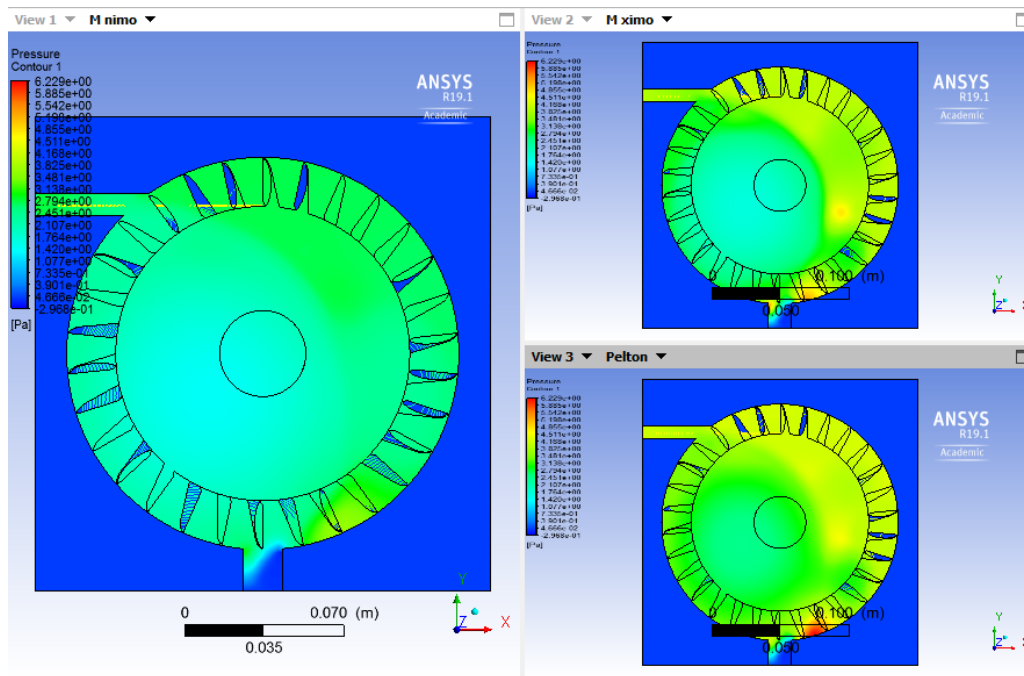


Figura 39 Presiones en la entrada de la turbina.

Se indica el comportamiento del fluido en la entrada de la turbina de una forma lineal en la Figura 40, se puede apreciar que la presión alcanza su valor máximo con la presión nominal, esto se debe a que la tobera es diseñada para el caudal nominal, ocasiona que se generen las condiciones ideales para los valores cercanos, cuando la magnitud del caudal aumenta, surgen problemas de aumento de fricción en la tubería y otros similares en la tobera, lo que disminuye el valor de presión manométrica y aumenta la posibilidad del fenómeno de golpe de ariete; cuando el valor de caudal disminuye no existe suficiente presión manométrica.

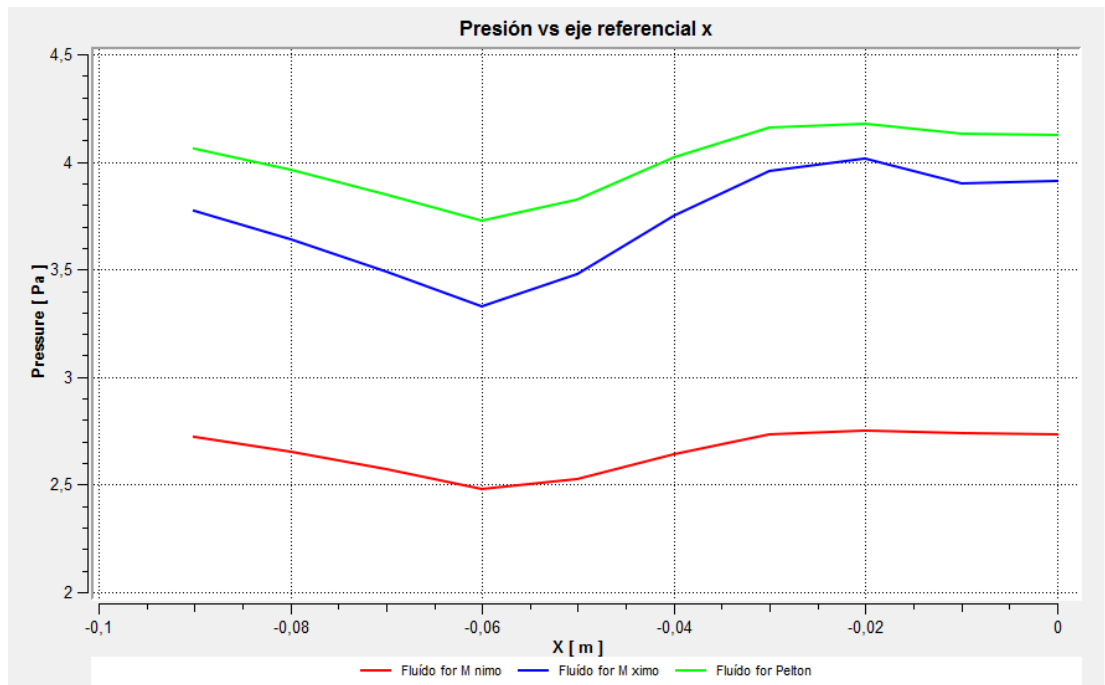


Figura 40 Comportamiento de las presiones con valores distintos.

4.10. Análisis del fluido a la salida de la turbina.

Para finalizar con el procesamiento de los datos del comportamiento del fluido, se verificó que todas las graficas antes expuestas poseen como comun puntos críticos la salida del fluido de la turbina, debido a esto se decidió realizar un análisis puntual en la salida de la turbina, para lo cual se generó una recta perpendicular al eje Y, y a los puntos (0, -0.11, 0; 0, 0, 0); con esta línea referencial se puede obtener datos de velocidad y presión al paso del fluido por la salida de la turbina, lo cual permite obtener una mayor perspectiva de la acumulación del agua en este punto y generar datos aún más precisos, para evitar posibles daños por corrosión o golpe de ariete.

4.10.1. Velocidad a la salida de la turbina

Para la velocidad, en la Figura 41 se puede ver los puntos críticos generados por la simulación.

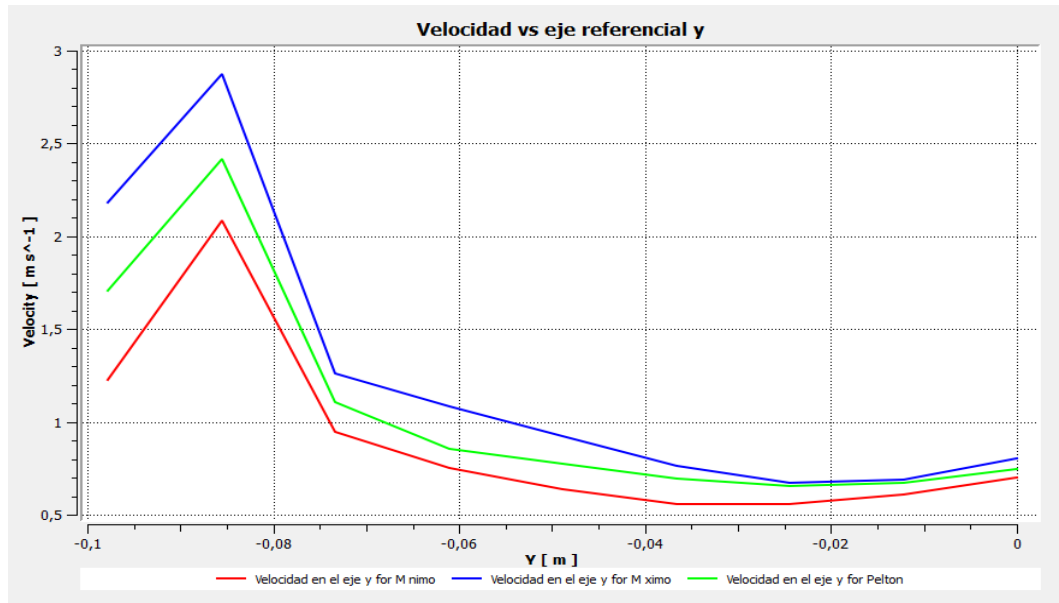


Figura 41 Comportamiento de las velocidades a la salida de la turbina.

Se aprecia que la velocidad es máxima con el valor de caudal mayor; según el fluido se va acumulando en parte inferior de la turbina, la velocidad se acerca a cero y cuando es evacuada aumenta nuevamente su magnitud.

4.10.2. Presión a la salida de la turbina

Por lo expuesto con anterioridad, en el caudal para su máximo y mínimo valor, afectan a las magnitudes de presión en la salida de la turbina, por lo cual en la Figura 42 se puede apreciar los puntos críticos obtenidos en la simulación. Estos en su máximo valor están cerca a los 3.5 Pa de presión manométrica en el mismo punto, esto quiere decir que cuando el líquido se acumula en la parte inferior de la turbina la presión manométrica aumenta. Con el valor mínimo de caudal devuelve un valor cercano a los 2.5 Pa manométricos, lo cual hace que la variación entre el punto máximo y mínimo de operación no difieran mucho el uno del otro.

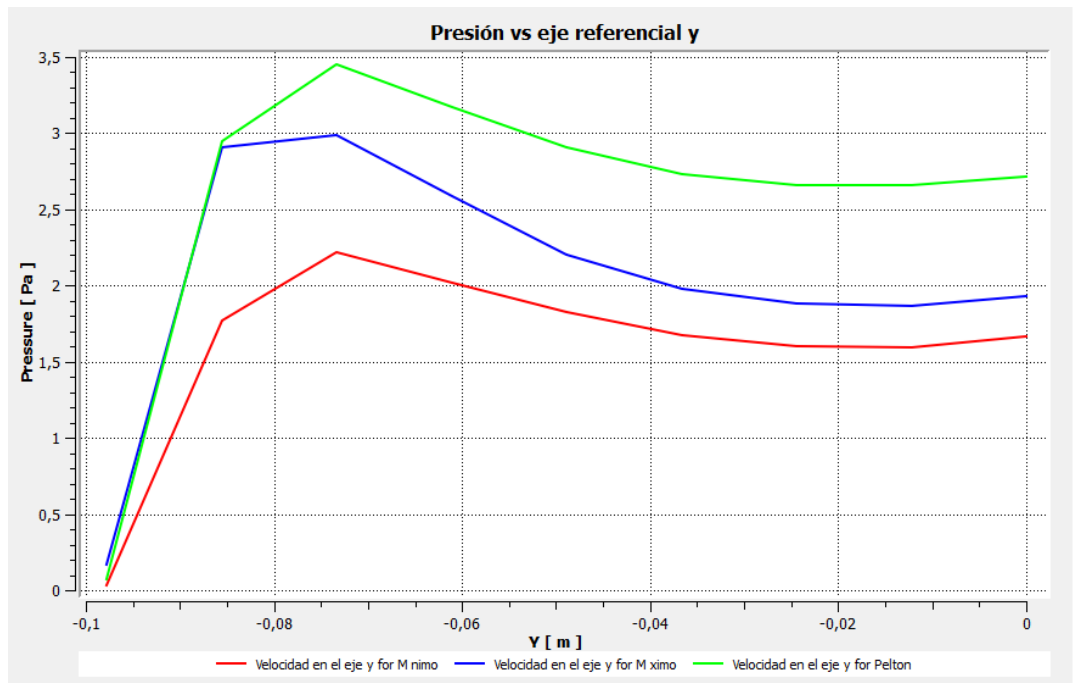


Figura 42 Comportamiento de las presiones a la salida de la turbina.

4.11. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se presentó los resultados de la simulación realizada en Fluent de ANSYS, cuando se realizó la simulación con el valor del caudal nominal, es decir con el caudal calculado por iteraciones presentado en el capítulo tres, los valores resultantes de velocidad y presión se tomaron como valores nominales, sin embargo, las condiciones climáticas en la parroquia de San José de Minas no son constantes en todos los meses del año, por lo cual se decidió tomar los valores de caudal máximos y mínimos, esto quiere decir que como en el Ecuador existen 6 meses de invierno y 6 de verano, existen meses en los cuales los ríos aumentan de caudal y disminuyen según la precipitación de cada mes, estos valores fueron tomados del portal web del instituto nacional de meteorología e hidrología del Ecuador (INAMHI), comparado a su vez con los valores de temperatura promedio de cada mes, se determinó que el caudal aumenta y disminuye en un valor cercano al 20 % en su máximo y mínimo valor.

Con estos datos el caudal nominal fue modificado para ser caudal máximo y caudal mínimo los valores resultantes de la simulación fueron expuestos en las páginas anteriores. Los resultados al comparar las tres graficas juntas en la entrada de la turbina arrojaron que, la velocidad adquiere su máximo valor cuando el caudal tiene su valor mayor, es decir mientras más caudal mayor velocidad de ingreso, es digno de destacar

que la velocidad en su valor máximo y mínimo dista de apenas 1 m/s, lo cual hace que la velocidad de ingreso no genere un rango de variación considerable para su funcionamiento, este fenómeno se repite en la presión al ingreso, haciendo que la variación de presión en su punto máximo y mínimo diste 2 Pa manométricos.

Con los datos de simulación de caudal nominal, máximo y mínimo se pudo observar que un punto crítico en común que tenían las gráficas era en el paso del fluido a la salida de la turbina, por lo cual se decidió hacer un análisis de velocidad y presión en la salida para tener datos reales en ese punto, esto arrojó que en la salida el valor máximo de velocidad se acerca a los 3 m/s al mismo tiempo el valor mínimo de velocidad es cercano a los 2 m/s, en la presión existe un comportamiento similar haciendo que la presión máxima y mínima difiera en apenas 1.5 Pa, lo cual hace que el comportamiento del fluido dentro de la turbina sea casi lineal.

CONCLUSIONES

Históricamente se corroboró el uso de las turbinas Pelton a través de varias generaciones, con diversas aplicaciones en especial en el sector agroindustrial, se encuentra en el 54,2 % de aplicación de las energías con fuentes renovables, y en el Ecuador la energía hidroeléctrica se centra en un 58 % hasta el año 2016.

Debido a la fuente hidrológica referencial en la Parroquia de San José de Minas, se determinó que cumple con las condiciones adecuadas para una turbina Pelton, al contar con el caudal de 1,13 GPS y el salto de 25 m, adecuado para el diseño de una microturbina.

Con base en las ecuaciones planteadas y los datos experimentales obtenidos, se realizó el diseño adecuado de la turbina Pelton, y se obtuvo el diámetro de 0,3766 m, el eje de 1 pulgada, la tobera de 0,015 m, con el ancho del álabe de 0,042 m y una altura de 0,036 m.

En los cálculos realizados de generación eléctrica se obtuvo una potencia máxima de 0.75 kW, con lo cual se logra el objetivo planteado de producción hidroeléctrica, de acuerdo a las condiciones de instalación en la fuente hídrica de San José de Minas.

Mediante la simulación realizada en Fluent de ANSYS, se comprobó que, con la variación de las condiciones climatológicas e hidrológicas en las diversas épocas del año, las presiones fluctúan entre 2,7 y 4,1 Pa, y las velocidades oscilan entre 2 y 3 m/s, siendo en porcentaje 25 % y 18 % la variación entre presión y velocidad respectivamente.

Con base en los datos obtenidos en el cálculo y simulación, se verificó que la eficiencia de la turbina Pelton teórica se cumple en un 85 %, debido a que se cumple la potencia de generación deseada sin mayores pérdidas por fricción o factores ambientales, y las ecuaciones de diseño se presentan para el cálculo bajo este valor de eficiencia.

En el diseño de los componentes auxiliares, se verificó que el eje diseñado cumple con los requerimientos estáticos y dinámicos para garantizar el funcionamiento adecuado

de la turbina en el proceso de generación, en función de las revoluciones del generador 1730 rpm y de la turbina 900 rpm, se obtuvo analíticamente un ciclo de vida infinito.

La transmisión y sus componentes cumplen con los requerimientos brindados para el diseño, garantizando que las revoluciones de la turbina se conecten al generador y se obtenga la energía de 0.75 kW deseada.

RECOMENDACIONES

Se recomienda realizar mantenimientos preventivos cada 6 meses a todos los componentes del proceso de generación hidroeléctrica, para prolongar su tiempo de vida útil y evitar problemas en el proceso de producción de energía.

Inspeccionar con frecuencia que el caudal de la fuente hidrológica se encuentre como valor mínimo en 1,13 GPS, ya que ante posibles variaciones se debe incurrir en regulación del inyector para mantener la velocidad de relación de la turbina constante, y evitar pérdidas de potencia en la generación hidroeléctrica.

En caso de requerir mayor potencia de generación, es recomendable realizar un nuevo estudio hidrológico para determinar las nuevas condiciones de diseño de la turbina, así como analizar la factibilidad de realizar un embalse para garantizar la generación de electricidad.

REFERENCIAS

- [1] J. M. M. Fano, “La generación de energía hidroeléctrica,” *An. mecánica y Electr.*, vol. 83, no. 1, pp. 35–40, 2006.
- [2] J. L. Oviedo Salazar, M. Badii, A. Guillen, and O. Lugo Serrato, “Historia y Uso de Energías Renovables History and Use of Renewable Energies,” *Int. J. Good Conscienc.*, vol. 10, no. 1, pp. 1–18, 2015.
- [3] Naciones Unidas, “Agua y Energía, Datos y estadísticas,” pp. 2–8, 2014.
- [4] M. T. O. Méndez, “Energía hidráulica en México y el mundo,” *Geotermia*, vol. 26, no. 1, pp. 79–83, 2013.
- [5] International Energy Agency, “Renewables information: Overview 2017,” *IEA Stat.*, p. 8, 2017.
- [6] Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, “Plan Estratégico Institucional 2014-2017,” pp. 1–12, 2014.
- [7] I. D. E. R. D. E. Cuentas, “Y Energía Renovable,” 2012.
- [8] P. D. C. MORENO, “METODOLOGÍA PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL NÚMERO DE TURBINAS EN CENTRALES HIDROELÉCTRICAS,” 2016.
- [9] M. García Pérez, “Texto : Turbomáquinas – Turbinas Hidráulicas,” 2011.
- [10] H. Villalba, “Energía hidráulica,” pp. 1–3, 2008.
- [11] R. Wermeier, “Turbinas pelton,” *Engenharia*, p. 4, 2014.
- [12] M. Egusquiza, E. Egusquiza, C. Valero, A. Presas, D. Valentín, and M. Bossio, “Advanced condition monitoring of Pelton turbines,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 119, no. October 2017, pp. 46–55, 2018.
- [13] G. M. M. Pilar, “Tema 6. Turbinas Pelton,” *Máquinas de Fluidos*, pp. 1–11, 2009.
- [14] S. Cuadro Camargo and F. Restrepo Mogollón, “Diseño, construcción y montaje de una turbina Pelton para la generación de energía eléctrica,” p. 196, 2003.
- [15] L. A. Ferrada Sepúlveda, “Diseño De Rodete De Turbina Hidráulica Tipo Pelton Para Microgeneración,” p. 58, 2012.
- [16] F. Roberto, “Microturbinas pelton,” no. 2, p. 4, 2004.
- [17] M. Ariel, “Turbinas pelton,” *Engenharia*, p. 4, 2014.
- [18] J. Aguera Soriano, “Turbinas Hidráulicas,” p. 81, 2011.
- [19] S. P. ITDG, *Turbinas Pelton*, no. 511. .

- [20] E. J. Bustamante Cabrera and C. P. Arias Reyes, “Diseño y construcción de una turbina pelton para generación eléctrica, capacidad 2 kw.,” pp. 1–137, 2008.
- [21] M. P. Marcos González, “Tema 6. Turbinas Pelton,” *Máquinas de Fluidos*, pp. 1–11, 2009.
- [22] C. Zeng *et al.*, “Hydraulic performance prediction of a prototype four-nozzle Pelton turbine by entire flow path simulation,” *Renew. Energy*, vol. 125, pp. 270–282, 2018.
- [23] P. D. E. S. M. L. A. Reina, G. Gilkes, and C. Internacional, “Sistemas de energía hidroeléctrica,” 2010.
- [24] E. L. M. D. E. Tramacastilla, J. Miguel, and P. Martínez, “Usos del agua. el molino de tramacastilla 1,” pp. 71–75, 2007.
- [25] Z. Zhang, *Pelton turbines*. 2016.
- [26] E. A. C. Acevedo and C. Valero, “Diseño y fabricación de micro turbinas hidráulicas.”
- [27] Narciso Beyrut Ruiz, “Física – Máquinas Rotantes,” *Maquinas Electr.*, pp. 1–17, 2013.
- [28] C. Mataix, *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas*. 1986.
- [29] N. Palma, “Centrales hidroelectricas,” *Cent. Hidroeléctricas*, 2004.
- [30] C. H. E. Indacochea, “Apuntes para un manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas,” 1988.
- [31] A. Nava Mastache and H. García Gutiérrez, “Selección y dimensionamiento de turbinas hidráulicas para centrales hidroeléctricas,” *Univ. Auton. Mex. Fac. Ing.*, p. 121, 2014.
- [32] C. Mataix, “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.” Milofe, Madrid, p. 660, 1993.
- [33] National Geographic, “Energía hidroeléctrica,” *Medio Ambient.*, 2010.
- [34] J. Godoy, “Desde Paute Hasta Coca Codo Sinclair 40 Años De Hidroenergía En El Ecuador. Discurso Alrededor De Cambio De Matriz Energética,” p. 111, 2013.
- [35] G. Villanueva, Y. Baja, G. Molocho, and A. Forget, “Manual para ayudar la comprensión del diseño de microcentrales hidroeléctricas aisladas,” 2011.
- [36] J. Garrido, Á. Zafra, and F. Vázquez, “Modelado y Simulación de Centrales Hidráulicas,” *XXVIII Jornadas de Automática*, p. 5, 2007.
- [37] J. I. A. L. Lagos, “Diseño, Montaje y Pruebas de un Proptotipo de Microcentral

Hidroeléctrica con Turbina Pelton.”

- [38] M. Eisenring, *Micro Pelton Turbines*. 1991.
- [39] P. R. Álvarez Merchan and J. C. Cajilima González, “DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO COMERCIAL DE PICOCENTRAL HIDROELÉCTRICA ACCIONADA CON UNA TURBINA PELTON PARA EL ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA,” Universidad Nacional de Loja, 2009.
- [40] M. Hidr, “Capítulo 15 Turbinas Pelton,” vol. 161, pp. 1–59.
- [41] J. K. N. Richard G. Budynas, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley,” *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2013.
- [42] M. Basán Nickisch, “Curso ‘ Aforadores de corrientes de agua ,’” p. 61, 2008.
- [43] WEG, “Observaciones : Ejecutante : Verificado : Cliente : NEMA 48 y 56 (Uso general IP21) Motor monofásico de inducción Carcasa D56 - IP21,” vol. 56, p. 2018, 2018.
- [44] Intermecc S.A., “Catalogo de Poleas en ‘V,’” p. 80, 2015.
- [45] WEG, “Motor monofásico de inducción - Rotor de jaula HOJA DE DATOS,” p. 6204, 201

ANEXOS

ANEXO 1: FOTOGRAFÍAS DEL SITIO DE INSTALACIÓN

Fotografía del Río San José de Minas.



Elaborado por: Alejandro Ponce y Daniel Vásquez.

Fotografía del posible sitio donde pudiese ir ubicado el generador.



Elaborado por: Alejandro Ponce y Daniel Vásquez.

Fotografía del posible lugar donde podría estar ubicada la turbina.



Elaborado por: Alejandro Ponce y Daniel Vásquez.

ANEXO 2: PLANOS