

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Eléctrica y Computación

Diseño de turbina, generador y tubería de presión para una Mini-central Hidroeléctrica menor a 10 MW aprovechando el caudal del vertedero de Centrales Hidroeléctricas

PROYECTO INTEGRADOR

Previo a la obtención del título de:

Ingeniero en Electricidad

Presentado por:

Daniel Alvaro Herrera Cabrera

Mario Joshue Farías Castro

GUAYAQUIL - ECUADOR

2T - 2023

DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico a mi familia, mi padre, Ángel Herrera por ser mi ejemplo para seguir para convertirme en un gran profesional, mi madre, María Cabrera quién ha sido mi guía y apoyo en todo este proceso, mi hermana, Diana Herrera quién me ha cuidado todo este tiempo que vivimos en Guayaquil y a mis abuelitos quienes siempre me tienen en sus oraciones.

Dedico también a mi amiga Arianna Villarruel, gracias a ti fue que seguí adelante en ESPOL y pude graduarme, el hacerme comprender que soy una persona muy capaz, con mucha sabiduría y que puedo con todo lo que me proponga.

Y finalmente a una persona muy importante que apareció en mi vida, mi novia María Alvarez (Lunita), gracias por estar conmigo en todo momento, en cada risa compartida, cada lágrima consolada estoy agradecido por tenerte a mi lado y vamos a construir nuestra vida juntos.

Daniel Alvaro Herrera Cabrera

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mi madre,
Tanya Castro,

Cada palabra, ideas y números reflejan la dedicación y amor que has depositado en mí. Mi propósito, mi meta, mi objetivo, es hacerte sentir orgullosa de los triunfos que poco a poco coseche, que tu fuerza y sabiduría me acompañen hasta el final de nuestros días. Que la humildad, perseverancia y sacrificio moldeen lo que hoy es un joven titulado a un adulto culto y sabio.

Con todo mi amor y gratitud,

Mario Farias Castro

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, agradecer a mi familia, por estar siempre para mí en todo momento, siendo ellos mi motor para poder culminar esta etapa en mi vida.

Quisiera expresar mi agradecimiento a todos mis profesores por su dedicación, paciencia y enseñanza que han tenido todos estos años para formarme como un gran profesional.

Agradecer al Ing. Mauricio Boada jefe de la Central Hidroeléctrica Baba CELEC-EP HIDRONACIÓN, por su colaboración para el desarrollo del tema de mi tesis.

Daniel Alvaro Herrera Cabrera

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres, hermana y familiares por su apoyo y ánimo incondicional, a profesores por infundir su conocimiento con paciencia e instrucción, a mis amigos por sus buenos deseos y vivencias dentro y fuera del ambiente académico.

“Siempre parece imposible hasta que se hace”,

Nelson Mandela

Mario Farias Castro

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Daniel Alvaro Herrera Cabrera y Mario Joshue Farías Castro* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”

Daniel Alvaro Herrera Cabrera

Mario Joshue Farías Castro

EVALUADORES

Ph.D. Ángel Andrés Recalde

PROFESOR DE LA MATERIA

M.Sc. Fernando Arturo Vaca

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

El presente trabajo realiza el dimensionamiento básico de una tubería de presión, turbina hidráulica y generador síncrono para una minicentral hidroeléctrica aprovechando el uso de vertederos. El propósito es realizar un código iterativo en MATLAB que permita al usuario ingresar ciertas mediciones de los vertederos como: altura del embalse, caudal del vertedero, velocidad del río, longitud del vertedero, etc.; con lo cual se implementa ecuaciones matemáticas que permitan hallar los dimensionamientos para los diseños de las componentes mencionadas.

Para el desarrollo de la propuesta, se empezó utilizando ecuaciones hidráulicas para modelar la tubería de presión. Seguido de esto, se consideró los valores del caudal y el salto neto del vertedero para el modelamiento de la turbina hidráulica haciendo uso de cálculos matemáticos para el diseño civil y análisis del fluido, finalmente se implementó un bucle iterativo para ajustar los parámetros del sistema y considerando especificaciones eléctricas y matemáticas se realizó el modelamiento del generador síncrono. Para complementar lo calculado, se creó un modelo 3D de las componentes mencionada en el software de elementos finitos en donde se realizó un análisis en elementos finitos, para la tubería de presión y turbina hidráulica se realizó un análisis de fluidos, y para el generador síncrono se obtuvieron los parámetros eléctricos.

Como resultado se evidenció la comparación entre los valores obtenidos a través del código implementado en MATLAB y las simulaciones realizadas en el software de elementos finitos, comprobando así que los cálculos realizados para el diseño de las componentes mencionadas para una mini central hidroeléctrica son aproximados.

Palabras Clave: Minicentral Hidroeléctrica, Minigeneración, Tubería de Presión, Turbina Hidráulica, Generador Síncrono.

ABSTRACT

The present work performs the basic sizing of a pressure pipe, hydraulic turbine and synchronous generator for a mini hydroelectric power plant taking advantage of the use of weirs. The purpose is to develop an iterative code in MATLAB that allows the user to enter certain measurements of the spillways such as: height of the reservoir, flow rate of the spillway, river velocity, length of the spillway, and others. Which mathematical equations are implemented to find the dimensioning for the designs of the mentioned components.

For the development of the proposal, we started by using hydraulic equations to model the pressure pipe. After this, the values of the flow and the net weir jump were considered for the modeling of the hydraulic turbine using mathematical calculations for the civil design and fluid analysis, finally an iterative loop was implemented to adjust the system parameters and considering electrical and mathematical specifications, the modeling of the synchronous generator was performed. To complement the calculations, a 3D model of the mentioned components was created in the finite element software where a finite element analysis was performed, a fluid analysis was performed for the pressure pipe and hydraulic turbine, and the electrical parameters were obtained for the synchronous generator.

As a result, the comparison between the values obtained through the code implemented in MATLAB and the simulations performed in the finite element software was evidenced, thus proving that the calculations performed for the design of the components mentioned for a mini hydroelectric power plant are approximate.

Keywords: Mini Hydropower Plant, Mini-Generation, Pressure Piping, Hydraulic Turbine, Synchronous Generator.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA.....	2
DEDICATORIA.....	3
AGRADECIMIENTOS	4
AGRADECIMIENTOS	5
DECLARACIÓN EXPRESA.....	6
EVALUADORES	7
RESUMEN	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE ANEXOS	XIII
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Descripción Del Problema	2
1.2 Justificación Del Problema	2
1.3 Objetivos	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
CAPÍTULO 2.....	4
2. Marco Teórico.....	4
2.1 Minigeneración Hidroeléctrica	4

2.1.1	Estructura Base Para Generación Hidroeléctrica:	5
2.1.2	Tipos De Centrales Hidroeléctricas Respecto De La Potencia	6
2.2	Modelo CFD en ANSYS	7
2.3	Tubería de Presión.....	9
2.3.1	Materiales Empleados En La Tubería De Presión.....	10
2.3.2	Válvulas	11
2.3.3	Perdidas Hidráulicas En Tubería	13
2.3.4	Fundamento De Bernoulli En Tubería.....	15
2.3.5	Sobrepresión De Golpe De Ariete En Tubería	16
2.4	Turbina Hidráulica	17
2.4.1	Pérdida Hidráulica del Paso de Flujo Total en el Modelo de Turbina	19
2.4.2	Clasificación De Turbinas Hidráulicas	20
2.4.3	Tipos de Turbina.....	21
2.4.4	Análisis General de la Turbina	22
2.4.5	Velocidad Angular.....	23
2.5	Generador Síncrono.....	24
2.5.1	Partes de un Generador Síncrono	25
2.5.2	Fallas en Centrales Hidroeléctricas.....	27
2.5.3	Capacidades Síncronas y Asíncronas De Las Centrales Hidroeléctricas ..	27
2.5.4	Generador Síncrono de Polos Salientes	28
2.5.5	Concepto Asociado a los Generadores.....	28
CAPÍTULO 3.....		31
3.	METODOLOGÍA.....	31
3.1	Diseño de Tubería de Presión de Acero.....	32
3.1.1	Análisis de Fluido en Tubería y Pérdidas	32
3.1.2	Análisis de Sobrepresión por Golpes de Ariete	34
3.1.3	Otros Valores de Diseño.....	35

3.1.4	Determinación de la Potencia en Tubería de Presión	36
3.2	Diseño Básico de Turbina Kaplan con Cámara Espiral	36
3.2.1	Diseño General de la Turbina Hidráulica Kaplan.....	37
3.2.2	Estimación de Velocidad de Giro y Especifico	37
3.2.3	Altura de Aspiración.....	38
3.2.4	Diseño de Rodete de Turbina Kaplan	38
3.2.5	Diseño de Álabes de Turbinas	39
3.2.6	Dimensionamiento de la Cámara Espiral de Acero	43
3.2.7	Dimensionamiento del Tubo de Aspiración	44
3.3	Dimensionamiento del Generador Síncrono	45
3.3.1	Parámetros Iniciales del Generador Síncrono de Polos Salientes	46
3.3.2	Cálculo Iterativo para Determinar el Diámetro y Largo del Estator	47
3.3.3	Calculo Iterativo para Ranuras de Estator y Diseño de Imbricado	49
3.3.4	Diseño Interno de Rotor	52
3.3.5	Diseño del Estator	54
3.3.6	Diseño A Plena Carga	57
3.3.7	Parámetros de Devanado Amortiguador	58
3.3.8	Pérdidas en Devanados.....	59
3.3.9	Cálculos para la curva de Capabilidad.....	60
CAPÍTULO 4	62
4.	RESULTADOS Y ANÁLISIS	62
4.1	Tubería de Presión.....	63
4.2	Turbina Hidráulica Kaplan	65
4.3	Generador Síncrono de Polos Salientes.....	70
4.3.1	Performance de la Máquina Síncrona	72
4.3.2	Curva de Capabilidad	76
4.3.3	Circuito Equivalente	77

CAPÍTULO 5.....	80
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	80
5.1 Conclusiones.....	80
5.2 Recomendaciones.....	82
REFERENCIAS.....	83
ANEXOS	87
ANEXO A: Código elaborado en Matlab.....	87
ANEXO B: Resultados Obtenidos por Código de MATLAB.....	126
ANEXO C: Diseño en AutoCAD	134
ANEXO D: Diseño de Turbina Hidráulica Kaplan	136
ANEXO E: Diseño de Estator y Rotor de Máquina Síncrona	137

ABREVIATURAS

MATLAB	MATrix LABoratory
SIMULINK	Entorno de Diagramas de Bloque
AutoCAD	Diseño Asistido por Computadora
PID	Control Proporcional Integral Derivativo
CC	Corriente Continua
FEM	Fuerza Electromotriz

SIMBOLOGÍA

h_t : Pérdidas totales en la tubería por fricción, entrada y válvula

dH : Altura de sobrepresión por golpes de ariete

H_t : Caída total de la tubería de presión

H_n Salto neto

D_e : Diámetro exterior de la tubería de presión

P_t : Potencia aprovechada por turbina

N_e : Velocidad específica de la turbina

N_s : Velocidad síncrona de la máquina

w : Velocidad angular síncrona

p : Polos totales de la máquina

pp : Par de polos

N_{mx} : Velocidad de embalamiento

E_g : Energía producida en "t" horas

T_m : Par mecánico

GD^2 : Factor de inercia o efecto volante

L_{ag} : Longitud de entrehierro (airgap)

L_r : Longitud de rotor

D_{er} : Diámetro externo de estator

I : Momento de inercia polar de masa giratoria

N_{rs} : Número de ranuras de estator

N_b : Bobinas por fase y polo

α_s : Ángulo mecánico de alcance por ranura

α_{pm} : Ángulo mecánico de paso por polo (angle pole pitch)

α_{pe} : Ángulo eléctrico de paso por polo (angle pole pitch), igual o cercano a 180°

T_F : Número de vueltas de devanado campo

D_{es} : Diámetro externo de estator

T_A : Número de vueltas en armadura por fase (análisis de vacío)

T_{AC} : Número de vueltas en armadura por bobina

I_A : Corriente de Armadura

ϕ_{pb_fl} : Flujo en polo en plena carga

E_{an} : Tensión de inducido por fase

S_a : Potencia aparente entregada por generador

P_a : Potencia activa entregada por generador

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Vertederos a Aprovechar para la Mini Generación [1]	4
Figura 2.2 Estructura Base para Generación Hidroeléctrica [La Importancia de la Centrales Hidroeléctricas en la Producción de Energía. Universidad de Oriente, Venezuela,2014]	5
Figura 2.3 Diseño en ANSYS CFD	7
Figura 2.4 Componente del Método de Elementos Finitos [5]	8
Figura 2.5 Componentes de una Tubería de Presión [7]	9
Figura 2.6 Tipos de Válvulas [Válvulas y Elementos de Control para Presas y Centrales Hidroeléctricas. Pág. 2]	11
Figura 2.7 Válvula de compuerta [8].....	12
Figura 2.8 Válvula mariposa [8].....	12
Figura 2.9 Bola con Muesca en V segmentada [8]	13
Figura 2.10 Cuerpo de Válvula de Control de Obturador Excéntrico [8]	13
Figura 2.11 Comparación de Medición Real y por medio de CFD de las Pérdidas Métricas de Agua (Estimación de otras Centrales Hidroeléctricas) [6].....	14
Figura 2.12 Diagrama Esquemático de Central Hidráulica [2]	15
Figura 2.13 Golpe de Ariete [Golpes de Ariete. Consecuencias y Prevenciones. Danahé San Juan, 2016.]	17
Figura 2.14 Tipos Principales de Rodetes de Turbinas Hidráulicas [Centrales Mini Hidroeléctricas. Un Recurso Fluvial de Bajo Impacto Ambiental. J. Cunill, 2006]	18
Figura 2.15 Campo de Utilización de los Distintos Tipos de Turbinas [Ábaco para la Selección de Turbinas. W. Ramiro, 2015]	19
Figura 2.16 Tendencia cambiante de tres tipos de rendimientos de entropía con caudales relativos [11].....	20
Figura 2.17 Velocidad Angular [Desplazamiento Angular y Velocidad Angular. Areacencias, 2024.].....	23
Figura 2.18 Diagrama General de un Generador de polos salientes [17]	24
Figura 2.19 Sistema de excitación [Emerson Electric Co., 2024].....	25

Figura 2.20 Generador de Polos Salientes [Ingeniería de Máquinas y Sistemas Eléctricos, 2023].....	28
Figura 2.21 Flujo magnético [Campo Magnético y Flujo Magnético. Supermagnete, 2023]	29
Figura 2.22 Circuito equivalente magnético [19].....	30
Figura 2.23 Circuito Equivalente del Generador Síncrono [Máquinas Eléctricas ITESI, 2023].....	30
Figura 3.1 Altura de Golpe de Presión a Diferentes Tiempos de Parada [Impulsión de Aguas Residuales, Golpe de Ariete en Tuberías de Impulsión]	34
Figura 3.2 Ábaco para la selección de turbinas	36
Figura 3.3 Triángulo de Velocidades en Distribuidor - Rodete [23].....	39
Figura 3.4 Velocidades y Ángulo de Incidencia en Álabes de Turbina [26].....	42
Figura 3.5 Diseño de la turbina Kaplan con cámara espiral de acero, Fuente: [2]	45
Figura 3.6 Generador Hidráulico de Eje Vertical [Blas Teresa, Serrano Ana]	45
Figura 3.7 Ejemplo Conexión de Imbricado. Análisis de Dos Fases de Tres	50
Figura 3.8 Principales Parámetros Geométricos del rotor y estator (polos y ranuras), editado [30]	53
Figura 3.9 Diagrama Fasorial para Curva de Capabilidad	60
Figura 3.10 Resultado de la Curva de Capabilidad	61
Figura 4.1 Salto Bruto de Tubería de Presión Configurado	63
Figura 4.2 Resultados Obtenidos en el Código MATLAB	64
Figura 4.3 Resultado de la Velocidad en la Tubería por Software de Elementos Finitos	64
Figura 4.4 Resultados Obtenidos del Dimensionamiento del Rodete de la Turbina Kaplan en MATLAB.....	66
Figura 4.5 Diseño de la Turbina Hidráulica Kaplan en SOLIDWORKS.....	67
Figura 4.6 Resultados de Incidencia de Fluido en Álabes	67
Figura 4.7 Velocidad Absoluta de Salida del Distribuido hallado en Software de Elementos Finitos.....	68

Figura 4.8 Velocidad Tangencial de Entrada y Salida en el Software de Elementos Finitos	69
Figura 4.9 Esbozo en Elementos Finitos del Generador Síncrono de Polos Salientes .	71
Figura 4.10 Datos de Conexión Bobinas Polo Fase	71
Figura 4.11 Corriente de la Máquina Síncrona	72
Figura 4.12 Potencia de la Máquina Síncrona	72
Figura 4.13 Performance del Factor de Potencia	72
Figura 4.14 Performance de Eficiencia de la Máquina Síncrona	73
Figura 4.15 Densidad de Flujo de la Máquina	74
Figura 4.16 Voltaje Inducido.....	74
Figura 4.17 Densidad de Flujo en la Máquina Síncrona	75
Figura 4.18 Líneas de Densidad de Flujo en la Máquina Síncrona.....	75
Figura 4.19 Curva de Capacidad del Generador Síncrono	77
Figura 4.20 Circuito Equivalente del Estator.....	77
Figura 4.21 Diagrama del Circuito Equivalente.....	78
Figura 4.22 Análisis de Voltaje y Corriente en Plena Carga	78

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1 Clasificación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas [2]	6
Tabla 2.2 Características Principales de Turbinas Hidráulicas [Manual De Mini Y Micro Centrales Hidráulicas - Pág. 127]	18
Tabla 3.1 Parámetros Asumidos para Análisis de Fluido en Tubería y Pérdidas	32
Tabla 3.2 Parámetros Asumidos del Diseño General de la Turbina Hidráulica Kaplan	37
Tabla 3.3 Parámetros Asumidos para Diseño Interno de Rotor	52
Tabla 3.4 Parámetros Asumidos para Diseño del Estator	54
Tabla 3.5 Resistencia de Conductor Cobre Flexible a Distintas Temperaturas [UNE EN 60228]	56
Tabla 3.6 Parámetros Asumidos para el Diseño a Plena Carga	57
Tabla 3.7 Parámetros Asumidos del Devanado del Amortiguador	58
Tabla 3.8 Valores usados para calculo de curva de capacidad del generador sincrónico	60
Tabla 4.1 Valores de entrada al sistema para diseño	62
Tabla 4.2 Resultados de Tubería de Presión	63
Tabla 4.3 Resultados de la Turbina Hidráulica Kaplan	66
Tabla 4.4 Resultados del Generador Síncrono de Polos Salientes	70
Tabla 4.5 Resultados de los Valores de la Curva de Capacidad	76
Tabla 5.1 Tabla de Resumen de Parámetros Relevantes	81

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: Código elaborado en Matlab	87
ANEXO B: Resultados Obtenidos por Código de MATLAB.....	126
ANEXO C: Diseño en AutoCAD.....	134
ANEXO D: Diseño de Turbina Hidráulica Kaplan	136
ANEXO E: Diseño de Estator y Rotor de Máquina Síncrona.....	137

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Las minicentrales hidroeléctricas son instalaciones que aprovechan la energía del agua para generar electricidad en una escala más reducida que las grandes centrales hidroeléctricas. Estas instalaciones se caracterizan por su tamaño compacto y su capacidad para generar energía de manera sostenible y renovable.

A diferencia de las centrales hidroeléctricas convencionales, las minicentrales hidroeléctricas están diseñadas para operar en ríos o corrientes de menor caudal, lo que las hace adecuadas para entornos más pequeños o remotos. A menudo, se instalan en áreas donde la topografía permite un flujo constante de agua, permitiendo la generación continua de energía.

El funcionamiento de una minicentral hidroeléctrica implica la captación del agua de un curso fluvial a través de una presa o canalización, pasando por una tubería de presión regulando la cantidad de agua la cuál será dirigida hacia una turbina hidráulica. La energía cinética del agua hace girar la turbina, que, a su vez, activa un generador para producir electricidad. Posteriormente, el agua se devuelve al curso natural, minimizando el impacto ambiental.

Estas minicentrales hidroeléctricas son una forma eficiente y limpia de generar electricidad, ya que aprovechan una fuente de energía renovable y emiten bajas cantidades de gases de efecto invernadero en comparación con las fuentes de energía convencionales. Además, al ser más pequeñas en escala, tienden a tener un menor impacto ambiental y una implementación más rápida en comparación con proyectos de gran envergadura.

1.1 Descripción Del Problema

El contexto que se vivió en el país en los meses de estiaje del 2023, por la insuficiencia en la generación de energía eléctrica para cubrir la demanda, no solo impacta la estabilidad de nuestro sistema de energía, sino que afecta al panorama económico del país. Ante esto, surge la oportunidad de abordar esta problemática mediante un enfoque innovador el cual se centra en el aprovechamiento de los vertederos de las centrales hidroeléctricas. a falta de generación de energía en el país que limita al desarrollo sostenible y la competitividad. Aprovechar de manera integral los caudales de los vertederos de las centrales hidroeléctricas emerge como una solución estratégica y sostenible para mejorar la capacidad de generación. Con la implementación de minicentrales hidroeléctricas, permitirá optimizar la utilización del recurso hídrico, y con esto satisfacer la demanda del país. Además, esta iniciativa no solo tiene el potencial de suplir las necesidades nacionales de energía, sino que también puede representar una fuente de ingresos económicos ya que la generación excedente resultante de la eficiente utilización de los vertederos podría ser comercializada a países vecinos, fortaleciendo así la posición del Ecuador en el ámbito energético regional.

1.2 Justificación Del Problema

Con este proyecto se busca evitar que ocurra nuevamente la crisis energética que nos tocó vivir, ya que se puso en riesgo la estabilidad de energía nacional y también se tuvo repercusiones directas en el panorama económico del país. Frente a este escenario, la propuesta de aprovechar de manera integral los vertederos de las centrales hidroeléctricas emerge como una solución innovadora y estratégica. La implementación de minicentrales hidroeléctricas ofrece la posibilidad de optimizar el uso del recurso hídrico disponible, permitiendo así aumentar la capacidad de generación de energía de manera sostenible sabiendo que en el Ecuador lo que más abunda para la generación son las Centrales Hidroeléctricas.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Realizar un diseño de tubería de presión, turbina y generador para una minicentral hidroeléctrica menor a 10 MW aprovechando el caudal del vertedero “Extravasor” de la Central Hidroeléctrica Baba haciendo uso de MATLAB y del software de análisis de elementos finitos.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Realizar el estado de arte de la tubería de presión, turbina y generador para el diseño básico de una minicentral destacando los aspectos más importantes.
- Calcular matemáticamente en MATLAB las dimensiones principales de la tubería de presión, turbina y generador para la implementación de una minicentral en el vertedero “Extravasor” de la Central Hidroeléctrica Baba.
- Modelar mediante software de elementos finitos los diseños realizados de los componentes mencionados con los resultados obtenidos en los cálculos matemáticos previamente establecidos.
- Simular y comprobar si las dimensiones calculadas y los modelos finitos diseñados de los componentes mencionados funcionan con precisión y el comportamiento del sistema es el correcto.

CAPÍTULO 2

2. Marco Teórico

2.1 Minigeneración Hidroeléctrica

El sistema energético mundial actualmente pasa por un cambio de aquella generación a partir de recursos fósiles, gas, carbón mineral, entre otros, considerados limitados, hacia una generación más limpia. La generación a menor escala se acopla a la diversidad de caudales que aún no han sido aprovechados o como lo es el enfoque de este proyecto, el reacondicionamiento de ciertas estructuras como vertederos de agua de las centrales hidroeléctricas.

Algunos beneficios de este tipo de generación es el de evitar el desgaste excesivo de agua, reducir el grado de dependencia del sector energético exterior, no produce residuos contaminantes, contempla un aumento en los empleos [1].



Figura 2.1 Vertederos a Aprovechar para la Mini Generación [1]

2.1.1 Estructura Base Para Generación Hidroeléctrica:

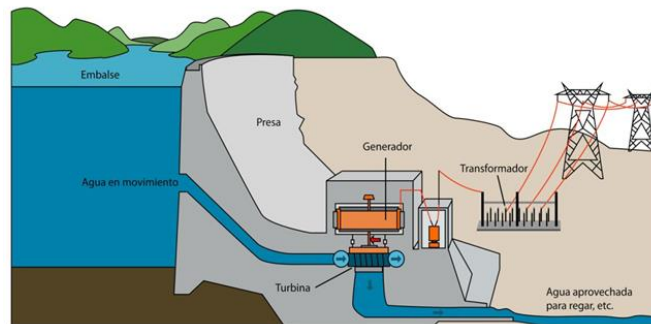


Figura 2.2 Estructura Base para Generación Hidroeléctrica [La Importancia de la Centrales Hidroeléctricas en la Producción de Energía. Universidad de Oriente, Venezuela, 2014]

a) Casa De Máquinas

La casa de máquinas es el lugar en donde se encuentran las principales máquinas que son las encargadas de la generación; como el generador y la turbina hidráulica.

b) Turbina Hidráulica

Una turbina hidráulica es una turbomáquina con un motor hidráulico que utiliza la energía del fluido que fluye a través de ella para crear un movimiento de rotación y convertir la energía mecánica en energía eléctrica.

c) Generador

Un generador es una máquina eléctrica giratoria que convierte la energía mecánica en energía eléctrica. Esto se logra mediante la interacción de sus componentes principales: el rotor (la parte giratoria) y el estator (la parte estacionaria).

d) Tubería De Presión

Es la encargada de transportar el agua desde el embalse hasta la entrada de la turbina hidráulica [2].

e) Vertedero

Es una estructura diseñada para permitir el control y la liberación controlada del exceso de agua almacenada en el embalse.

2.1.2 Tipos De Centrales Hidroeléctricas Respecto De La Potencia

Las minicentrales hidroeléctricas tienen una capacidad inferior a 10 MW. El objetivo de estas es reducir la dependencia energética del uso de combustibles para la generación de electricidad, apoyando el uso más amplio de los recursos energéticos [2].

Estas se dividen en pico, micro, mini y pequeña generación. Cabe señalar que los límites reales de estos grupos pueden variar entre países y organizaciones, ya que no existe una forma uniforme de distinguirlos.

Tabla 2.1 Clasificación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas [2]

CLASIFICACIÓN SEGÚN RANGOS DE POTENCIA		
Clasificación por rango de potencia	Según la OLADE	Para EE. UU. y EUROPA
Pico centrales	Hasta 5 kW	Hasta 10 kW
Pico centrales – Micro centrales	5 kW – 50 kW	10 kW – 100 kW
Micro centrales – Mini centrales	50 kW – 500 kW	100 kW – 1 MW
Mini centrales – Pequeñas centrales	500 kW – 5MW	1 MW – 10 MW

Bajo registros la implementación de minicentrales con el máximo aprovechamiento de caudal dependerá de las instalaciones construidas además de los equipos adquiridos, de tal manera que por ejemplo el uso de un motor estándar de inducción puede llegar a ser la mitad de costoso que un generador síncrono, sin embargo, las nuevas adaptaciones a la electrónica de potencia conllevan un mayor reto de dimensionamiento para el manejo de los estados transitorios o fallas de equipos [3].

Haga clic o pulse aquí para escribir texto.

2.2 Modelo CFD en ANSYS

Presenta una visión general de la trayectoria del flujo de la turbina Kaplan, que consta de varios componentes clave, como la carcasa en espiral, los álabes, el rodete y el eje. Para facilitar el proceso de cálculo y mejorar la eficiencia, se empleó una estrategia de malla híbrida de elementos hexaédricos para los álabes y el. Este enfoque permitió una representación precisa de la dinámica del flujo y permitió el análisis de parámetros como la velocidad de flujo y la velocidades de entrada y salida de la turbina la distribución de la velocidad y la caída de presión [4].

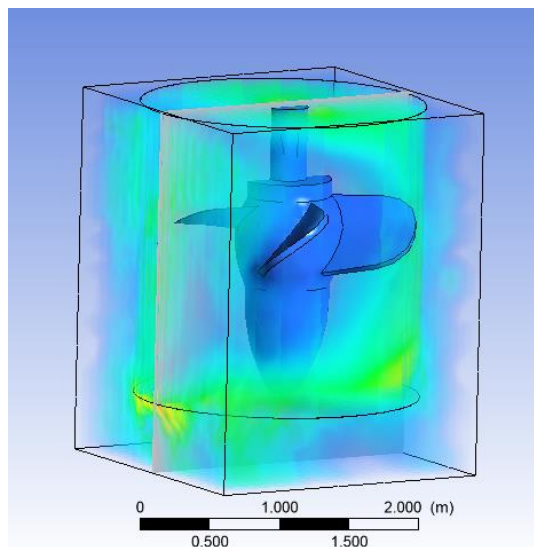


Figura 2.3 Diseño en ANSYS CFD

- **Método De Elementos Finitos**

En esta situación, se emplearán funciones elementales por segmentos, tales como las lineales o cuadráticas, con el fin de representar las alteraciones locales de las incógnitas. Esto se debe a que la resolución de este enfoque se presenta como una combinación de las funciones de forma[5]:

$$v(x): \sum v_a * S_a(x)$$

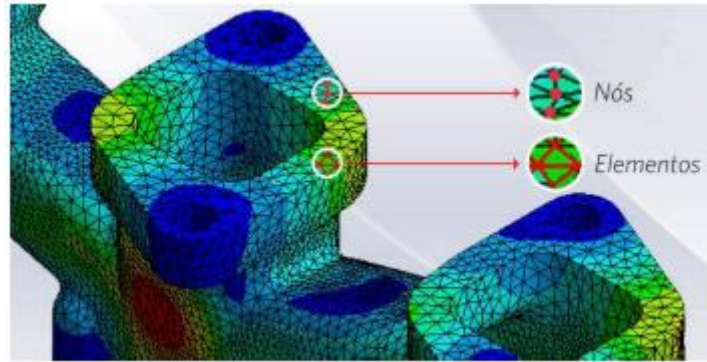


Figura 2.4 Componente del Método de Elementos Finitos [5]

- **Pre-Processing**

Se ingresan los valores iniciales esenciales para abordar la solución del problema. Luego, se establece la configuración geométrica y se genera la malla que sigue el flujo de dicha geometría. Se eligen los parámetros que deseamos examinar y especificamos las características de nuestro fluido. A continuación, se establecen las condiciones límite pertinentes en los volúmenes de control, ajustadas a las exigencias del problema que estamos enfrentando.

- **Solver**

Constituye la fase crucial en la cual se implementarán diversos métodos de discretización para resolver las ecuaciones, asegurándose de alcanzar niveles mínimos de precisión para lograr la convergencia de la solución.

- **Post-Processing**

En esta sección se analizarán los resultados obtenidos en el solver, siendo posible obtener datos numéricos a través de expresiones numéricas compatibles con el lenguaje del software. Asimismo, se podrán generar gráficos o representaciones en 2D y 3D de variables como flujos, presiones y otros parámetros relevantes.

2.3 Tubería de Presión

La tubería de presión es una componente clave que forman parte del sistema de conducción del agua desde la parte alta del embalse hasta la turbina. La presión en estas tuberías es generada por la altura de la columna de agua (altura de caída o altura neta) entre el embalse y la turbina [6].

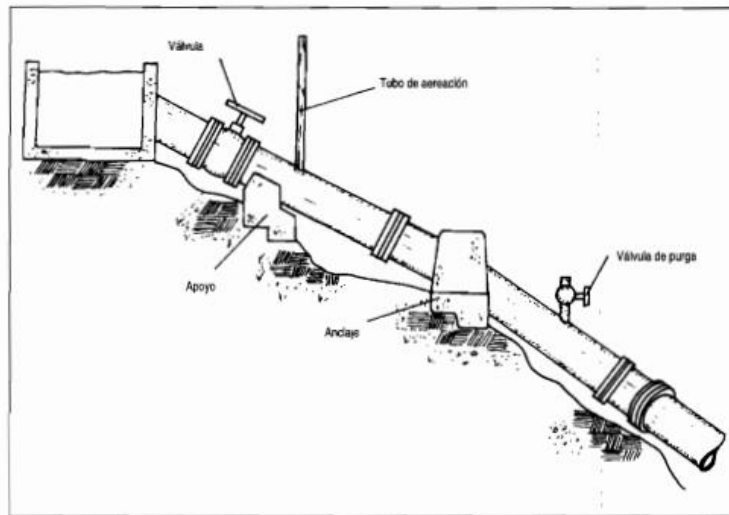


Figura 2.5 Componentes de una Tubería de Presión [7]

La energía cinética en las tuberías es considerada energía renovable, resultado de la presión presente en la energía disipada, de tal manera, el flujo de agua y presión se controla mediante válvulas o compuertas en los sistemas de fluido. Los múltiples casos de velocidades conducen a una optimización de la solución para evitar pérdidas de presión y obtener el máximo rendimiento posible [7].

La selección adecuada de la tubería de presión puede generar una notable variación en el costo total del proyecto. Para lograrlo, es necesario tener en cuenta diversas pautas durante el proceso de elección.

1. Características del material y de los componentes de la tubería de presión.
2. Evaluar las pérdidas de energía provocadas por la fricción del agua con diversos materiales.
3. Al calcular los espesores de la tubería, es esencial tener en cuenta las presiones adicionales generadas por el golpe de ariete.

4. Estructurar correctamente los soportes, anclajes y conexiones de la tubería de presión.
5. Optar por un diámetro de tubería óptimo, minimizando al mismo tiempo las pérdidas de energía.

2.3.1 Materiales Empleados En La Tubería De Presión

Comúnmente, los materiales utilizados en la tubería de presión abarcan opciones como el acero comercial, el policloruro de vinilo (PVC), el hierro dúctil centrifugado, el asbesto-cemento, la resina de poliéster con fibra de vidrio reforzado, el polietileno de alta densidad, etc. Estos materiales exhiben variaciones entre sí en aspectos como las pérdidas por fricción, el peso, la susceptibilidad a la corrosión, el costo y la capacidad de resistir la presión de trabajo [6].

a) Acero Comercial

Es el material empleado más comúnmente en la construcción de tuberías de presión y se puede elaborar con maquinaria convencional especializada en trabajos de acero. Estas tuberías presentan una variedad de diámetros y espesores. Su pérdida por fricción es moderada, y si se recubren con una capa de pintura u otro tipo de protección, pueden tener una durabilidad de hasta 20 años. Son resistentes a los impactos y, aunque son relativamente pesadas, pueden fabricarse en longitudes apropiadas para facilitar su transporte e instalación.

b) Policloruro De Vinilo (PVC)

La tubería de PVC es ampliamente utilizada en mini-centrales por su coste relativamente bajo. Está disponible en diámetros que llegan hasta aproximadamente 400 mm y es apta para soportar presiones elevadas (de 100 a 150 metros de columna de agua). Al ajustar el grosor de la pared de

la tubería, se pueden alcanzar distintos niveles de presión. Debido a que es ligera, se hace fácil su transporte junto con otras ventajas como que posee un bajo factor de pérdida por fricción y es resistente a la corrosión. Tiene ciertas desventajas tales como que no puede sufrir golpes muy fuertes por rocas porque se puede agrietar y que se deteriora rápidamente si se expone mucho tiempo a la luz ultravioleta.

c) Hierro Dúctil Centrifugado

En gran medida, el hierro dúctil ha sustituido al hierro fundido, aunque este último aún se emplea en sistemas antiguos, a veces con revestimientos internos de cemento. Este revestimiento proporciona protección contra la corrosión y minimiza las pérdidas por fricción. Sin embargo, el hierro dúctil es un material más pesado, lo que dificulta su instalación y lo hace más costoso en comparación.

2.3.2 Válvulas

Las válvulas se emplean para iniciar, interrumpir o ajustar el flujo del agua mediante una parte móvil que abre, cierra o bloquea parcialmente la circulación en el sistema. Aunque hay diversas variedades de válvulas, nos centraremos únicamente en las más usadas para mini-centrales.



Figura 2.6 Tipos de Válvulas [Válvulas y Elementos de Control para Presas y Centrales Hidroeléctricas. Pág. 2]

a) Válvula De Compuerta

Son las más comunes y económicas, compuestas por un disco vertical que se mueve de arriba abajo. Por lo general, no se destinan a ajustar el caudal, sino más bien a abrir o cerrar completamente. Estas válvulas requieren una gran fuerza para operar, pues es necesario superar la fricción asociada con su movimiento y la presión del agua. [8]



Figura 2.7 Válvula de compuerta [8]

b) Válvula Mariposa

Están conformadas por un disco circular con el eje de su orificio dispuesto perpendicularmente al sentido del flujo. Este diseño facilita significativamente la apertura o cierre del paso de agua, reduciendo la fuerza necesaria, ya que la presión del agua en cada mitad del disco queda prácticamente equilibrada [9][8].



Figura 2.8 Válvula mariposa [8]

c) Válvula De Bola Segmentada

Son dispositivos de control con capacidad de adaptación en rango, control y cierre. Se emplean en diversos sectores como la industria papelera, plantas químicas, instalaciones de tratamiento de aguas residuales, el

sector energético y refinerías de petróleo. Su diseño de flujo directo permite tolerar reducidas caídas de presión.[9]



Figura 2.9 Bola con Muesca en V segmentada [8]

d) Válvula De Obturador Excéntrico

El diseño de la válvula de control rotativa es apropiado para gestionar fluidos que presentan erosión, coqueo u otras características difíciles de manejar. Su operación puede ser de regulación y/o de apertura/cierre [9].



Figura 2.10 Cuerpo de Válvula de Control de Obturador Excéntrico [8]

2.3.3 Pérdidas Hidráulicas En Tubería

Se dimensiona la tubería con elementos finitos usando software como ANSYS CFD, para modelar el flujo, la velocidad y la presión en el medio, analizando el comportamiento de los problemas hidráulicos que pueden suscitar. En la operación de la turbina se tiene un flujo determinado en la salida el cual difiere de los simulados en la entrada de la tubería, por lo tanto, estas pérdidas hidráulicas en la tubería se pueden representar bajo curvas de medición de promedios de eficiencia [10].

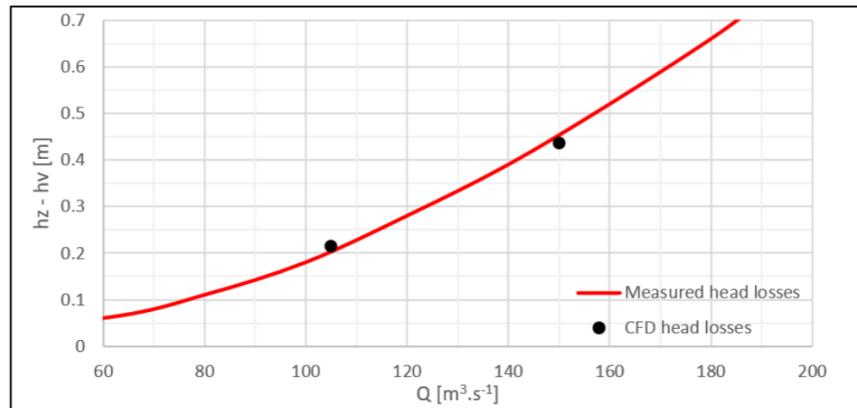


Figura 2.11 Comparación de Medición Real y por medio de CFD de las Pérdidas Métricas de Agua (Estimación de otras Centrales Hidroeléctricas) [6]

Los estados transitorios de presión son comunes en tuberías hidráulicas, estas se generan por el accionar de las válvulas, por lo que hay succión y retorno hidráulico en las tuberías, el fenómeno es acompañado por la cavitación y burbujas de gas que crecen y colapsan, lo que provoca ruidos, vibración y erosión, como consecuencia se disminuye la eficiencia de transmisión y control del sistema [11].

a) Pérdidas De Entrada En La Tubería

Es la disminución de la presión del fluido que ocurre cuando este ingresa a la tubería desde el embalse.

b) Pérdidas Por Fricción En Tubería

Este tipo de pérdida se da debido a la rugosidad interna de la tubería que ocasiona pérdidas por la fricción entre el fluido y la pared de la tubería.

c) Pérdidas Por Válvulas

Estas pérdidas se dan por la obstrucción del fluido debido a la presencia de válvulas, cambios bruscos de dirección, cambio de velocidad, lo que conlleva pérdidas de energía.

2.3.4 Fundamento De Bernoulli En Tubería

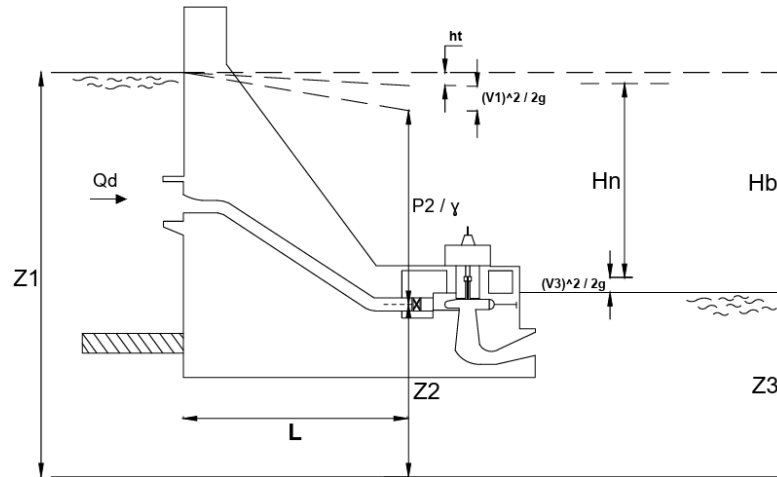


Figura 2.12 Diagrama Esquemático de Central Hidráulica [2]

La ecuación de Bernoulli ofrece valiosa información acerca de la relación entre la presión, velocidad y altura de un fluido. Este principio se emplea para comprender diversos fenómenos, como el flujo de líquidos en una tubería, el vuelo de aeronaves y el comportamiento de embarcaciones en el agua.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_f = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + H + h_f$$

Donde:

- P_1 : Presión en un punto 1 de la tubería.
- γ : Peso específico del agua.
- V_1 : Velocidad del agua en el punto 1.
- g : Gravedad.
- z_1 : Altura en el punto 1.
- P_2 : Presión en un punto 2 de la tubería.
- V_2 : Velocidad del agua en el punto 2.
- z_2 : Altura en el punto 2.
- V_3 : Velocidad del río aguas abajo.
- h_f : Perdidas de fricción en tubería
- H : Salto neto

Por ejemplo, al considerar un fluido ideal sin viscosidad que atraviesa una sección de tubería con diferentes diámetros, la ecuación de Bernoulli indica que, al reducir el diámetro, la velocidad del fluido aumenta mientras que la presión disminuye. Este efecto se atribuye a la conservación de la energía total del fluido a lo largo del flujo.

2.3.5 Sobrepresión De Golpe De Ariete En Tubería

- **Tiempo De Parada**

Es el tiempo que transcurre cuando se cierra la válvula que une la tubería de presión con el distribuidor evitando el paso completo del agua.

- **Celeridad De La Onda En Tubería**

Es la velocidad de propagación de la onda de presión debido al flujo que hay a lo largo del conducto de la tubería de presión.

- **Altura De Sobrepresión Por Golpes De Ariete**

Se produce cuando el fluido dentro de la tubería es interrumpido drásticamente, por ejemplo, cuando se cierra una válvula, esto hace que la energía cinética del agua en movimiento se transforme en energía de presión, creando una onda de presión en toda la tubería.

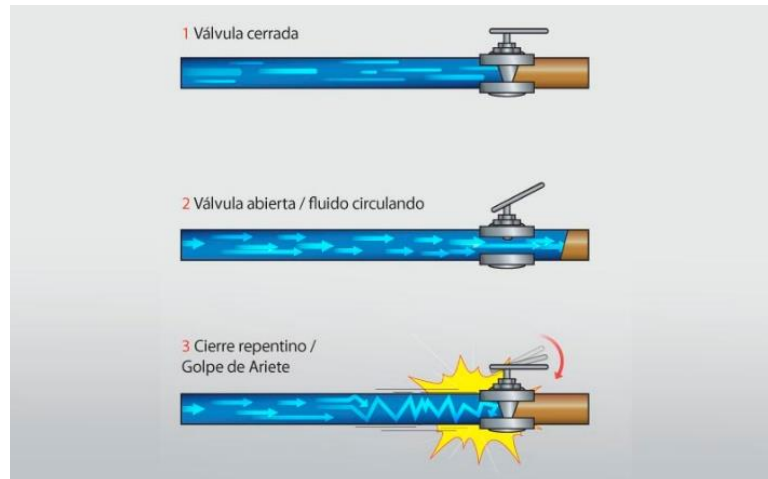


Figura 2.13 Golpe de Ariete [Golpes de Ariete. Consecuencias y Prevenciones. Danahé San Juan, 2016.]

- **Longitud Crítica**

Es un punto en la tubería de presión en donde el flujo dentro de ella comienza a experimentar un cambio en su comportamiento.

- **Caída Total De La Tubería**

Es cuando la presión dentro de la tubería disminuye debido a la propagación de esta generada por el golpe de ariete.

2.4 Turbina Hidráulica

Una turbina hidráulica es una turbomáquina con un motor hidráulico que utiliza la energía del fluido que fluye a través de ella para crear un movimiento de rotación y convertir la energía mecánica en energía eléctrica.

El funcionamiento de la turbina se debe a la energía cinética del agua que viene desde el embalse por la tubería de presión y cae en esta, haciendo que gire y esta rotación se transfiere a un generador que convierte esa energía mecánica en eléctrica.

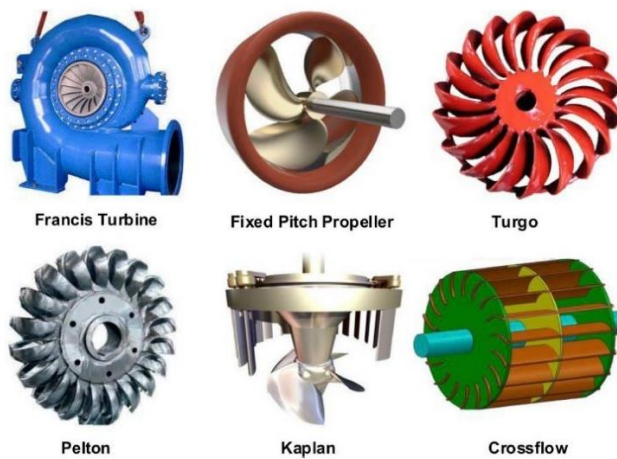


Figura 2.14 Tipos Principales de Rodetes de Turbinas Hidráulicas [Centrales Mini Hidroeléctricas. Un Recurso Fluvial de Bajo Impacto Ambiental. J. Cunill, 2006]

Existen varios tipos de turbinas hidroeléctricas, y la elección de una en particular depende de factores como la altura del caudal de agua y la cantidad de agua disponible. Algunos ejemplos de turbinas hidroeléctricas más utilizadas son la turbina Kaplan, la turbina Francis y la turbina Pelton.

Tabla 2.2 Características Principales de Turbinas Hidráulicas [Manual De Mini Y Micro Centrales Hidráulicas - Pág. 127]

Características principales de turbinas hidráulicas							
Turbina		Inventor y año de patente	Ns (rpm)	Q m ³ /s	H m	P kW	$n_{m\acute{a}x}$ %
ACCIÓN	PELTON	Lester Pelton (E.E.U.U) 1880	1 chorro: 30 2 chorros: 30-50 4 chorros: 30-50 6 chorros: 50-70	0.05 - 50	30 - 1800	2 - 300000	91
	TURGO	Eric Crewdson (G. Bretaña) 1920	60 – 260	0.025-10	15-300	5-8000	85
	MICHELL-BANKI	A. G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hung.) 1917-1919	40-160	0.025-5	1-50 (200)	1-750	82
REACCIÓN	Bomba rotodinámica	Dionisio Papin (Francia) 1689	30-170	0.05-0.25	10-250	5-500	80
	FRANCIS	James Francis (G. Bretaña) 1848	L: 60-150 N: 150-250 R: 250-400	1-500	2-750	2-750000	92

	DERIAZ	P. Deriaz (Suiza) 1956	60-400	500	30-130	100,000	92
	Kaplan y de hélice	V. Kaplan (Austria) 1912	300-800	1000	5-80	2-200000	93
	AXIALES: • Tubular • Bulbo • Generador periférico	Kuhne – 1930 Hugenin – 1933 Harza - 1919	300-800	600	5-30	100,000	93

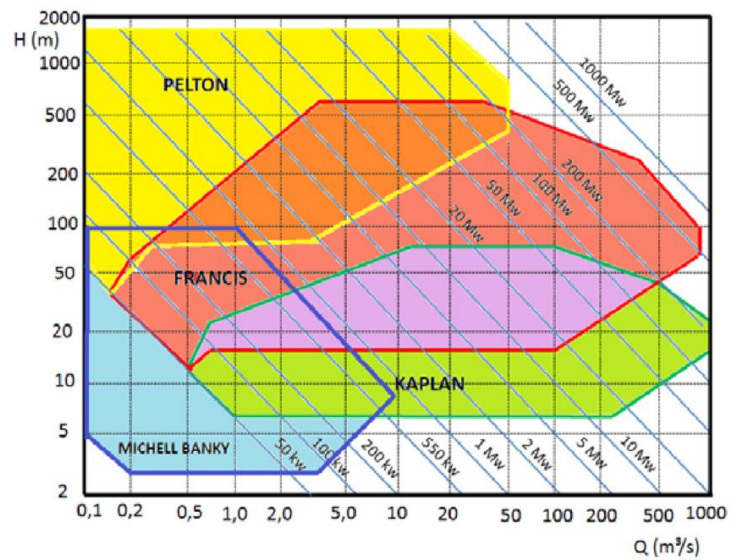


Figura 2.15 Campo de Utilización de los Distintos Tipos de Turbinas [Ábaco para la Selección de Turbinas. W. Ramiro, 2015]

2.4.1 Pérdida Hidráulica del Paso de Flujo Total en el Modelo de Turbina

La teoría de la generación de entropía implica tres tipos de pérdidas mecanismos: disipación viscosa (SD), turbulenta disipación (SD'), y la fricción de la superficie del álabe (SW). Los valores de todos los términos se muestran en la siguiente figura para diferentes caudales [12].

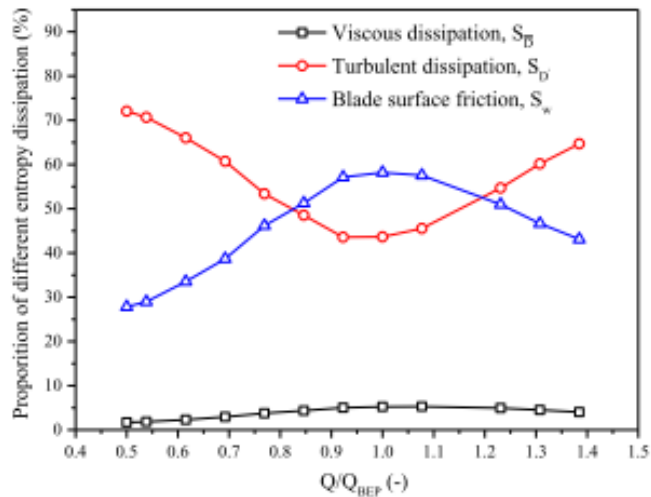


Figura 2.16 Tendencia cambiante de tres tipos de rendimientos de entropía con caudales relativos [11]

2.4.2 Clasificación De Turbinas Hidráulicas

a) Clasificación Según Si Dirección De Flujo

Esta es en relación con la dirección de flujo con el eje del rodete.

- Turbina axial: si el flujo es paralelo el eje de turbina.
- Turbina radial: si el flujo es en dirección perpendicular al eje de turbina.
- Turbina Tangencial: si el flujo es tangencial al eje, suele afectar a los alabes, ej. turbinas Pelton.
- Turbina Mixta: si el flujo es en varias direcciones al eje de turbina.

b) Clasificación Según El Grado De Reacción

• Turbina de Reacción

En estas turbinas el flujo se disipa equitativamente en el rodete y son de admisión total, es decir que se accionan por la presión que el líquido ejerce sobre los alabes, la presión en el rodete es mayor a la atmosférica y va disminuyendo conforme fluye, en algunos casos se tiene una presión manométrica negativa (menor a la atmosférica) a la salida del

rotor, el flujo vuelve a valor de presión atmosférica nuevamente, ej. Turbinas Kaplan y Francis.

- **Turbinas de Acción**

Estas turbinas son de admisión parcial, es decir que solo aprovechan la velocidad del flujo de agua para hacerlas girar, básicamente, la energía de presión potencia se convierte energía cinética en el distribuidor, por lo tanto, el flujo en el rotor llega sin presión y el chorro incide en algunos alabes móviles, ej. Turbinas Pelton o Turgo.

2.4.3 Tipos de Turbina

- **Turbina Kaplan, semi-Kaplan y hélice**

La turbina Kaplan es una turbina de flujo axial, de reacción y de admisión total. Su principal característica es el rodete, que tiene álabes de perfil de ala de avión orientables mediante un mecanismo situado en el interior del cubo. Por los álabes del rotor puede operar con mucha eficiencia dentro de un amplio rango de caudal. Las turbinas hélice se compone básicamente de una cámara de entrada abierta o cerrada, distribuidor fijo y un rodete de hasta 5 palas en forma de hélice. Las turbinas Kaplan y semi-Kaplan son variantes de la hélice y se diferencian con los grados de regulación con palas ajustables y en el caso de las Kaplan con un distribuidor regulable que da mayores rendimientos, sin embargo, el costo es más elevado. [13]

- **Turbina Pelton**

La turbina Pelton se aplica para saltos elevados y de poco caudal, su funcionamiento es lo más parecido a la rueda hidráulica tradicional, en el cual el chorro de agua se regula por los inyectores que inciden en los alabes del rodete, lo cual provoca el giro de la turbina, el número de

inyectores puede ser de 1 hasta 6 inyectores dependiendo de su instalación, estas turbinas tienen una gran disponibilidad a bajo costo de mantenimientos y cuentan con un rendimiento alto del 91%, su instalación puede ser de eje horizontal o vertical.[14]

- **Turbina Francis**

La turbina Francis se puede aplicar a diferentes tipos de saltos y caudales, generalmente entre saltos medios de 15 y 400 metros, su potencia en el eje puede superar los 700 MW y su colocación es de eje vertical por lo que el flujo de agua se inyecta de forma radial en la entrada del rodete, el distribuidor cuenta con palas móviles que convierten la energía de presión en energía cinética antes de llegar al rodete, tiene un rendimiento del 92% en condiciones óptimas.

- **Turbina Michell-Banki**

Es una turbina de acción, de flujo radial centrípeto-centrífugo, de flujo transversal, de doble paso y de admisión parcial. La forma cilíndrica del rodete de esta turbina le permite trabajar dentro de grandes rangos de variación de caudal, su eficiencia es buena pero no tanto si se la compara con turbinas Pelton y Francis.[15]

2.4.4 Análisis General de la Turbina

- **Velocidad Síncrona**

Es la velocidad constante con la que gira la turbina hidráulica al estar acoplada a un alternador, esta velocidad se determina por la frecuencia de la red eléctrica a la cual está conectado el generador.

- **Velocidad Específica**

La velocidad específica de una turbina hidráulica es un parámetro utilizado para caracterizar el diseño y el rendimiento de la turbina en la generación de energía hidroeléctrica, relaciona a la potencia y altura, este valor se considera adimensional.

- **Cavitación**

Esta es una velocidad crítica que se da por el colapso de burbujas de vapor en un fluido debido a variaciones de presión y puede ocasionar daños en las hélices como en la propia turbina.

2.4.5 Velocidad Angular

La velocidad angular se refiere a la rapidez de rotación de un objeto y se define como el ángulo girado por unidad de tiempo. Su símbolo es la letra griega ω .

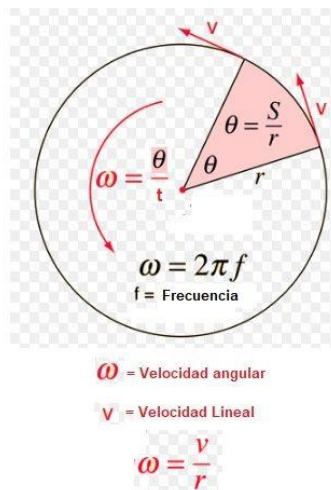


Figura 2.17 Velocidad Angular [Desplazamiento Angular y Velocidad Angular. Areciencias, 2024.]

2.5 Generador Síncrono

Un generador es una máquina eléctrica giratoria que convierte la energía mecánica en energía eléctrica. Esto se logra mediante la interacción de sus componentes principales: el rotor (la parte giratoria) y el estator (la parte estacionaria).

Su funcionamiento se basa en la ley de Faraday y para esta investigación se optó por un generador síncrono de polos salientes por la potencia utilizada, la estructura eléctrica presente de la central hidroeléctrica y el rendimiento porcentual mayor a comparación que al de una asíncrono para aprovechar la máxima capacidad de potencia generada.

Para pequeñas centrales los generadores son de auto excitación por inducción del generador, o generador síncrono de imanes permanentes, estos necesitan un condensador de excitación conectado en los terminales de tensión generada, la variación de frecuencia y magnitud cambian según el motor primario [16]. El torque velocidad característico de la turbina, es operado bajo control del gobernador acorde a la velocidad nominal ingresada [17]. El uso de generadores síncrono de imanes permanentes tiene varias ventajas como la reducción de fallas, alta fiabilidad, sin embargo, este tipo de generador es más costoso que los generadores de rotor bobinado y los auto - inducidos, además no se tiene control del voltaje [18].

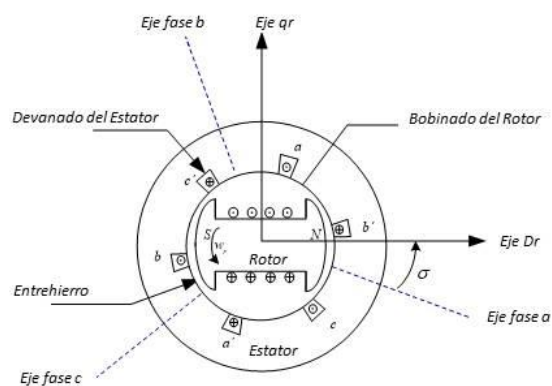


Figura 2.18 Diagrama General de un Generador de polos salientes [17]

2.5.1 Partes de un Generador Síncrono

- **Rotor**

Es la parte giratoria del generador que está conectada al eje de la máquina y rota dentro del campo magnético producido por el estator.

- **Estator**

Es la parte estacionaria del generador. Es la parte fija que rodea al rotor y contiene las bobinas conductoras en las que se induce la corriente eléctrica.

- **Sistema de Excitación**

Un sistema de excitación es un medio para suministrar corriente continua regulada a los devanados de campo de un generador para producir un voltaje de salida para el campo.

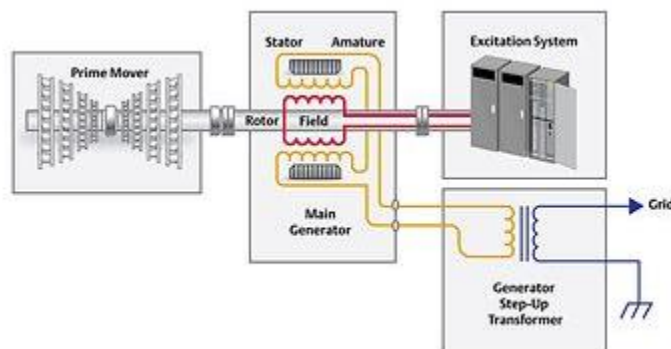


Figura 2.19 Sistema de excitación [Emerson Electric Co., 2024]

- **Carcasa**

Se ubica en el estator, que está formado por un conjunto de láminas con ranuras diseñadas para albergar aislamientos destinados a recibir los conductores de las bobinas del inducido. Su propósito incluye la protección de los elementos internos frente a factores ambientales como polvo, vapor,

partículas suspendidas y objetos metálicos. Además, funciona como un sistema de soporte tanto para el núcleo magnético como para el devanado del inducido.

- **Gobernador**

Con la evolución de la electrónica, el gobernador mecánico se reemplaza por el concepto de electromecánico gobernador, definido como un controlador proporcional, integral y derivativo (PID) usados por simplicidad y mayor rendimiento. Sin embargo, se da la necesidad de un control y técnicas avanzadas para obtener el máximo potencia de la planta. Básicamente el gobernador es un controlador de velocidad y frecuencia del generador síncrono, que adaptado a los nuevos estudios se tiene la presencia de variables no lineales como altura de salto, elasticidad del agua, cargas impredecibles, inercia de turbina, entro otros [19].

El proceso se puede describir de manera que el generador al encenderse, la dinámica del agua con múltiples caudales (bajo regulación de compuertas) que baja desde el embalse por la tubería de presión finalmente llegue a la turbina, que, por medio de torque acoplado al generador, produce energía. El gobernador controla aquella apertura de cierre mecánico hidráulico en las compuertas para obtención de una variable final de velocidad y frecuencia en el generador [20].

- **Excitatriz**

Esta máquina, que se encuentra dentro del rotor, se encarga de inyectar corriente de excitación en bobinas del estator, porque los alternadores necesitan una fuente de corriente continua para alimentar los electroimanes del inductor. El sistema de excitación de los generadores se utiliza para rastrear el voltaje requerido del terminal del estator y oscilaciones de amortiguamiento para mantener la estabilidad del sistema, inyectando de potencia reactiva en función de la demanda en curso, generalmente los hidro generadores requieren un punto de operación cercano a la carga o con un 10% de sobrecarga de condición para evitar temas de sobrecalentamiento en bobinados [21].

2.5.2 Fallas en Centrales Hidroeléctricas

Las razones de inestabilidad en los sistemas autónomos de operación en centrales hidroeléctricas se pueden dar por diferentes razones, como por ejemplo desviaciones de frecuencia, desviaciones del punto de voltaje nominal, “black out” de emergencia en la conexión a la red del sistema de potencia, operación asíncrona continua del propio sistema, cambios de sincronismo en el sistema de potencia o de la propia central con parámetros invalidados, entre otros [22].

2.5.3 Capacidades Síncronas y Asíncronas De Las Centrales Hidroeléctricas

Este concepto engloba a el comportamiento de las centrales hidroeléctricas bajo todos los componentes que la conforman, tales como turbina, generador, transformador, y convertidores), los denominados estado estable y transitorio definen la red de potencia eléctrica, de tal manera las centrales hidroeléctricas deben ser flexibles y capaces de soportar el flujo dinámico activo y reactivo de potencia. Los fenómenos como la cavitación, pocos flujos de agua, vértices de succión, entre otros, recaen en la variación de frecuencia, estos procesos se pueden dividir en componentes síncronos y asíncronos, el primero referido a un patrón de presión de giro y el segundo es un componente axial que viaja a lo largo del circuito hidráulico. Las resonancias conducen a oscilaciones en diferentes áreas del sistema, lo que provoca una inestabilidad en la carga, comenzando con los componentes hidráulicos [23].

La auto - excitación de la frecuencia natural del circuito hidráulico tiene mayor componente síncrono que de asíncrono, que puede resultar en sobre carga de inestabilidad, un ejemplo son los vórtices en tuberías, la frecuencia decae mientras que el caudal y potencia aumentan, eso indicia un componente asíncrono significativo, para problemas de vibraciones y cavitación, la variación de velocidades debe ser regulada a estado de

operación normales (sincronismo), de tal manera se incrementa la vida útil de los equipos y menos mantenimientos [23].

2.5.4 Generador Síncrono de Polos Salientes

Los rotores con polos lisos presentan una superficie cilíndrica uniforme, a diferencia de los rotores con polos salientes, donde dichos polos sobresalen hacia afuera. Estos polos salientes, cuya cantidad puede variar de dos a varios según la configuración, incluyen sus propias bobinas denominadas bobinas de campo. Cuando se les suministra corriente continua (CC), estas bobinas generan un campo magnético.

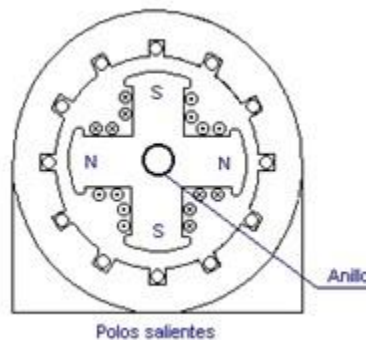


Figura 2.20 Generador de Polos Salientes [Ingeniería de Máquinas y Sistemas Eléctricos, 2023]

2.5.5 Concepto Asociado a los Generadores

a) Inercia y Momento de Inercia

Básicamente es la tendencia que tiene el cuerpo de mantener su estado estable ante perturbaciones externas. Generalmente se identifica a la inercia como la fuerza que ejercen las partes en movimiento de traslación y el momento de inercia a las partes que tienen movimiento de rotación.

b) Inducción Electromagnética, Campo Magnético y Ley de Faraday

La inducción electromagnética se describe como el proceso de inducir corriente por medio de la variación del campo magnético. La Ley de Faraday de la Inducción Electromagnética establece que un cambio en el flujo magnético a través de un circuito induce una fuerza electromotriz

(FEM) en ese circuito. En condiciones de vacío, la Ley de Faraday sigue siendo fundamental para la generación de electricidad en un generador. La rotación de la armadura y el cambio resultante en el flujo magnético son los principios clave que permiten la inducción electromagnética y la generación de corriente eléctrica. Cuando se trabaja en cortocircuito un generador, la Ley de Faraday sigue aplicándose. La FEM inducida en la armadura impulsa una corriente significativa en el cortocircuito, y es crucial tener precauciones y dispositivos de protección para garantizar la seguridad y la integridad del generador en estas condiciones.

c) Densidad de Flujo e Intensidad de Campo

Es la cantidad de líneas del flujo magnético en una superficie dada producidas por un campo magnético “B” la cuales surgen partir de alimentar con corriente continua al rotor. La relación de estas es a través de una superficie cerrada según la ley de Amper, y esto lo describe una de las ecuaciones de Maxwell. La relación entre la intensidad del campo magnético (H) y la densidad de flujo magnético (B) está dada por la permeabilidad magnética (μ) del material a través del cual pasa el campo magnético.

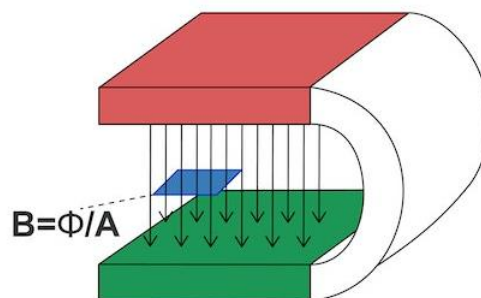


Figura 2.21 Flujo magnético [Campo Magnético y Flujo Magnético. Supermagnete, 2023]

d) Reluctancia

Se mide en (Amperios*vuelta/Webber) es el análogo a la resistencia, es la oposición de un material al flujo del devanado del campo.

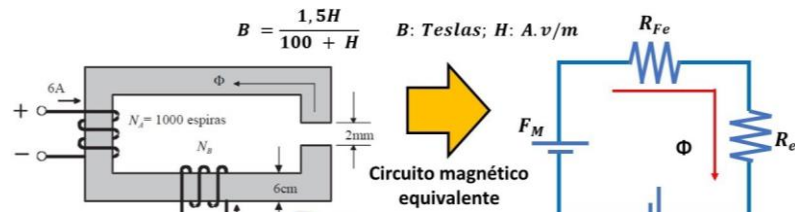


Figura 2.22 Circuito equivalente magnético [19]

e) Circuito Equivalente de un Generador Síncrono

El devanado de campo genera un campo magnético constante alrededor de la máquina. Este campo magnético es esencial para inducir una corriente eléctrica en el devanado de armadura cuando este último gira dentro del campo magnético. El devanado de armadura es la parte del generador donde se induce una corriente eléctrica mediante la rotación de la armadura (bobina de alambre) dentro del campo magnético creado por el devanado de campo.

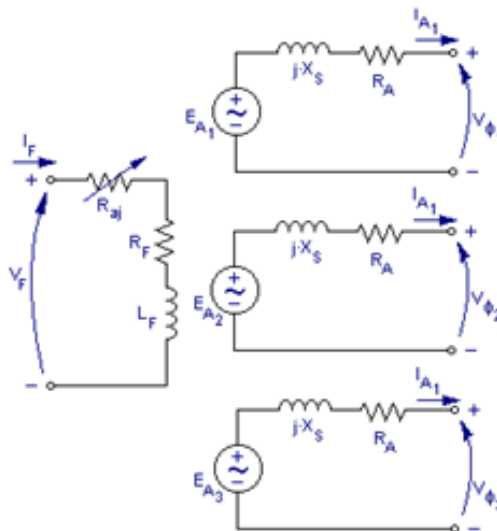


Figura 2.23 Circuito Equivalente del Generador Síncrono [Máquinas Eléctricas ITESI, 2023]

CAPÍTULO 3

3. METODOLOGÍA

A continuación, se presenta una metodología de diseño básico para la implementación de generación hidráulica, que abarca el caso de centrales, medianas centrales, pequeñas centrales y minicentrales hidroeléctricas, bajo el dimensionamiento primario de tubería, turbina y generador. En este caso, bajo un enfoque de aprovechamiento de vertederos que son estructuras ya diseñadas de centrales hidroeléctricas principalmente para el desfogue de caudal de exceso.

Se sugirió el uso de un código matemático en MATLAB que puede calcular todo lo necesario respecto de las características constructivas de los componentes para aprovechar al máximo la generación de dichas estructuras.

Para dar marcha al proceso de cálculo, el código requiere de ciertos parámetros que se visualizan de mejor manera en la figura 2.12, así como de otros datos previamente configurados por el usuario:

- z_1 : Punto de la toma de embalse sobre el nivel del mar [m]
- z_2 : Punto de instalación de turbina sobre el nivel del mar [m]
- z_3 : Punto de descarga al río sobre el nivel del mar [m]
- Q_d : Caudal de diseño máximo $\left[\frac{m^3}{s}\right]$.
- Q_{equi} : Caudal de Equipamiento o caudal medio al año $\left[\frac{m^3}{s}\right]$.
- V_3 : Velocidad de río aguas abajo del embalse $\left[\frac{m}{s}\right]$.
- L : Longitud de tubería [m].
- t : tiempo estimado en horas de funcionamiento de central [h].
- g : Gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$
- fp : Factor de potencia de la minicentral
- fr : frecuencia de red (60 [Hz])

Adicional a estos, se configuran valores por defecto como gravedad, frecuencia, factor de potencia de central y demás constantes que se encuentran a lo largo de la metodología. La velocidad en el punto 3, puede ser despreciada si el caudal ecológico es cero, o si es una central de embalse a pie de presa, sin embargo, analice la necesidad de la afluencia del río aguas abajo.

3.1 Diseño de Tubería de Presión de Acero

3.1.1 Análisis de Fluido en Tubería y Pérdidas

De tal manera comenzamos asumiendo algunos factores y variables:

Tabla 3.1 Parámetros Asumidos para Análisis de Fluido en Tubería y Pérdidas

Descripción	Variables Y Valores
Factor de rugosidad del material (acero)	$K = \frac{0.1 [mm]}{1000} [m]$
Factor de pérdida dependiendo de la firma de entrada al tubo	$K_e = [1, 0.8, 0.5, 0.2, 0.04]$
Factor de pérdida en válvula	$K_v = 1.2$
Celeridad de la onda (condición inicial) para tuberías de acero	$a = 900 \left[\frac{m}{s} \right]$
Factor de seguridad en espesor	$f_s = 4$
Esfuerzo de rotura del material (acero)	$S_a = 390 [MPa]$
Factor de corrección de plancha rolada y soldada	$K_j = 1.5$
Factor de corrosión por 20 años de vida útil	$K_c = 2$
Peso específico del agua	$\gamma = 9800 \left[\frac{N}{m^3} \right]$

Valores iniciales para diseño de tubería

- Hb : Salto Bruto $Hb = z_1 - z_3$
- m : Porcentaje de pendiente $m = \frac{z_3 - z_1}{L} * 100$

- C, K_t : Constantes para tiempo de parada
 - $si\ m < 20 \rightarrow C = 1$
 - $si\ m \approx 25 \rightarrow C = 0.8$
 - $si\ m \approx 30 \rightarrow C = 0.6$
 - $si\ m \approx 40 \rightarrow C = 0.4$
 - $si\ m \geq 50 \rightarrow C = 0$
 - $si\ L < 475 \rightarrow K_t = 2$
 - $si\ L \approx 500 \rightarrow K_t = 1.75$
 - $si\ L \approx 1000 \rightarrow K_t = 1.5$
 - $si\ L \approx 1500 \rightarrow K_t = 1.25$
 - $si\ L > 1550 \rightarrow K_t = 1$

Se recomienda que compruebe el diámetro de la tubería que más le convenga respecto de las pérdidas calculadas, ya que la velocidad del fluido en la tubería tiene mucha relación con el material, longitud de tubería, y el diámetro. Plantee un valor o rango de valores de diámetro de tubería “D”, típicamente de [0.5 - 15] m, a continuación, el proceso de cálculo, calculamos la velocidad del agua en la tubería[24]:

$$V_2 = \frac{4 * Q_d}{\pi * D^2} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Calculamos las pérdidas totales que se generan por la turbulencia del fluido respecto de fricción, entrada y válvula.

- Re : Numero de Reynolds
 - v : Viscosidad cinemática del fluido
 - ff : Factor de fricción lineal ‘por Swamme’
 - h_f : Pérdidas de fricción en la tubería ‘por Darcy - Weisbach’
 - h_e : Pérdidas de entrada.
 - h_v : Pérdidas en la válvula
 - h_t : Pérdidas totales
 - $\%h_t$: Porcentaje de pérdidas en tubería
- $$Re = V_2 * \left(\frac{D}{v} \right) = V_2 * \left(\frac{D}{10^{-6}} \right)$$
- $$ff = \frac{0.25}{\left(\log \left(\frac{K}{3.71 * D} \right) + \left(\frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right)^2}$$
- $$h_f = ff * \frac{L}{D} * \frac{V_2^2}{2g} [m]$$
- $$h_e = K_e * \frac{V_2^2}{2 * g} [m]$$
- $$h_v = K_v * \frac{V_2^2}{2 * g} [m]$$
- $$h_t = h_e + h_f + h_v [m]$$
- $$\%h_t = \frac{h_t}{Hb} * 100$$

El diseñador debe elegir el diámetro que mejor le convenga, las pérdidas en tubería son aceptables en un rango del 4% al 10%. Las pérdidas no deben ser subestimadas, las distintas potencias que se obtengan variando el diámetro afectan significativamente a el diseño de turbina – generador, respecto de la velocidad síncrona a configurar [25].

3.1.2 Análisis de Sobrepresión por Golpes de Ariete

Se analizan el tiempo de parada del fluido, longitud crítica y el resultado de altura de sobrepresión y carga total de la tubería, que permiten dimensionar un espesor de referencia.

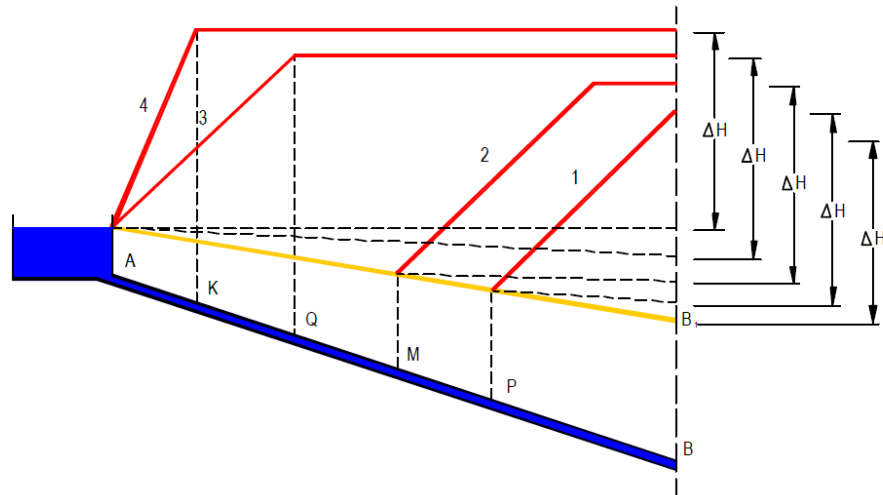


Figura 3.1 Altura de Golpe de Presión a Diferentes Tiempos de Parada [Impulsión de Aguas Residuales, Golpe de Ariete en Tuberías de Impulsión]

- T_p : Tiempo de parada del fluido por acción de válvulas.

$$T_p = C + \frac{Kt * L * V_2}{g * H_b} \text{ [s]}$$

- L_c : Longitud crítica de tubería

$$L_c = \frac{a * T_p}{2} \text{ [m]}$$

- dH : Altura de sobrepresión por golpes de ariete [m]

$$\text{si } L < L_c \rightarrow dH = \frac{2 * L * V_2}{g * T_p} \text{ [m]}$$

$$\text{si } L > L_c \rightarrow dH = \frac{a * V_2}{g} \text{ [m]}$$

- H_t : Caída total de la tubería de presión

$$H_t = H_b + dH \text{ [m]}$$

De tal manera que "Ht" es la carga máxima que soporta la tubería respecto del fluido, esta es la resultante de la suma de la altura bruta "Hb" y la altura por sobrepresión "dH", la altura de sobrepresión es aquella medida en metros y describe el choque de onda de presión generada por acción de las válvulas provocando el cambio brusco del fluido.

3.1.3 Otros Valores de Diseño

Se calcula el salto neto de la central, presión manométrica, espesor de tubería, entre otros [6], [26].

- H_n : Salto neto
$$H_n = H_b - h_t - \frac{V_3^2}{2g} [m]$$
- P_2 : Presión manométrica en el punto 2
$$P_2 = 9800 * \left(z_1 - (z_2 + h_t + \frac{V_2^2}{2g}) \right) [Pa]$$
- es : espesor de tubería de presión
$$es = \frac{4 * f_s * H_t * 10^6 * D * K_j}{(S_a * 10^6) + K_c} [mm]$$
- De : Diámetro exterior de la tubería de presión
$$De = D + \frac{2 * es}{1000} [m]$$
- η_{tp} : Rendimiento de tubería de presión
$$\eta_{tp} = \frac{100 - \%h_t}{100}$$

El salto neto es una variable importante que será usada para el diseño de la turbina hidráulica a elegir, así como estimar una potencia aprovechada en tubería que puede servir de referencia para los demás cálculos. Adicional el espesor de una tubería mínimo debe ser de 10mm por recomendaciones técnicas de algunos autores.

Si bien se definió una constante de celeridad de la onda a un valor típico de 900 m/s, una fórmula para aproximar dicha velocidad a un valor real en el diseño está dada por la siguiente fórmula para el material de acero:

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + \frac{0.5 * D}{es}}}$$

3.1.4 Determinación de la Potencia en Tubería de Presión

Finalmente se obtiene la potencia estimada aprovechada por la tubería, este mediante factores de rendimiento, será la que permita una estimación del diseño de la turbina hidráulica y generador síncrono[26].

- P_{gt} : Potencia Aprovechada en tubería $P_{gt} = g * Qd * Hn * \eta_{tp} [kW]$
- P_{Pt} : Potencia perdida en tubería $P_{Pt} = g * Qd * ht * \eta_{tp} [kW]$

Estos son todos los parámetros de diseño básico para una tubería de presión, tome en cuenta que la imagen de referencia describe a una central a pie de presa, pero la metodología es igual para una central a distancia de la presa, debe interpretar las funciones de la misma manera.

3.2 Diseño Básico de Turbina Kaplan con Cámara Espiral

Si bien se detalla una metodología generalizada para el diseñador, para objetivos de este documento se planteó un código matemático en MATLAB y una vez se diseña la tubería, se realiza la exportación de datos a una función llamada 'SeleccionTurbina', esta analizará en base a el caudal y altura, cuál será la mejor opción para aprovechar al máximo la generación, se cuenta con las turbinas tipo Francis, Kaplan, Pelton y Michell-Banki. Para nuestro contexto, se eligió el diseño de una turbina Kaplan, esta necesita de los valores de caudales, salto neto, potencia estimada, velocidades, entre otras variables.

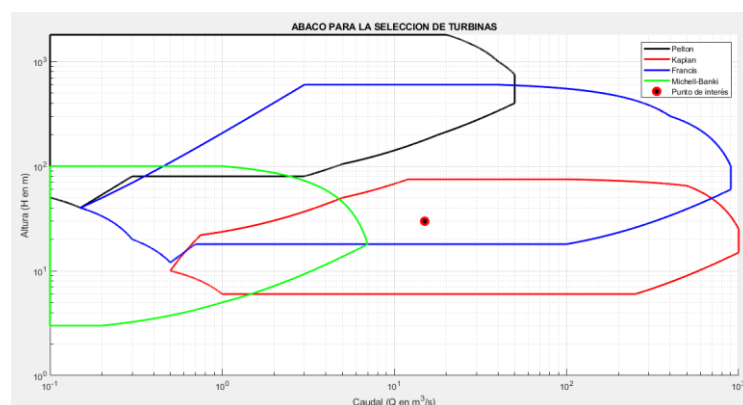


Figura 3.2 Ábaco para la selección de turbinas

3.2.1 Diseño General de la Turbina Hidráulica Kaplan

Nuevamente asumiremos algunas variables típicas de diseños para las turbinas Kaplan:

Tabla 3.2 Parámetros Asumidos del Diseño General de la Turbina Hidráulica Kaplan

Descripción	Variable Y Valor
Factor típico para caudal mínimo técnico de turbinas Kaplan	$K_{kaplan} = 0.25$
Eficiencia típica de turbina Kaplan	$\eta_{tk} = 0.93$
Razón de embalamiento de las turbinas Kaplan	$ro = 2.2$
Frecuencia de la red	$fr = 60 [Hz]$

La eficiencia como condición inicial es un valor típico de las turbinas de este tipo, sin embargo, más adelante se presenta el cálculo de este mediante el análisis de la incidencia del fluido en los alabes, por lo que ese será el adecuado. A continuación, se calculan los parámetros básicos estimados[2]:

- Q_{mt} : Caudal mínimo técnico $Q_{mt} = K_{kaplan} * Q_{equi} \left[\frac{m^3}{s} \right]$
- P_t : Potencia aprovechada por turbina
- P_{gt} : Potencia aprovechada por tubería de presión $P_t = P_{gt} * \eta_{tk} [kW]$

3.2.2 Estimación de Velocidad de Giro y Especifico

Ahora calculamos la velocidad de giro aproximado y especifica de la turbina y las aproximamos a la velocidad de sincronismo de la red. En muchos textos encontraran la nomenclatura distintas respecto de las velocidades [2], para este documento se describen las siguientes:

- N_e : Velocidad específica de la turbina $N_e = \frac{2419}{Hn^{0.486}} [adimensional]$

- N_s : Velocidad de giro aproximado
$$N_s = \frac{Ne * Hn^{1.25}}{\sqrt{Pt}} [rpm]$$
- p : Polos totales de maquina
$$p = \frac{120 * fr}{N_s}$$

 p , se aproxima al polo mas cercan
- N_s : Velocidad síncrona de diseño asociada a la maquina
$$N_s = \frac{120 * fr}{p} [rpm]$$
- N_e : Velocidad específica de la turbina de diseño
$$N_e = \frac{N_s * \sqrt{Pt}}{Hn^{1.25}} [adimensional]$$
- N_{mx} : Velocidad de embalamiento
$$N_{mx} = N_s * ro [rpm]$$

La velocidad de embalamiento se define como la velocidad aproximada de giro máxima que tendrá la turbina por problemas de sincronismo de la máquina de generación, es un parámetro de diseño a considerar para detalles de seguridad.

3.2.3 Altura de Aspiración

Es la altura critica que genera el colapso de burbujas de vapor del fluido por el cambio de presión, esta altura es la máxima permitida sobre el nivel de referencia para evitar daños en los alabes de la turbina.[2]

- cc : Coeficiente de cavitación.
$$cc = \frac{Ne^{1.46}}{15625}$$
- H_s : Altura de aspiración
- H_a : Presión atmosférica
$$H_s = |H_a - H_v - (cc * H_n)| [m]$$
- H_v : Presión de vapor de agua

3.2.4 Diseño de Rodete de Turbina Kaplan

Los siguientes cálculos definirán la estructura geométrica de la turbina Kaplan respecto del rodete y alabes.[2]

- K_u : Coeficiente de velocidad periférica

$$K_u = 0.79 + \frac{Ne}{621}$$

- DM : Diámetro exterior a palas del rodete

$$DM = \frac{84.55 * K_u * \sqrt{Hn}}{N_s} \text{ [m]}$$

- RM : Radio exterior a palas de rodete

$$RM = \frac{DM}{2}$$

- Dm : Diámetro del rodete [m].

$$Dm = \left(0.25 + \frac{94.64}{Ne}\right) * DM \text{ [m]}$$

- r_m : Radio del rodete

$$r_m = \frac{Dm}{2} \text{ [m]}$$

- Hm : Altura desde centro de turbina a final de esta misma

$$Hm = \frac{6.94 * DM}{Ne^{0.403}} \text{ [m]}$$

- $H1$: Altura desde centro de C. espiral a centro de turbina

$$H1 = \left(0.38 + \frac{Ne}{19342}\right) * DM \text{ [m]}$$

- $Ha1$: Altura de los álabes

$$Ha1 = \left(\frac{1}{3}\right) * (Hm + H1) \text{ [m]}$$

Realizado este cálculo, se realiza un análisis más a detalle para determinar el número específico de albes, esbozo de la cámara espiral y tubo de aspiración.

3.2.5 Diseño de Álabes de Turbinas

Se propone una metodología iterativa para alcanzar el requerimiento óptimo de velocidad periférica en base al número de albes, basado en el análisis de ángulos de incidencia y velocidades del fluido en albes.

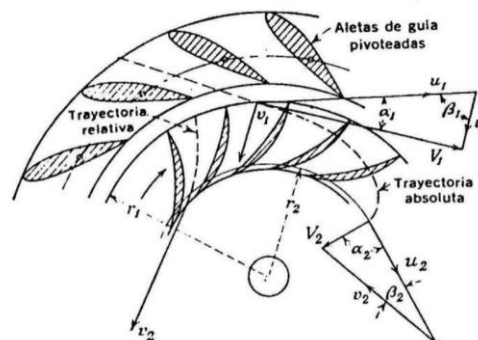


Figura 3.3 Triángulo de Velocidades en Distribuidor - Rodete [23]

Se plantea el caso ideal de incidencia del fluido de manera que entre y salga de manera igual en los alabes de la turbina, es decir, a 90° , este es un escenario de partida, tal que:

$$\text{angulo de salida} \rightarrow \alpha_2 = 90^\circ$$

El concepto o la idea para comprender es que, si el agua incide a 90° en la parte superior del alabe no se aprovecha la máxima fuerza de golpe para poder llegar a la velocidad angular síncrona, su busca llegar al ángulo de incidencia que permita llegar a dicha velocidad, por lo tanto, la pregunta es, cuanto debe ser esta desviación respecto del eje?, tal que calculamos los parámetros de diseño de convergencia para dicho escenario (aplica para turbinas medias y grandes, para potencias pequeñas o turbinas pequeñas, las turbinas entran en un concepto estandarizado de los fabricantes)[27], adicional un análisis similar para turbinas en eje horizontal para la regulación de flujo con la variación de incidencia de ángulos (análisis de $\alpha_2 = 0^\circ$) se presenta en la referencia, recalco que en esencia es lo mismo [28].

inicialmente planteamos una velocidad absoluta a la salida del distribuidor, de no contar con una, el diseñador debe plantear un acortamiento del diámetro de tubería de presión para lograr esta velocidad, el valor de ε es adimensional, es una ganancia que se acopla conforme se realiza el proceso iterativo, un rango posible es de [1 - 5] en saltos de 0.01.

$$c_1 = V_2 * \varepsilon \left[\frac{m}{s} \right]$$

Tal que calculamos los parámetros de convergencia para lograr dicha velocidad angular

- u : Velocidad tangencial de entrada y salida
- α_1 : Ángulo tangencial de incidencia
- c_{1m} : Velocidad meridional de entrada y salida

$$u = u_1 = u_2$$

$$u = K_u * \sqrt{2 * g * Hn} \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$\alpha_1 = \sin^{-1} \left(\frac{4 * Q_d}{\pi * c_1 * (DM^2 - Dm^2)} \right) [^\circ]$$

$$c_{1m} = c_{2m} = c_2 = c_1 * \sin(\alpha_1) \left[\frac{m}{s} \right]$$

- c_{1u} : Velocidad paralela de entrada y salida
- β_1 : Ángulo deslizamiento en entrada
- β_2 : Ángulo deslizamiento en salida
- w : Velocidad angular síncrona
- c_{1ue} : Velocidad absoluta resultante
- T_{al} : Espacio libre entre alabes
- z_i : Número aproximado de iteraciones
- Δ_r : Delta radios para secciones
- η_{tk} : Eficiencia de la turbina Kaplan

$$c_{1u} = c_1 * \cos(\alpha_1) \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{1m}}{u - c_{1u}} \right) [^\circ]$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{1m}}{u} \right) [^\circ]$$

$$w = \frac{u}{RM} \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$c_{1ue} = \sqrt{c_1^2 - c_{1m}^2} \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$T_{al} = \frac{H_{al}}{\tan(\beta_1)} [m]$$

$$z_i = \text{round} \left(\frac{\pi * DM}{T_{al}} \right)$$

$$\Delta_r = \frac{DM - Dm}{2 * z_i} [m]$$

$$\eta_{tk} = \frac{u * c_{1ue}}{G * Hn}$$

Para estos parámetros, debe llegar a una eficiencia similar a la especificada como condición inicial, de lo contrario validar la iteración que resulte más cercana. El resto de los valores calculados será de referencia a convergencia de los calculados de la iteración variando el delta de radios Δ_r por el número de iteraciones [29], [5]. El proceso se describe a continuación:

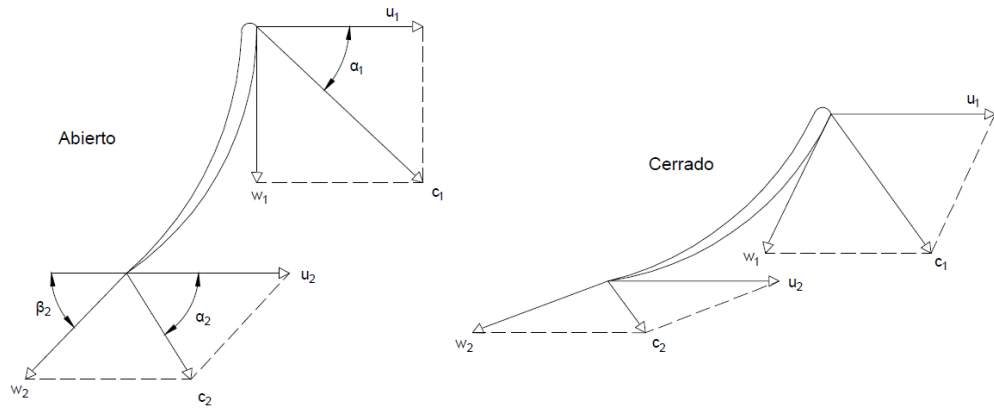


Figura 3.4 Velocidades y Ángulo de Incidencia en Álabes de Turbina [26]

Realizar un bucle 'for' de cero hasta el número de iteraciones z_i ($i = 0: z_i$), tal que se realicen las siguientes iteraciones:

- r_i : Radio de la sección de álabes
- u_{1i} : Velocidad de entrada y salida
- c_{1ui} : Velocidades absolutas por i álabes
- α_{1i} : Ángulo tangencial de entrada por i álabes
- β_{1i} : Ángulo deslizamiento de entrada por i álabes
- β_{2i} : Ángulo deslizamiento de salida por i álabes
- w_{1i} : Velocidad angular entrada por i álabes
- w_{2i} : Velocidad angular salida por i álabes
- L_i : Segmento de cuerda por álabes

$$r_i = r_m + (i * \Delta_r)[m]$$

$$u_{1i} = w * r_i \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$c_{1ui} = \frac{\eta_{tk} * g * Hn}{u_{1i}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$\alpha_{1i} = \cos^{-1} \left(\frac{c_{1ui}}{u_{1i}} \right) [^\circ]$$

$$\beta_{1i} = \tan^{-1} \left(\frac{c_{1m}}{u_{1i} - c_{1ui}} \right) [^\circ]$$

$$\beta_{2i} = \tan^{-1} \left(\frac{c_{1m}}{u_{1i}} \right) [^\circ]$$

$$w_{1i} = \frac{c_{1m}}{\sin(\beta_{1i})} \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$w_{2i} = \frac{c_{1m}}{\sin(\beta_{2i})} \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$L_i = \sqrt{\left(\frac{H_{al}}{2 * \sin(\beta_{1i})} + \frac{H_{al}}{2 * \sin(\beta_{2i})} \right)^2 + H_{al}^2}$$

- R_{ci} : Radio de curvatura de alabes

$$R_{ci} = \frac{L_i}{\sqrt{2} * (1 - \sin \alpha_{1i})} [m]$$

Al finalizar las iteraciones el diseñador debería obtener las convergencias de los valores inicialmente planteados, tanto que el número de iteraciones representa el número de alabes acoplados al rodete, sin embargo, este número no necesariamente es el de diseño final ya sea por un análisis de ángulo de cierre entre alabes o por redundancia en convergencia, se recomienda verificar e interpretar los valores.

3.2.6 Dimensionamiento de la Cámara Espiral de Acero

Se presenta el cálculo de diseño para cámara espiral de acero [2]

- A_1 : Apertura de cámara espiral (unión a tubería).

$$A_1 = 0.4 * N_e^{0.2} * DM [m]$$

- B_1 : Medida desde la mitad de la apertura de la cámara espiral hasta el centro de la cámara.

$$B_1 = \left(1.26 + \frac{N_e}{2638.5}\right) * DM [m]$$

- C_1 : Medida desde el centro de la cámara espiral hasta el borde exterior de la cámara espiral.

$$C_1 = \left(1.46 + \frac{N_e}{3086.4}\right) * DM [m]$$

- D_1 : Desde centro de distribuidor hasta sec. externa.

$$D_1 = \left(1.59 + \frac{N_e}{1742.2}\right) * DM [m]$$

- E_1 : Desde centro de distribuidor hasta sec. Interna.

$$E_1 = \left(1.21 + \frac{N_e}{3690}\right) * DM [m]$$

- F_1 : Diámetro de distribuidor cuando hace la curva.

$$F_1 = \left(1.45 + \frac{72.17}{N_e}\right) * DM [m]$$

- G_1 : Diámetro más pequeño del distribuido

$$G_1 = \left(1.29 + \frac{41.63}{N_e}\right) * DM [m]$$

- H_1 : Diámetro mediano del distribuidor.

$$H_1 = \left(1.13 + \frac{31.86}{N_e}\right) * DM [m]$$

- I_1 : Altura de distribuidor.
$$I_1 = \left(0.45 - \frac{31.8}{N_e}\right) * DM [m]$$

- L_1 : Diámetro de sección de entrada en cámara espiral.
$$L_1 = \left(0.74 + \frac{N_e}{1149.4}\right) * DM [m]$$

- M_1 : Diámetro de sección de salida en cámara espiral.
$$M_1 = \frac{DM}{2.06 - \frac{N_e}{833.3}} [m]$$

3.2.7 Dimensionamiento del Tubo de Aspiración

Se presenta el cálculo para el diseño del tubo de aspiración [2]

- Ht : Distancia libre hasta centro de alabe.
$$Ht = \left(0.24 + \frac{N_e}{12788}\right) * DM [m]$$

- N : Altura de tubo de aspiración
$$N = \left(2.0 - \frac{N_e}{467290}\right) * DM [m]$$

- O : Altura desde el inicio del codo del tubo de aspiración hasta el extremo.
$$O = \left(1.4 - \frac{N_e}{59880}\right) * DM [m]$$

- P : Radio del codo.
$$P = \left(1.26 - \frac{16.35}{N_e}\right) * DM [m]$$

- Q : Salida del tubo de aspiración.
$$Q = \left(0.66 - \frac{18.40}{N_e}\right) * DM [m]$$

- R : Salida hacia el rio.
$$R = \left(1.25 - \frac{N_e}{12531}\right) * DM [m]$$

- S : Largo de salida del tubo de aspiración.
$$S = \left(4.26 + \frac{201.21}{N_e}\right) * DM [m]$$

- T :
$$T = \left(1.2 + \frac{N_e}{1953}\right) * DM [m]$$

- Z : Ancho del tubo de aspiración.
$$Z = \left(2.58 + \frac{102.66}{N_e}\right) * DM [m]$$

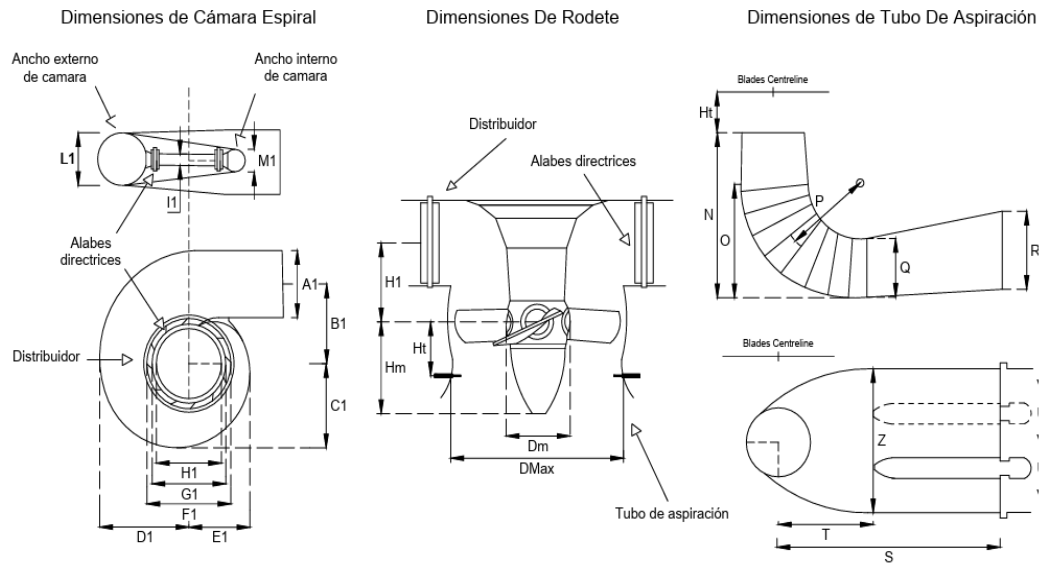


Figura 3.5 Diseño de la turbina Kaplan con cámara espiral de acero, Fuente: [2]

3.3 Dimensionamiento del Generador Síncrono

Luego de diseñar la turbina hidráulica, finalmente pasamos al diseño del generador, en este caso, se propone el dimensionamiento básico de un generador síncrono trifásico de polos salientes, conexión estrella (Y), los datos requeridos son potencia, frecuencia, revoluciones, constante de embalamiento, factor de potencia y tiempo.

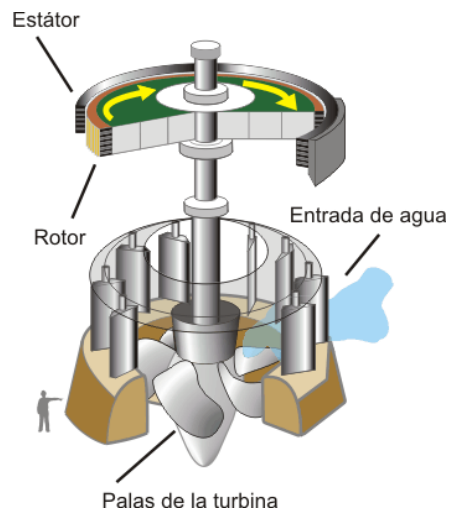


Figura 3.6 Generador Hidráulico de Eje Vertical [Blas Teresa, Serrano Ana]

3.3.1 Parámetros Iniciales del Generador Síncrono de Polos Salientes

Se calcula nuevamente la potencia, demanda y energía final aproximada respectivamente, de generación que aprovechara la maquina síncrona, asuma el rendimiento de su máquina η_a (típicamente mayor a 0.9).[30]

- P_a : Potencia activa de generador $P_a = P_t * \eta_a [kW]$
- S : Potencia Aparente $S = \frac{P_a}{fp} [kVA]$
- E_g : Energía generada en [t] horas $E_g = P_a * t [kWh]$

Algo importante a mencionar, es que esta es la potencia mínima esperada de su generador, en la aplicación de esta metodología tenga en cuenta un porcentaje de error respecto de lo obtenido hasta el final del cálculo, sin embargo, es conveniente aceptar dicha potencia final de su generador por temas de vida útil del equipo.

Continuando con el diseño, se calcula el número de polos que tendrá la maquina relacionado por la velocidad de giro " N_s ", recuerde también su valor en rad/s " ws " exportado de la turbina Kaplan en los puntos anteriores, de tal manera se obtiene los polos necesarios que cumplan dicha compatibilidad, [2][29].

- pp : para de polos (valor entero)
 - fr : frecuencia de red
 - N_s : Velocidad de giro de turbina
 - p : polos totales de la máquina
- $$pp = \text{round}\left(\frac{60 * fr}{N_s}\right)$$
- $$p = pp * 2$$

Calcule algunos parámetros de interés que servirán en los siguientes incisos.

- T_m : Par mecánico $T_m = \frac{P_a [W]}{ws} [N * m]$
- GD^2 : Factor de inercia o efecto volante $GD^2 = 55 * \left(\frac{S}{N_s^{1.5}}\right)^{1.25}$

3.3.2 Cálculo Iterativo para Determinar el Diámetro y Largo del Estator

El diseñador debe suponer un rango de valores de diámetro y longitudes, hay evidencias de generadores de hasta 20 metros de diámetros y se recomienda longitudes de hasta máximo de 4 metros por temas de desempeño de la máquina. Esto con el fin de cumplir algunas condiciones de diseño como la de factor de inercia o efecto volante, condiciones de paso polar, factor de utilización y velocidad de embalamiento.[31]

Bajo un doble ciclo 'for' pruebe los valores de diámetro externo de rotor o interno de estator " D_{er} " y longitud de rotor y estator " L_s ", en las siguientes expresiones:

- V_{mx} : velocidad de embalamiento
- ro : factor de embalamiento de la turbina hidráulica utilizada
- p : Polos totales de la máquina
- fm : factor de utilización de material
- CTp : condición de paso polar

$$V_{mx} = \frac{D_{er} * \pi * ro * N_s}{60} \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$fm = \frac{S}{L_s * N_s * D_{er}^2}$$

$$CTp = \frac{p * L_s}{D_{er}}$$

Si se cumple el primer conjunto de condiciones, que son:

1. CTp está en un rango entre $5.5 < CTp < 12.57$
2. fm es un valor mayor a 5
3. D_{er} es mayor al menos 1.5 veces a L_s
4. v_{mx} es menor a 240 m/s (por datos históricos de embalamiento de las maquinas)

Puede pasar al siguiente paso de condiciones de factor de inercia natural, dependiendo del valor de D_{er} se calcula un factor de inercia o efecto volante en base a la longitud y diámetro que hayan cumplidos las condiciones previas[29].

$$\text{si } D_{er} \text{ es mayor a } 3.5m \rightarrow GD^{2'} = 5.1 * L_s * D_{er}^{3.45} [t * m^2]$$

$$\text{si } D_{er} \text{ es menor a } 3.5m \rightarrow GD^{2'} = 3.079 * L_s * D_{er}^4 [t * m^2]$$

Si se cumple la segunda condición:

$GD^{2'}$ es igual a GD^2 , o puede plantear una tolerancia menor del 5% respecto de la diferencia de ambos por temas de convergencia computacional, ejemplo:

$$if \text{abs}(GD^{2'} - GD^2) < \text{tolerancia} * (GD^{2'} - GD^2)$$

de cumplir los requisitos tendrá la combinación de los diámetros y longitudes adecuados para diseñar el generador de eje vertical, así como factor de utilización y velocidad de embalamiento.

Claramente no se pueden descartar todos los valores de la primera condición que no hayan cumplido la segunda, por lo que se plantea un reajuste de cálculo para el factor de inercia, que puede ser redundante para un código matemático, sin embargo, es preferible plantearlo, se basa en reducir o aumentar los valores de diámetro o longitud de la máquina por factores[29].

$$D_{er} = \sqrt{\frac{GD^2}{GD^{2'}}} \quad \wedge \quad L_s = \frac{GD^{2'}}{GD^2}$$

Luego se recalculan los valores respectivos de V_{mx} , fm y CTp y finalmente repita el cumplimiento del primer grupo de condiciones en base a estos valores. De usar código matemático, utilice funciones como 'unique' para descartar valores repetidos.

Todas las combinaciones resultantes serán importantes para el diseño posterior de las demás longitudes y diámetros, así como para el diseño de número de ranuras, tamaños de polos, entre otros, que afectan directamente al desempeño y costos de la máquina[29].

Demás valores de diseño del alternador en general:

- L_{ag} : Longitud de entrehierro (airgap) $L_{ag} = \frac{1.5}{100} * D_{er} * 1000 [mm]$
- L_r : Longitud de rotor (90% del estator) $L_r = L_s * 0.9 [m]$
- L_{cb} : Longitud entre cubiertas del estator $L_{cb} = L_s + 2.3 [m]$
- D_{is} : Diámetro interno de estator $D_{is} = D_{er} + \frac{L_{ag}}{1000} [m]$
- D_{ir} : Diámetro de eje o mínimo interno de rotor $D_{ir} = 105 * \left(\frac{Pa}{N_s}\right)^{0.35} [m]$
- D_{cz} : Diámetro de carcasa $D_{cz} = D_{er} + 2.1 [m]$

- D_{fs} : Diámetro de foso $D_{fs} = D_{er} + 4.2 [m]$
- I : Momento de inercia polar de masa giratoria $I = 250 * GD^2 [kg * m^2]$
- GR^2 : Momento giratorio de rotor $GR^2 = \frac{GD^2}{4} [N * m^2]$
- Ec : Energía cinética de rotor $Ec = GD^2 * \frac{Ns^2}{729.51} [kW * s]$
- H : Constante de inercia $H = GD^2 * \frac{Ns^2}{729.51 * S} \left[\frac{kW * s}{kVA} \right]$
- H_{ff} : Constante de inercia natural $H_{ff} = 1.7 * \left(\frac{S}{Ns^{1.5}} \right)^{0.166} \left[\frac{kW * s}{kVA} \right]$

El diámetro externo de estator D_{es} se calcula posteriormente en el apartado de 'Diseño de estator'

3.3.3 Calculo Iterativo para Ranuras de Estator y Diseño de Imbricado

Las ranuras de estator dependen del diámetro, sin embargo, deben cumplir ciertas condiciones. Comenzaremos con asumir el paso de ranuras (slot pitch) " τ_s " en [mm] de un rango de valores que generalmente van desde los 10 mm hasta 100 mm, valores típicos de diseño para generadores medianos y pequeños.

Previamente decidimos el número de capas de ranura, este solo tiene dos valores o 1 (simple capa) o 2 (doble capa), determina la conexión de bobinas en la ranura, otro valor de diseño es el número de caminos en serie en la conexión de bobinado, este valor típicamente es igual al número de polos totales, salvo especifique caminos en paralelo, adicional respecto de las conexiones algunos autores mencionan el contexto suma (± 1) al calculado para variables como (R_f, R_p, R_{bf}), descritas en breve, se recomienda usar +1, ya el software de elementos finitos, usualmente trabaja de dicha forma [30].

CONEXION DE IMBRICADO (Doble Capa, Whole Coil)

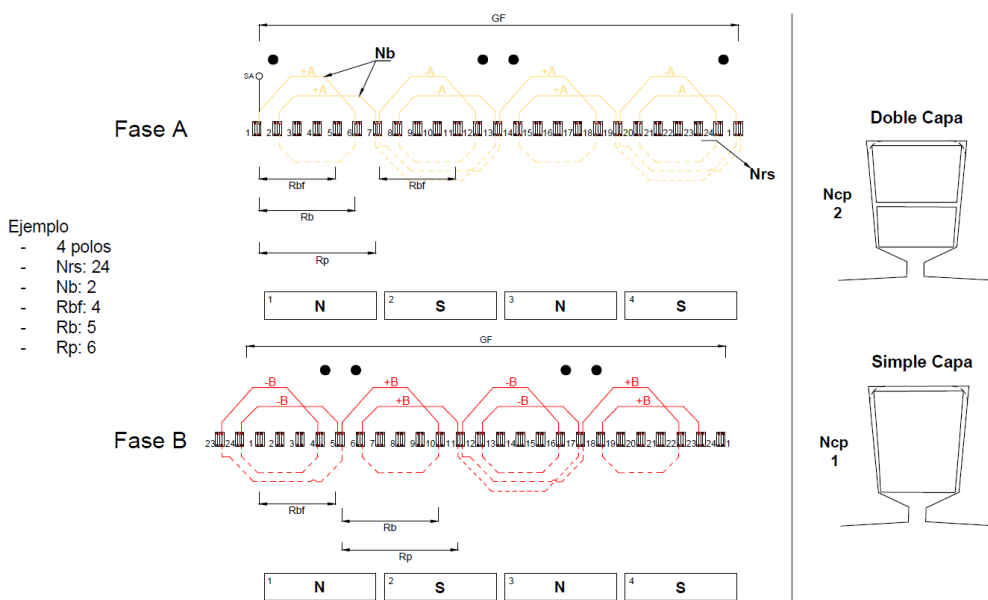


Figura 3.7 Ejemplo Conexión de Imbricado. Análisis de Dos Fases de Tres

De tal manera que, empezamos eligiendo el número de capas y caminos serie:

$$N_{CP} = 2 \quad \wedge \quad N_{CS} = p$$

Tal que las expresiones de cálculo son:

- N_{rs} : Número de ranuras de estator.
- τ_s : Paso de ranuras (pole pitch).
- B : Bobinas totales del estator.
- Gt : Grupo de bobinas totales por fase y polo.
- Nb : Bobinas por fase y polo.

$$N_{rs} = \frac{\pi * D_{is}}{\tau_s} \frac{1000}{1000}$$

$$\begin{aligned} \text{si } N_{CP} = 1 &\rightarrow B = \frac{Nrs}{2} \text{ (HALF COIL)} \\ \text{si } N_{CP} = 2 &\rightarrow B = Nrs \text{ (WHOLE COIL)} \end{aligned}$$

$$Gt = p * f$$

$$Nb = \frac{B}{Gt} = \frac{B}{p * f} \text{ [bobinas]}$$

Recalco que en la figura previa no se muestra la conexión "Half coil", solo "Whole coil" ya que es para los fines de este proyecto.

El diseñador debe probar los pasos de ranuras y escoger un numero de ranura que cumpla con las siguientes condiciones

1. El número de ranuras N_{rs} debe ser múltiplo de 3
2. N_{rs} no debe ser múltiplo de 7, 13, 19
3. N_{rs} de preferencia debería ser múltiplo de 'p' (polos totales)
4. N_b puede ser fraccionario, pero aplica más para alternadores de gran tamaño, por lo que se recomienda que este valor sea entero para el propósito de este proyecto.

Una vez determinado el número de ranuras y bobinas por polo y fase, puede determinar otros parámetros de diseño del imbricado [30].

- τ_p : Paso de polo (pole pitch) $\tau_p = \frac{\pi * D_{er} * 1000}{p} [mm]$
- R_f : Bobina por cada fase $R_f = \frac{N_{rs}}{f} [ranuras]$
- R_p : Ranuras por polo (slot pitch o coil pitch) en número de ranuras $R_p = \frac{N_{rs}}{p} [ranuras]$
- R_b : Bobina por ranura a ranura $R_b = R_p + 1 - N_b [ranuras]$
- α_r : Ángulo eléctrico de alcance por ranura y polo $\alpha_{rp} = \frac{180}{R_p} [^\circ \text{ electrico}]$
- α_b : Ángulo eléctrico de alcance por bobina y ranura $\alpha_b = \frac{\alpha_r}{R_b} [^\circ \text{ electrico}]$
- α_s : Ángulo mecánico de alcance por ranura $\alpha_s = \frac{360}{N_{rs}} [^\circ \text{ mecanico}]$
- α_{pm} : Ángulo mecánico de paso por polo (angle pole pitch) $\alpha_{pm} = \frac{360}{p} [^\circ \text{ mecanico}]$
- α_{pe} : Ángulo electrico de paso por polo (angle pole pitch), debe ser siempre igual o cercano a 180° $\alpha_{pe} = \frac{\alpha_{pm}}{2} = 180 [^\circ \text{ electrico}]$
- R_{bf} : Desplazamiento de ranuras por fase $R_{bf} = \frac{120}{\alpha_r} [ranuras]$
- Factor de paso $K_p = \sin\left(\frac{\alpha_b}{2}\right)$

- Factor de distribución
- Factor de devanado

$$K_d = \frac{\sin\left(\frac{Nb * \alpha_{rp}}{2}\right)}{Nb * \sin\left(\frac{\alpha_{rp}}{2}\right)}$$

$$K_w = K_p * K_d$$

3.3.4 Diseño Interno de Rotor

A partir de este punto se presenta un dimensionamiento aproximado respecto de valores esperados del desempeño de su generador, ya que dependerá del uso de algunos factores y variables asumidas para el resto de las partes, se recomienda investigar y probar varias combinaciones, adicional, estas aproximaciones se ajustan para generadores pequeños y medianos. Valores asumidos para el diseño de rotor[31]:

Tabla 3.3 Parámetros Asumidos para Diseño Interno de Rotor

Descripción	Simbología y rango
Factor de polo	$K_{ap} = [0.5 - 0.83]$
Factor de cuerpo de polo	$K_{pb} = [0.33 - 0.75]$
Factor de altura de taco de polo	$K_{pss} = [0.12 - 0.2]$
Factor de relleno de devanado campo	$K_{Ff} = [0.5 - 0.9]$
Permeabilidad del vacío	$\mu_o = 4\pi * 10^{-7}$
Ancho de apertura de ranura	$W_{so} [mm]$
Corrientes de campo nominal y en vacío	$I_F, I_{Fnl} [A]$
Superficie de conductor de campo	$S_F [mm^2]$

El ancho de apertura de ranura W_{so} es un valor del estator que el diseñador impone, puede ser de 2mm a 10 mm, pero realmente es como el diseñador lo requiera, así mismo la corriente de devanado campo máximo o a plena carga, debe ser menor a la que soporte el conductor a usar para el enrollado del rotor, generalmente la superficie de conductor no debe ser grande, para maximizar las vueltas en el polo, sin embargo, esto afecta cuanta corriente se le pueda inyectar, recordar que limita el control del devanado campo para maniobras de protección o variaciones de carga, por lo que, el diseñador debe encontrar el equilibrio que más le convenga[31].

DISEÑO DE DEVANADO DE CAMPO Y ARMADURA

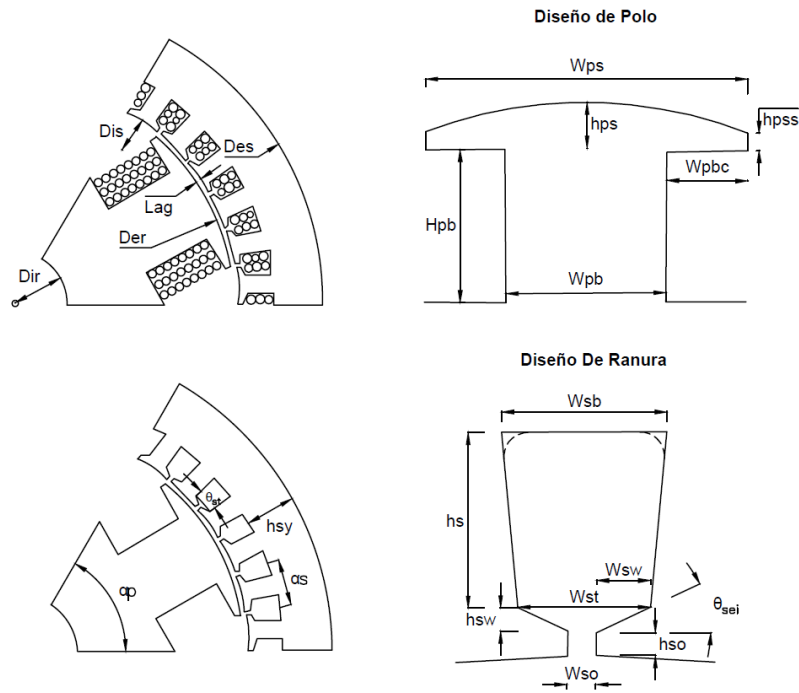


Figura 3.8 Principales Parámetros Geométricos del rotor y estator (polos y ranuras), editado [30]

Para los siguientes cálculos de diseño de polos, lleve los valores de D_{er} y L_s a unidades [mm], si lo interpreta como [m] use la multiplicación por 1000, ya que estas expresiones trabajan en milímetros, tal que:

- h_{psa} : Altura de sección arco del polo

$$h_{psa} = \frac{D_{er}}{2} - \cos\left(\frac{K_{ap}}{2} * \alpha_{pm}\right) * \frac{D_{er}}{2} \text{ [mm]}$$

- W_{ps} : Ancho del taco de polo

$$W_{ps} = 2 * \tan\left(\frac{K_{ap}}{2} * \alpha_{pm}\right) * \frac{D_{er}}{2} - h_{psa} \text{ [mm]}$$

- W_{pb} : Ancho del cuerpo polo

$$W_{pb} = W_{ps} * K_{pb} \text{ [mm]}$$

- h_{pss} : Altura de sección recta del taco polo

$$h_{pss} = \frac{D_{er} * K_{pss}}{p} \text{ [mm]}$$

- h_{ps} : Altura total del taco polo

$$h_{ps} = h_{psa} + h_{pss} \text{ [mm]}$$

- W_{pbc} : Ancho de un taco polo

$$W_{pbc} = \frac{W_{ps} - W_{pb}}{2} [mm]$$
- h_{pb} : Altura del cuerpo polo

$$h_{pb} = \frac{D_{er}}{2} - h_{ps} - \tan\left(\frac{180 - \alpha_{pm}}{2}\right) * \frac{W_{ps}}{2} [mm]$$
- T_F : Número de vueltas de devanado campo

$$T_F = \frac{h_{pb} * W_{pbc} * K_{Ff}}{S_F} [vueltas]$$
- R_{ag} : Reluctancia de entrehierro

$$R_{ag} = \frac{L_{ag}}{u_o * L_r * (\tau_s - W_{so})} \left[\frac{A * v}{mWb} \right]$$
- ϕ_{pb} : Flujo en cuerpo polo en vacío

$$\phi_{pb} = \frac{2 * T_F * I_{Fnl}}{R_{ag}} [mWb]$$
- Densidad del flujo en cuerpo polo en vacío

$$B_{pb} = \frac{1000 * \phi_{pb}}{L_r * W_{pb}} [T]$$

3.3.5 Diseño del Estator

Nuevamente suponemos algunos factores y variables de diseño inicial como W_{so} , h_{so} y h_{sw} que son valores de apertura de ranura, depende del diseñador y típicamente no sobrepasan los 8 mm si la maquina tiene muchas ranuras (mayor a 100), si la maquina no es grande no utilice valores grandes [31]. Los valores asumidos son

Tabla 3.4 Parámetros Asumidos para Diseño del Estator

Descripción	Simbología y rango
Voltaje De línea a línea o tensión de generación, depende del diseñador	$V_{LL} (0.4, 4.6, 6.9, 13.8 \dots) [kV]$
Voltaje de fase	$V_f = \frac{V_{LL}}{\sqrt{3}} [kV]$
Ancho de apertura de ranura	$W_{so} [mm]$
Altura de ranuras inicial de ranura	$h_{so} \approx W_{so} [mm]$
Altura de cuña de ranura	$h_{sw} [mm]$
Factor de ancho del diente a ranura	$K_{ts} = [0.85 - 1.15]$
Factor distancia entre cuerpo polo y yugo estator	$K_{pbsy} = [0.5 - 1.5]$

Factor altura de yugo estator	$K_{sys} = [0.3 - 0.83]$
Factor de relleno de devanado armadura	$K_{af} = [0.33 - 0.66]$
Superficie y densidad de corriente del conductor	$S_A [mm^2], \quad J_A \left[\frac{A}{mm^2} \right]$

Al igual que en el rotor, lleve los valores como D_{is} a [mm], Tal que los parámetros que se pueden aproximar son:

- D_{st} : Diámetro a pate superior de ranura $D_{st} = D_{is} + 2 * (h_{so} + h_{sw}) [mm]$
- θ_{st} : Ángulo de superficie por ranura $\theta_{st} = \frac{\alpha_s}{1 + K_{ts}} [^\circ \text{ mecanico}]$
- W_{st} : Anchura inferior de ranura $W_{st} = D_{st} * \tan \left(\frac{\theta_{st}}{2} \right) [mm]$
- W_{sw} : Anchura de cuña de ranura $W_{sw} = \frac{W_{st} - W_{so}}{2} [mm]$
- h_{sy} : Altura de yugo de estator $h_{sy} = \frac{W_{pb} * K_{pbsy}}{2} [mm]$
- h_s : Altura de ranura $h_s = h_{sy} * K_{sys} [mm]$
- θ_{sei} : Ángulo de inclinación de ranura $\theta_{sei} = \frac{\alpha_s}{2} [^\circ \text{ mecanico}]$
- W_{sb} : Anchura inferior de ranura $W_{sb} = W_{st} + 2 * h_s * \tan(\theta_{sei}) [mm]$
- D_{es} : Diámetro externo de estator $D_{es} = \frac{D_{st} + 2 * h_s + 2 * h_{sy}}{1000} [m]$
- S_s : Superficie de ranura trapezoidal $S_s = \frac{h_s * (W_{sb} + W_{st})}{2} [mm^2]$
- T_A : Número de vueltas en armadura por fase (análisis de vacío) $T_A = \frac{Vf * 1000}{\sqrt{2} * \pi * fr * K_w * \frac{\phi_{pb}}{1000}} [vueltas]$
- T_{AC} : Número de vueltas en armadura por bobina $T_{AC} = \frac{T_A}{Nb * N_{Cs}} [vueltas]$
- S_A : Superficie de conductor de armadura $S_{Ac} = \frac{S_s}{T_{AC} * N_{CP}} [mm^2]$
- I_A : Corriente de Armadura $I_A = S_{Ac} * J_A \left[\frac{A}{mm^2} \right]$

- S_a : Potencia aparente entregada por generador

$$S_a = \sqrt{3} * V_{LL} * I_A$$

Se recomienda que el número de vueltas T_A y T_{AC} sean números enteros pares y que una vez calculado la superficie de conductor de devanado armadura lo aproxime a la superficie de conductor más cercano y vuelva a calcular el número de vueltas correspondientes T_A y T_{AC} , se presenta una tabla guía de resistencia por conductor, sin embargo el diseñador debe elegir con qué tipo de conductor trabaja y saber cuál es el nivel de corriente máximo que soporta, esto con el fin de evitar sobrepasar el límite permitido y así evitar mayores pérdidas en generador, que se traduce en una baja eficiencia de la maquina y es más propensa a daños.

Tabla 3.5 Resistencia de Conductor Cobre Flexible a Distintas Temperaturas [UNE EN 60228]

Sección	Cobre (flexible, clases 5 o 6)			
	Diámetro máximo de conductor*	Resistencia (cc, 20 °C)*	Resistencia (ca, 70 °C)	Resistencia (ca, 90 °C)
	mm	Ω/km	Ω/km	Ω/km
0,5	1,1	39	46,66	49,73
0,75	1,3	26	31,11	33,15
1	1,5	19,5	23,33	24,86
1,5	1,8	13,3	15,91	16,96
2,5	2,4	7,98	9,55	10,18
4	3	4,95	5,92	6,31
6	3,9	3,3	3,95	4,21
10	5,1	1,91	2,29	2,44
16	6,3	1,21	1,48	1,54
25	7,8	0,78	0,934	0,995
35	9,2	0,554	0,663	0,707
50	11	0,386	0,463	0,493
70	13,1	0,272	0,326	0,348
95	15,1	0,206	0,248	0,264
120	17	0,161	0,195	0,207
150	19	0,129	0,157	0,167
185	21	0,106	0,13	0,138
240	24	0,0801	0,1	0,106
300	27	0,0641	0,082	0,086

3.3.6 Diseño A Plena Carga

Valores asumidos para esta sección:

Tabla 3.6 Parámetros Asumidos para el Diseño a Plena Carga

Descripción	Variables
Resistencia por km en conductor de campo	r_{Fkm}
Resistencia por km en conductor de campo	r_{Akm}
Temperatura de referencia	$T_{ref} = 20 [^{\circ}C]$
Temperatura de operación normal del generador	$T_{op} = 100 [^{\circ}C]$

El valor de resistencia por km, corriente máxima de soporte, entre otros, lo puede encontrar en las tablas típicas de conductores en base a su diámetro o superficie.

Se realiza un análisis aproximado, bajo una suposición a carga completa, lo calculado solo es con fines de tener una idea de la potencia eléctrica generada, existe un error aproximado del 10% para generadores mayores a 1MW y conforme aumente la potencia no debe aplicarse el siguiente procedimiento ya que no deben despreciarse las inductancias de los devanados y otras variables de importancia[31]:

- ϕ_{pb_fl} : Flujo en polo en plena carga

$$\phi_{pb_fl} = \frac{T_F * I_{Fmax}}{\frac{R_{ag}}{2}}$$

- TE_{an} : Tensión de inducido por fase

$$E_{an} = \sqrt{2} * \pi * T_A * fr * K_w * \frac{\phi_{pb_fl}}{1000} [V]$$

- d_s : Arco de dos ranuras de la misma bobina

$$d_s = (D_{st} + h_s) * \frac{\alpha_b}{p}$$

- L_{At} : Longitud total de una vuelta por bobina en armadura

$$L_{At} = \left(2 * \frac{\pi * d_s}{2} \right) + 2 * L_S$$

- R_{aref} : Resistencia de fase armadura

$$R_{aref} = (L_{At} * T_A * r_{Akm} * 10^{-6})$$

- R_A : Resistencia de fase armadura en operación nominal $R_A = R_{aref} * \left(\frac{243.5 + T_{op}}{243.5 + T_{ref}} \right)$
- L_{Fc} : Longitud total de una vuelta en polo de devanado campo $L_{Fc} = \left(2 * \pi \frac{(W_{pb} + W_{pbc})}{2} \right) + (2 * L_S)$
- R_{aref} : Resistencia de campo $R_{aref} = (L_{Fc} * T_F * r_{Fkm} * 10^{-6})$
- R_F : Resistencia de campo en operación nominal $R_F = R_{aref} * \left(\frac{243.5 + T_{op}}{243.5 + T_{ref}} \right)$
- B_{st} : Densidad de flujo en diente de armadura en full load $B_{st} = \frac{B_{pb}}{\left(1 - \frac{\theta_{st}}{\alpha_s} \right) * 0.85}$

3.3.7 Parámetros de Devanado Amortiguador

Factores para utilizar en este diseño:

Tabla 3.7 Parámetros Asumidos del Devanado del Amortiguador

Factor de devanado de amortiguador	$K_{Dp} = [0.8 - 1.2]$
Factor de porción total de cobre de armadura por barra	$K_{Ds} = [0.07 - 0.3]$

De tal manera que realizamos un diseño de las barras del devanado de amortiguado

- α_d : Angulo de barras de amortiguado $\alpha_d = \alpha_s * K_{Dp}$
- N_{Db} : Numero de barra de amortiguado $N_{Db} = \frac{\alpha_{pm} * K_{ap}}{\alpha_d}$
- S_{at} : Fracción de superficie total de conductor armadura $S_{at} = S_s * N_{rs} * K_{af}$
- S_{Db} : Superficie de la barra amortiguadora $S_{Db} = \frac{S_{at} * K_{Ds}}{N_{Db} * p} [mm^2]$
- D_{Db} : Diámetro de la barra amortiguadora $D_{Db} = \sqrt{\frac{4}{\pi} * S_{Db}} [mm]$

3.3.8 Pérdidas en Devanados

Finalmente calculamos el aproximado de pérdidas que se tienen en el devanado de campo y de armadura, con el valor de las resistencias y corrientes aproximadas de ambos devanados[31].

$$\begin{array}{ll} \text{Pérdidas en devanado de armadura} & P_{Ac} = 3 * R_A * I_A^2 [kW] \\ \text{Pérdidas en devanado de campo} & P_{Fc} = R_F * I_F^2 [kW] \end{array}$$

Con esto finaliza el diseño de todos los componentes descritos en este documento, los resultados de este proceso, así como todas las variables, factores y constantes usadas a lo largo de esta metodología de dimensionamiento, se verifican en las imágenes del resultado de diseño.

En palabras del propio autor se recomiendan algunos pasos a seguir para un buen diseño:

1. Diseñe el rotor y ajuste parámetros de campo
2. Se la densidad de flujo no es buena, redefina el diseño de rotor
3. Diseñe de estator y parámetros de armadura
4. Compruebe la potencia a la estimada, recuerde trabajar con un grado de error aceptable, sin embargo, si no es lo esperado, redefina el largo del núcleo o superficie de ranura, si aún tiene problemas de diseño, redefina todo nuevamente.
5. Si la potencia es la esperada, recalcule los parámetros de devanado campo y armadura a valores nominales estimados.
6. Calcule la reactancias y resistencias, simule en elementos finitos y ajuste a valores requeridos de voltaje.
7. Estime el devanado de amortiguamiento (dampers) y pérdidas aproximadas en devanados.

Eso es todo lo que, en base a la aplicación de los conceptos de la referencia [31], se registra en este proyecto.

3.3.9 Cálculos para la curva de Capacidad.

Para definir la curva de capacidad se necesitan de ciertos valores de los calculados y esperados de la metodología utilizada. Datos recopilados de elementos finitos y código MATLAB:

Tabla 3.8 Valores usados para calculo de curva de capacidad del generador sincrónico

Descripción	Variable
Voltaje en terminales	V_{LL}
Potencia aparente de la maquina	S
Factor de potencia	fp
Corriente de armadura	I_a
Voltaje de inducido	E_{an}
Reactancia síncrona	$X_s = X_d + X_p$

Hallamos el ángulo por medio del factor de potencia del generador

$$\theta = \arccos(fp)$$

Hallamos el voltaje por fase:

$$V_f = \frac{V_{LL}}{\sqrt{3}}$$

Hallamos el voltaje de inducido al valor de la corriente de armadura determinada:

$$E_{an} = V_f + I_a * X_s$$

Diagrama fasorial

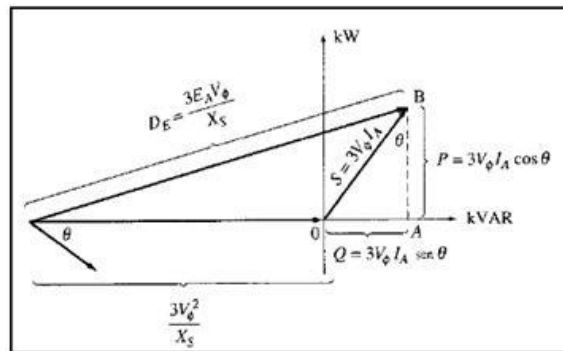


Figura 3.9 Diagrama Fasorial para Curva de Capacidad

Hay que recordar que teóricamente el valor del voltaje en terminales es contante y este depende de la corriente de armadura y el voltaje de inducido, ya que la impedancia síncrona es característica de la máquina,

utilizando y conociendo dichos valores aproximados por elementos finitos, tablas o cálculos de tanteo, el diseñador puede profundizar en la estimación del resto de parámetros asociados a la máquina.

Ahora hallamos los parámetros para la gráfica de la curva de capacidad. En las fórmulas típicas de potencia, hay que recordar que se utiliza las notaciones correspondientes de conexión estrella, pero aplica realmente para ambos (también delta) si se trabaja con las notaciones correspondientes de valores de fase o línea ya sea de voltaje o corriente, hago hincapié del concepto por la confusión que algunas veces se produce por la forma de calcular las potencias y la forma de asumir las corrientes y voltajes.

$$D_E = \frac{3 * E_a * V_f}{X_s} \quad \wedge \quad D_v = \frac{3 * V_f^2}{X_s}$$

Potencia Aparente de Salida:

$$S = 3 * V_f * I_n$$

Potencia Real de Salida:

$$P = 3 * V_f * I_n * \text{Cos}(\theta)$$

Potencia Reactiva de Salida:

$$Q = 3 * V_f * I_n * \text{Sen}(\theta)$$

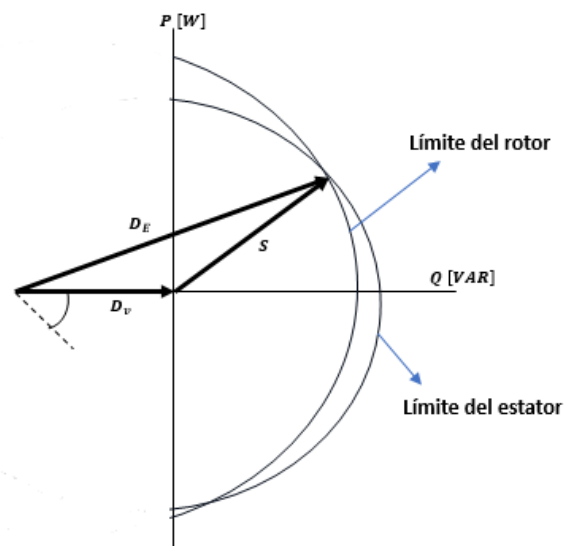


Figura 3.10 Resultado de la Curva de Capacidad

CAPÍTULO 4

4. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En este capítulo se exponen los resultados de manera clara y organizada, donde se pudo comprobar el diseño de las componentes realizado tanto por cálculo utilizando MATLAB como por medio del software de elementos finitos.

Como se menciona en el capítulo 3, para comenzar el diseño se necesitan de las variables medidas en campo sobre la superficie, caudales, velocidades, entre otros, necesarios para correr el código y empezar el proyecto, estas son:

Tabla 4.1 Valores de entrada al sistema para diseño

DESCRIPCION	VARIABLE	UNIDAD	VALOR
Punto de la toma de embalse sobre el nivel del mar	z_1	m	116
Punto de instalación de turbina sobre el nivel del mar	z_2	m	90
Punto de descarga al rio sobre el nivel del mar	z_3	m	85
Caudal de diseño máximo	Q_d	m^3/s	30
Caudal de Equipamiento o caudal medio al año	Q_{equi}	m^3/s	30
Velocidad de rio aguas abajo del embalse	V_3	m/s	2
Longitud de tubería	L	m	65
tiempo estimado en horas de funcionamiento de minicentral	t	h	8
Gravedad	g	m/s	9.81
Factor de potencia de la minicentral	fp	--	0.9
frecuencia de red	fr	Hz	60

De tal manera, obtenemos los resultados de dimensionamiento de los tres componentes mencionados comparados con las simulaciones de software de elementos finitos recopilando los datos más importantes.

4.1 Tubería de Presión

Se proporcionó una tabla de variables configuradas y resultados esperados, comparando lo calculado y lo diseñado en elementos finitos.

Tabla 4.2 Resultados de Tubería de Presión

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN					
VARIABLE	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MATLAB	ANSYS	% ERROR
D	m	Diametro interior	2,50	2,5	--
L	m	Longitud de la tubería	65,00	65	--
P2	Pa	Presión 2	199365,70	199365,7	--
Hb	m	Salto Bruto	31,00	31,07	0,23
V2	m/s	Velocidad de fluido en tubería	6,11	6,26	2,42
Qd	m ³ /s	Caudal De Diseño	30,00	30,73	2,43

Utilizando los parámetros civiles obtenidos en el código de MATLAB, se configuró el escenario previsto para obtener el caudal de diseño mediante la simulación del software de elementos finitos. Los resultados demostraron una similitud notable, con una divergencia máximo de un 2.5% con respecto a las expectativas calculadas.

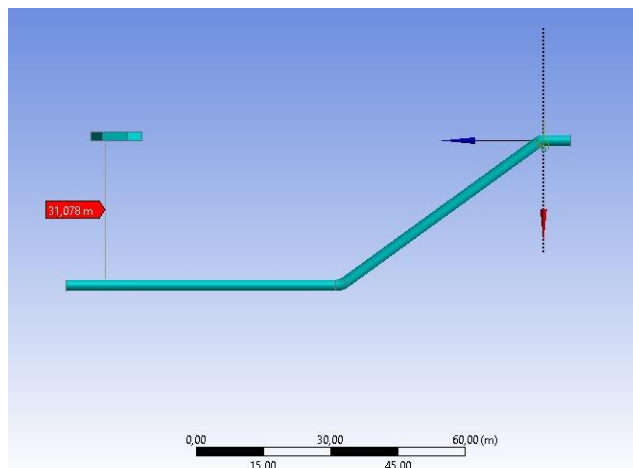


Figura 4.1 Salto Bruto de Tubería de Presión Configurado

La imagen anterior adapta la altura de diseño (salto bruto estimado) para el análisis del comportamiento del fluido en la tubería. Bajo dichas condiciones y al analizar los cálculos teóricos, se estimó que presenta un porcentaje de pérdida similar o igual al calculado cercanas al 12%.

Has elegido un Diametro interno	D = 2.50
Salto Bruto	Hb = 31.000 [m]
Porcentaje de pendiente	m = 47.692 [%].
Velocidad en Tuberia y entrada a turbina	v2 = 6.112 [m/s]
- Perdidas en Tuberia:	
Perdidas de Entrada en Tuberia	he = 0.952 [m]
Perdidas por Friccion en Tuberia	hf = 0.517 [m]
Perdidas por valvula en Tuberia	hv = 2.284 [m]
Perdidas totales en tuberia de presion	ht = 3.753 [m]
Porcentaje de perdida, aceptable [4% - 12%]	perdidas = 12.11 [%]

Figura 4.2 Resultados Obtenidos en el Código MATLAB

Bajo análisis de la ecuación de Bernoulli, pérdidas y porcentajes que han sido detallada de mejor manera en el capítulo anterior, corroboramos de manera simple el comportamiento del fluido en la tubería. Esto se llevó a cabo al considerar casi a pie de presa y siendo una tubería de longitud corta.

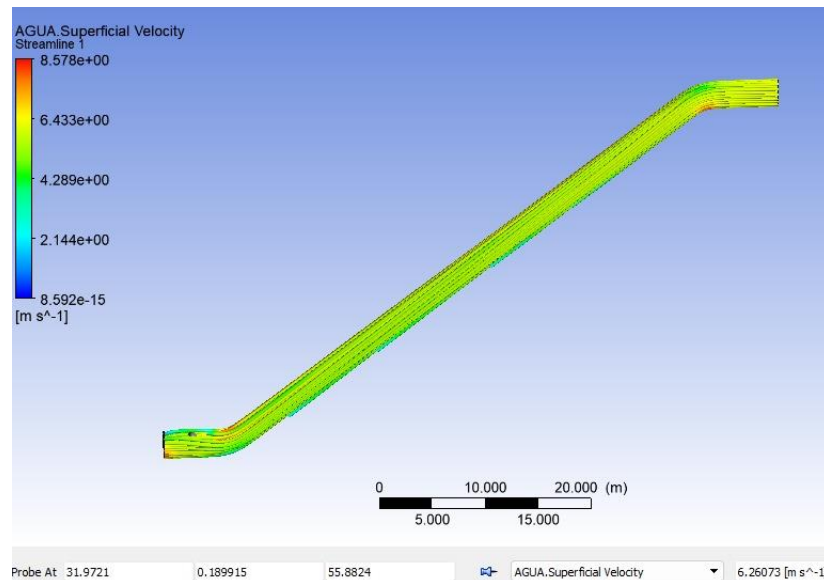


Figura 4.3 Resultado de la Velocidad en la Tubería por Software de Elementos Finitos

Es importante a destacar que, al haber sido una tubería corta, de diámetro considerable, y caudal medio considerable, el fluido tenía un comportamiento poco turbulento. Por esta razón las pérdidas por fricción fueron mínimas (h_f de 0.51m). Además, al observar la gráfica de velocidades, se identificó que la media se situaba entre 6.4 m/s y 5 m/s según el análisis de elementos finitos.

El resultado obtenido de la velocidad a través de la simulación del software de elementos finitos en toda la tubería fue de 6.26 [m/s] obteniendo un resultado bastante aproximado a lo que se halló en el código de MATLAB, que fue de 6.112

[m/s]. De esta manera, se obtuvo un error de 2.42 % tal como se puede apreciar en la tabla 4.1, lo cual es bastante aceptable. Las consideraciones importantes durante la simulación fueron:

- Diámetro de la tubería, el aumentar o disminuir su valor afecta la rapidez del fluido.
- La altura bruta y longitud de tubería afectan a las pérdidas de altura, el comportamiento turbulento del fluido y la sobrepresión por golpes de ariete.
- La entrada, codos, bifurcaciones y material de la tubería afectan a las pérdidas de altura y rendimiento de la tubería.
- El caudal estimado, la altura neta y las pérdidas de altura afectan directamente a la potencia extraíble de la tubería de presión.

La potencia estimada aprovechada por tubería bajo cálculos fue de 7 MW, y al comparar las variables de mayor relevancia, intuimos que el resultado por simulación no difiere de grandes cantidades y será cercano a dicho valor de potencia. Es importante recordar que inicialmente se asumieron ciertas constantes como pérdidas de entrada, pérdidas en la válvula, rugosidad del material, entre otros, que afectan significativamente un resultado real de diseño en campo, sin embargo, no dejó de ser aproximado, tal que permita otros estudios de estrés hidráulico y demás temas mecánicos. Finalmente se validó el diseño de tubería y da paso a el siguiente diseño de turbina hidráulica.

4.2 Turbina Hidráulica Kaplan

Se presentó una tabla de resultados aproximados comparativos de las velocidades, junto con ligeras variaciones en el diseño final de elementos finitos. Se destaca que, bajo el cálculo matemático, la mayoría de las variables eran de carácter civil para su análisis hidráulico. No obstante, en este apartado, solo se detalló el comportamiento del fluido en la turbina.

Tabla 4.3 Resultados de la Turbina Hidráulica Kaplan

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TURBINA HIDRÁULICA					
VARIABLE	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MATLAB	ANSYS	% ERROR
DM	m	Diámetro exterior a palas del rodete	1,891	1,891	--
Dm	m	Diámetro del rodete	0,853	0,853	--
c1	m/s	Velocidad absoluta de entrada y salida	15,089	15,360	1,796
u	m/s	Velocidad tangencial de entrada y salida	35,662	35,810	0,415
ws	rad/s	Velocidad angular	37,699	37,874	0,465
Ns	rpm	Velocidad síncrona de turbina	360,000	361,6714021	0,464

Las variables de mayor interés encontradas fueron: velocidad absoluta de salida del distribuidor, velocidad tangencial de entrada y salida, y la velocidad angular síncrona. Los resultados fueron muy próximos con respecto a las cantidades analizadas, considerando ciertos supuestos que se detallaron en el capítulo anterior y en parte de los anexos.

Primero se realizó el diseño de la turbina hidráulica Kaplan obteniendo como resultado lo siguiente:

- Dimensiones de rodete de Turbina Kaplan:

Coeficiente de velocidad periférica o tangencial	Ku = 1.548
Diámetro exterior de las palas del rodete	DM = 1.891 [m]
Diámetro de rodete	Dm = 0.853 [m]
Radio de rodete	rm = 0.426 [m]
Desde centro de turbina a final de la misma	Hm = 1.099 [m]
Desde centro de C. espiral a centro de turbina	Hl = 0.765 [m]
Altura de Alabe	Hal = 0.621 [m]

Figura 4.4 Resultados Obtenidos del Dimensionamiento del Rodete de la Turbina Kaplan en MATLAB

Así, procedimos al programa de diseño 3D para luego llevarlo al análisis de elementos finitos de lo calculado mediante código.

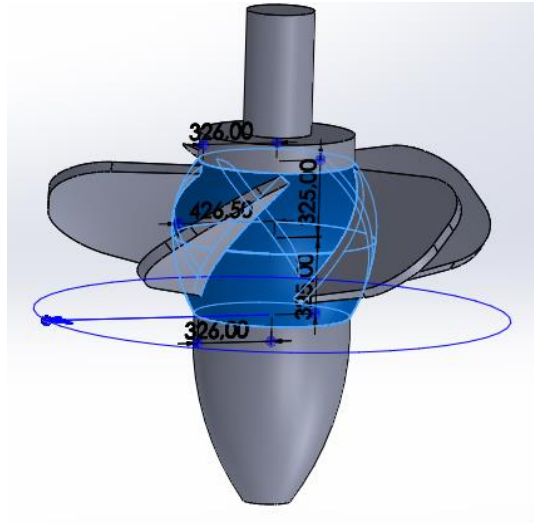


Figura 4.5 Diseño de la Turbina Hidráulica Kaplan en SOLIDWORKS

Se llegó a este resultado en el cual se usó el software SOLIDWORKS por cuestiones de comodidad y facilidad para realizar el diseño.

- Analisis inicial de incidencia de fluido en alabe

velocidad absoluta salida de distribuidor	$c1 = v2 * \epsilon = 15.089$ [m/s]
velocidad tangencial de entrada y salida	$u = u1 = u2 = 35.662$ [m/s]
angulo tangencial de incidencia	$\alpha1 = 62.718$ [°]
angulo tangencial de salida	$\alpha2 = 90.000$ [°]
angulo de deslizamiento de fluido en entrada	$\beta1 = 25.011$ [°]
angulo de deslizamiento de fluido en salida	$\beta2 = 20.609$ [°]
velocidad meridional de entrada y salida	$c1m = c2m = c2 = 13.411$ [m/s]
velocidad angular sincrona	$w = 37.720$ [rad/s]
velocidad absoluta resultante	$c1ue = 6.917$ [m/s]
eficiencia de turbina	$\eta_{tk} = 0.930$
espacio libre entre alabes	$t_{al} = 1.331$ [m]
aproximacion de iteracion	$z_i = 4$
Delta entre radios para secciones	$dr = 0.130$ [m]

Figura 4.6 Resultados de Incidencia de Fluido en Álabes

Recordemos algo importante, la masa de agua constante que golpea a los alabes era de tal magnitud que la velocidad del fluido se consideraba la misma que experimentarían la turbina debido al movimiento de sus alabes. Este fue el motivo fundamental para llevar a cabo el análisis del fluido.

Las variables para comparar eran la velocidad absoluta de salida del distribuidor y la velocidad tangencial de entrada y salida en los alabes, siendo esta última la resultante de su velocidad angular. Además, se podía influir en los ángulos de entrada y golpe de rodete. Con estos parámetros, comprobábamos la incidencia

del fluido en los alabes. Al realizar la simulación en el software de elementos finitos, se esperaba que el resultado fuera igual o aproximado, asumiendo que el fluido ganó velocidad en el distribuidor.

Se realizaron las configuraciones de velocidad de la turbina con una velocidad síncrona de 360 rpm y una velocidad de entrada de 15 m/s. Se analizaron las variaciones del fluido en su recorrido por la turbina.

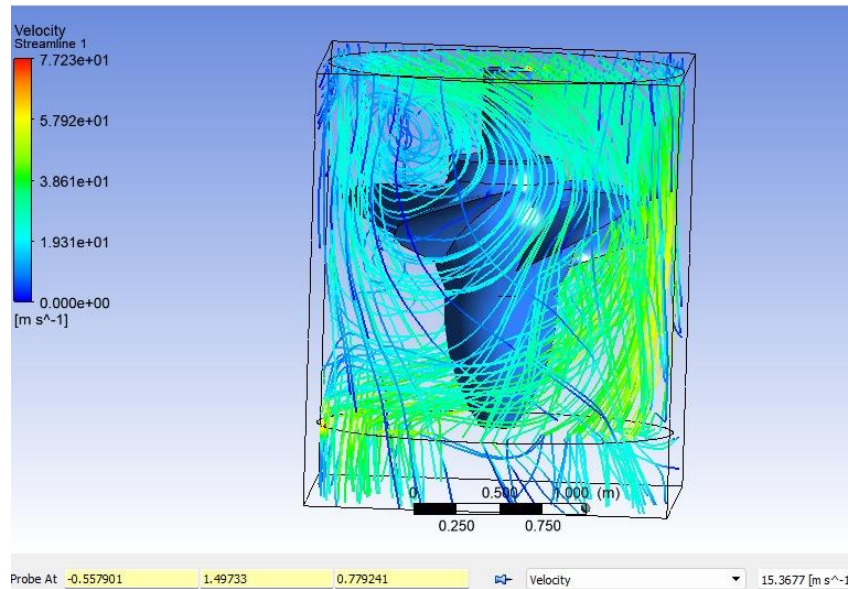


Figura 4.7 Velocidad Absoluta de Salida del Distribuidor hallado en Software de Elementos Finitos

Para este primer análisis, se comprobó que la velocidad de salida del rodete era igual a la velocidad de salida del distribuidor, tomando un punto en la parte inferior de la turbina, y el software de elementos finitos arrojó un resultado de $c_1 = 15.360$ [m/s]. Al compararlo con el valor calculado en MATLAB, el resultado fue aproximado, $c_1 = 15.089$ [m/s], se obtuvo un error del 1.8%.

El giro de la turbina provocó vórtices de agua que podrían haber sido perjudiciales para el rendimiento de la máquina, especialmente si existía un retorno de fluido debido al golpe. Por lo tanto, mantener una velocidad constante de salida era un buen indicador para evitar este tipo de problemas.

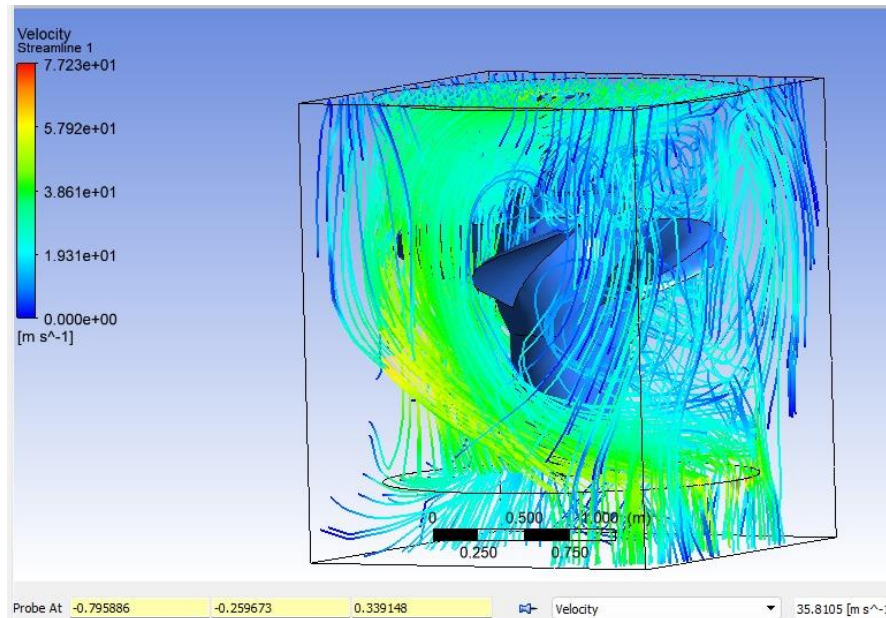


Figura 4.8 Velocidad Tangencial de Entrada y Salida en el Software de Elementos Finitos

Para este segundo análisis, se comprobó la velocidad tangencial de entrada y salida en los alabes, tomando varios puntos, y se determinó que la velocidad media era de $u = 35.8153$ [m/s]. De manera similar, fue bastante aproximada al valor calculado en MATLAB, que fue de $u = 35.662$ [m/s], obteniendo un error del 0.415%.

Finalmente, se comprobó la velocidad síncrona angular. A través del código de MATLAB, se obtuvo un resultado de $\omega_s = 37.699$ [rad/s], mientras que, utilizando el software de elementos finitos, se realizó un cálculo matemático multiplicando la velocidad tangencial por dos y dividiéndola por el diámetro exterior de las palas del rodete, dando como resultado $\omega_s = 37.84$ [rad/s]. El error obtenido fue del 0.465%, demostrando de esta manera que los resultados eran óptimos.

Nuevamente, el análisis del fluido validó de manera sencilla el modelo de la turbina hidráulica. Es relevante destacar que el software de elementos finitos requiere ingresar la velocidad de giro de la máquina como parámetro, de manera que simule el comportamiento del fluido de manera cercana al comportamiento real por la acción de su movimiento continuo.

4.3 Generador Síncrono de Polos Salientes

Una explicación inicial de este generador, con sus características básicas de diseño:

- Tipo polos salientes
- 20 polos a 360 rpm
- Conexión a doble capa, whole coil, conexión estrella.
- 120 ranuras
- Excitación a 10 A nominal, 85% de eficiencia nominal
- Voltaje en terminales (V_{LL}) configurado a 13.8 kV.
- Potencia activa estimada 9.35 MVA

El resto de los valores se configuraron en el software de elementos finitos de manera idéntica a los calculados, incluyendo el diseño del rotor y el estator. Estos valores específicos pueden encontrarse en la sección de anexos del documento. Los parámetros para comparar son los siguientes:

Tabla 4.4 Resultados del Generador Síncrono de Polos Salientes

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS DEL DISEÑO DEL GENERADOR SÍNCRONO					
VARIABLE	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MATLAB	ANSYS	% ERROR
Rb	--	Numero de ranura por polo	6	6	0,00
Tf	--	Numero de vueltas en devanado campo	4707	4700	0,15
TAc	--	Numero vueltas en devanado armadura por polo fase	24	20	16,67
Bpd	[T]	Densidad del flujo del cuerpo del polo	0,658	0,96	45,90
Ia	[A]	Corriente de armadura nominal	402	395	1,74
Ean	[kV]	Tensión de inducido de fase a valor estimado nominal	17,71	[9,81 - 20,62]	-----
Se	[kVA]	Potencia de salida del generador	9608	9350	2,69
Pe	[kW]	Potencia activa del generador	8647	8789	1,64
fp	--	Factor de potencia	0,9	0,94	4,44
Bst	[T]	Densidad del flujo en diente de ranura	1,185	1,44	21,51

Para la simulación de elementos finitos, se realizaron ligeras modificaciones, en particular, se redujo el número de vueltas de bobina por polo fase a un valor de 20, ya que inicialmente la potencia era mayor de lo esperado. Con este ajuste, se logró la potencia activa esperada, como se evidencia en los demás resultados. Analizaremos cada resultado a medida que avanzamos, respaldados por sus respectivas evidencias.

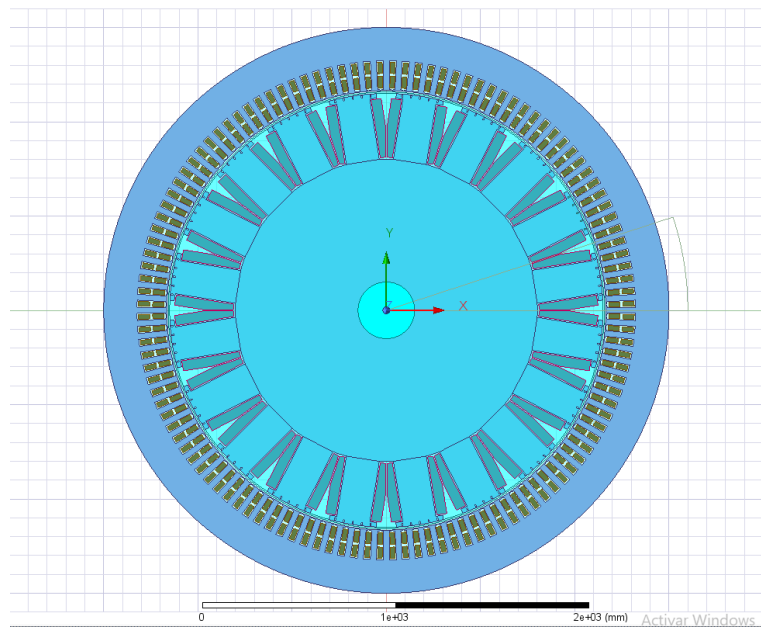


Figura 4.9 Esbozo en Elementos Finitos del Generador Síncrono de Polos Salientes

		Ansys Minerva		Learning and Support	
	Phase	Turns	In Slot	Out Slot	
Coil_1	A	10	1T	7B	
Coil_2	A	10	2T	8B	
Coil_3	-C	10	3T	9B	
Coil_4	-C	10	4T	10B	
Coil_5	B	10	5T	11B	
Coil_6	B	10	6T	12B	

Figura 4.10 Datos de Conexión Bobinas Polo Fase

Corroboramos lo especificado en esta pequeña tabla de conexión entre ranuras proporcionada por el software de elementos finitos. Se estableció una conexión de 6 ranuras por polo fase (interpretación +1) y una cantidad de 20 vueltas por cada fase.

4.3.1 Performance de la Máquina Síncrona

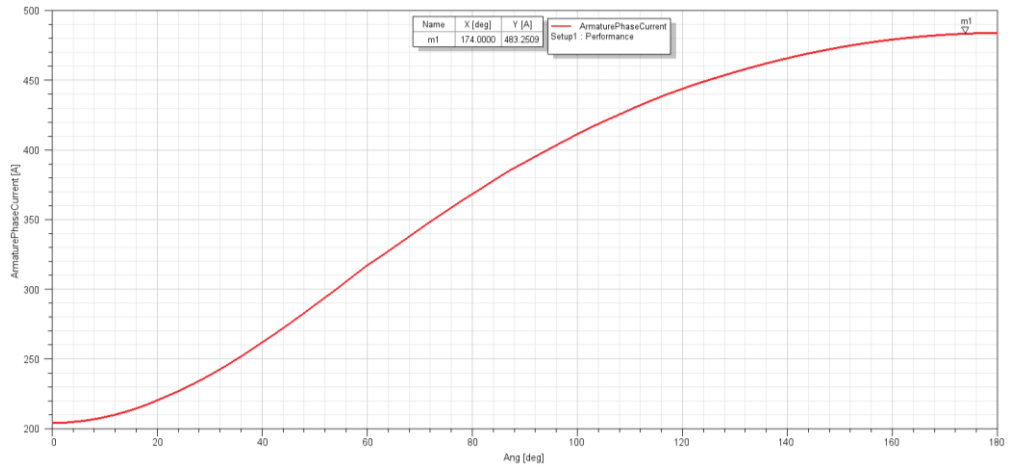


Figura 4.11 Corriente de la Máquina Síncrona

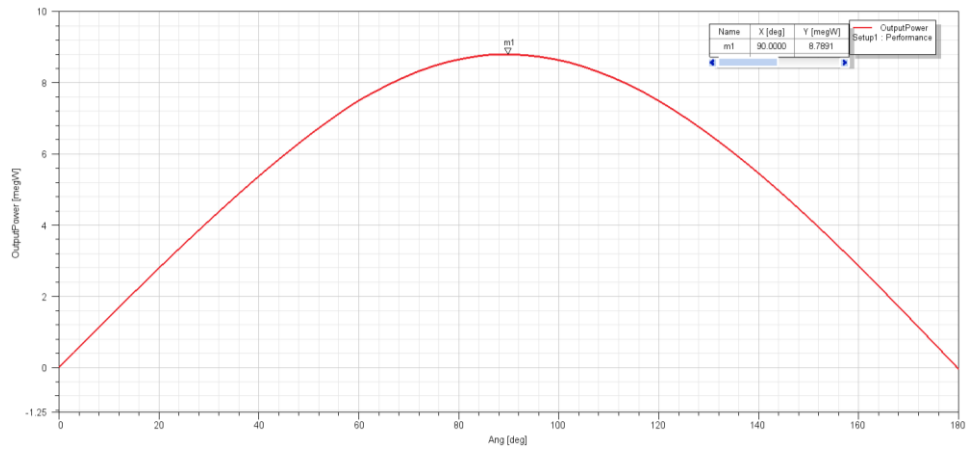


Figura 4.12 Potencia de la Máquina Síncrona

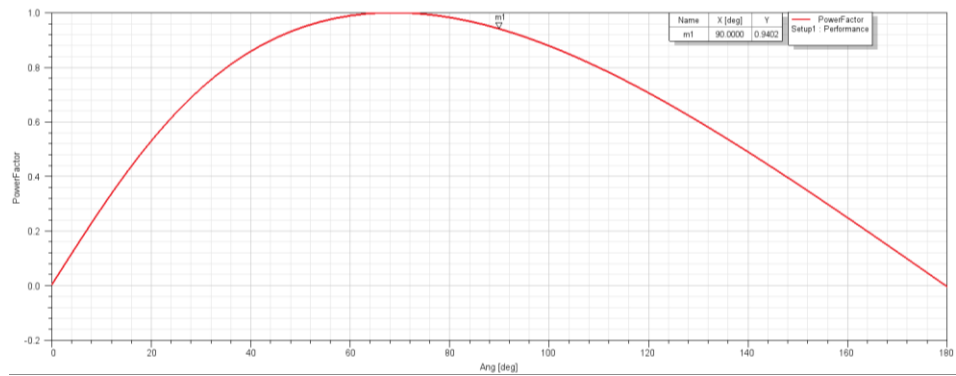


Figura 4.13 Performance del Factor de Potencia

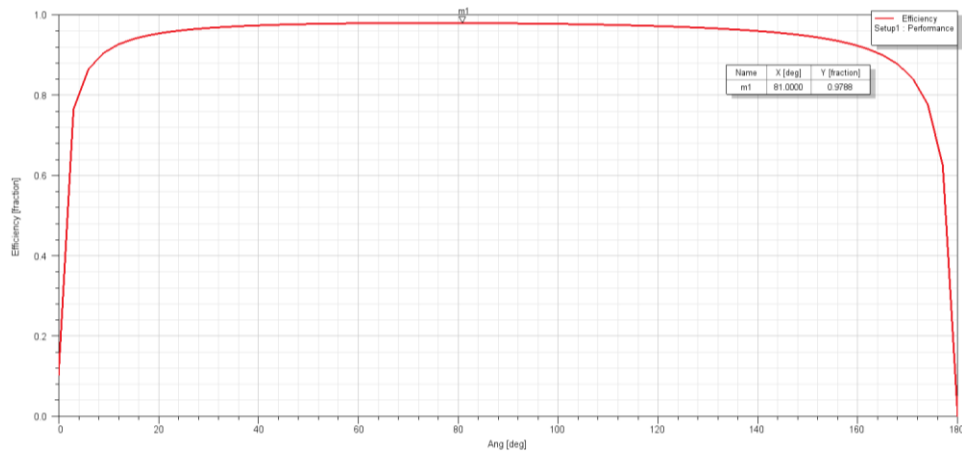


Figura 4.14 Performance de Eficiencia de la Máquina Síncrona

De los resultados evidenciados respecto del comportamiento de la máquina en el aspecto mecánico (polo a polo), observamos que en el punto coincidente de mayor generación con una potencia de 8.798 [MW] a un ángulo de 90°, la corriente alcanza aproximadamente los 395 [A], la cual consideraremos como nominal. De manera coincidente, con el mismo ángulo, el factor de potencia es de 0.94, indicando una alta eficiencia de la máquina síncrona.

$$S = \frac{P}{\cos(\theta)} = \frac{8.798[MW]}{0.94} = 9.359[MVA]$$

$$S = \sqrt{3} * V_{LL} * I_a \rightarrow V_{LL} = \frac{S}{\sqrt{3} * I_a}$$

$$V_{LL} = \frac{9.359 [MVA]}{\sqrt{3} * 395} = 13.67 [kV]$$

Fíjese que, al realizar el simple cálculo de estimación de potencia y despejar la variable de voltaje, obtuvimos el voltaje en terminales del generador, corroborando que se diseñó bajo ese parámetro.

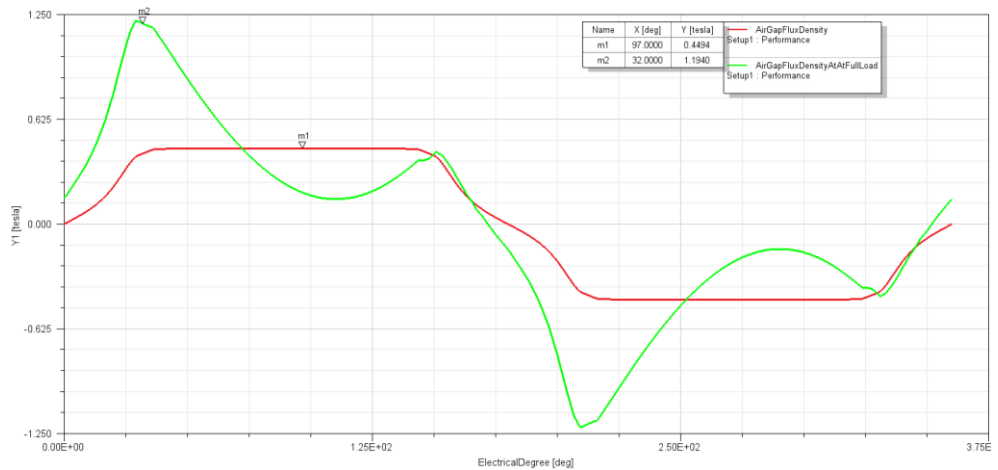


Figura 4.15 Densidad de Flujo de la Máquina

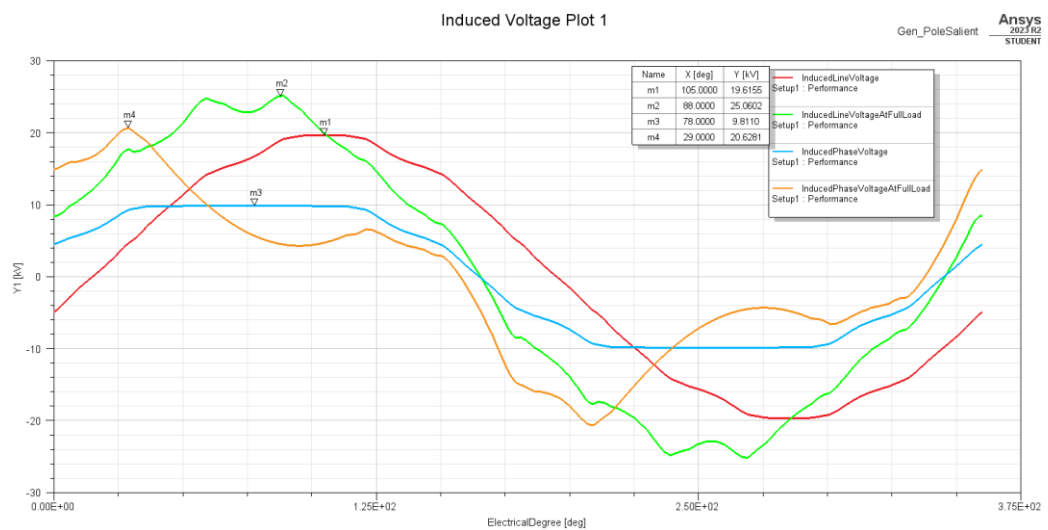


Figura 4.16 Voltaje Inducido

Notamos que los valores de densidad de flujo “B” tenían valores aceptables, los cuales debían ser corroborados por análisis de magnetismo del mismo programa. Además, observamos el desempeño del voltaje de inducido de fase y línea. Es importante recordar que el voltaje en terminales, en teoría, es constante y depende de la corriente de armadura y el voltaje de inducido para la obtención final de la potencia generada. El voltaje de inducido no presentaba una forma sinusoidal perfecta, evidenciando así el uso de transformadores y compensadores para mejorar la señal de salida, algo común en la generación eléctrica.

Recalco algo muy importante: el diseño es lo más aproximado al calculado para observar el desempeño de las variables importantes. No obstante, se puede optimizar el diseño para lograr valores más estables y una mejor eficiencia. Incluso se podría llegar a la potencia inicialmente calculada a partir de las estimaciones previas en la tubería y la turbina hidráulica. Simplemente se desea poner de manifiesto el desempeño de la metodología basada en las asunciones realizadas en el generador. Se aceptó el sobredimensionamiento de la potencia esperada del generador debido a consideraciones de mantenimiento y pérdidas a lo largo de su vida útil.

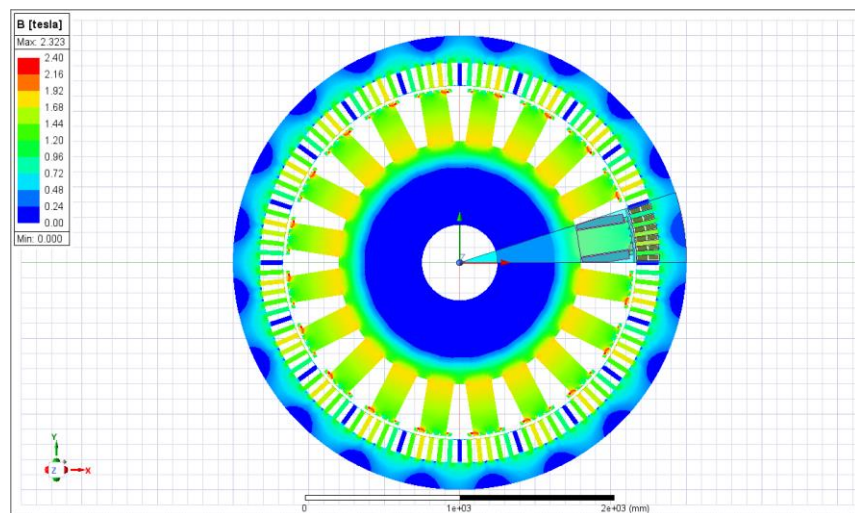


Figura 4.17 Densidad de Flujo en la Máquina Síncrona

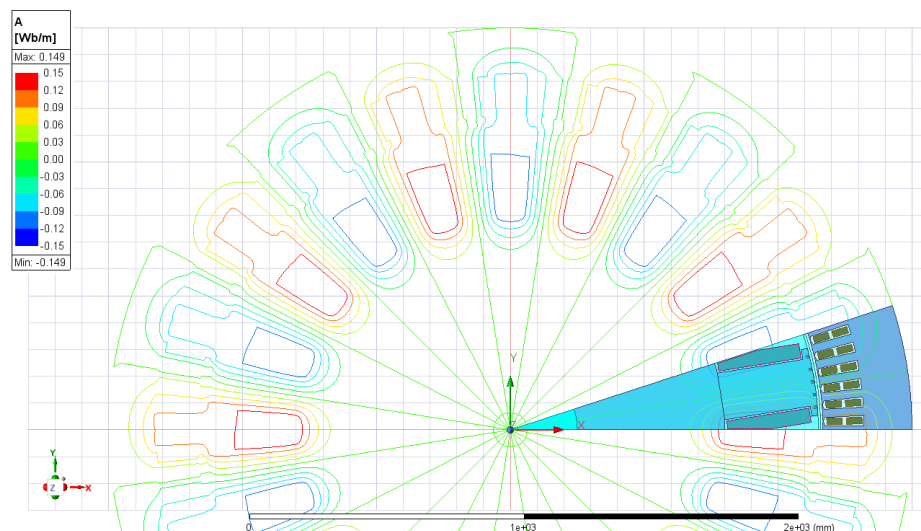


Figura 4.18 Líneas de Densidad de Flujo en la Máquina Síncrona

Las gráficas mostradas nos permiten entender el comportamiento del flujo y densidad de flujo en la máquina síncrona. Respecto a la densidad de flujo “B”, observamos un buen desempeño en operación nominal a 10 [A] de corriente de campo. Este valor, típicamente, debería trabajar entre 1 [T] y 1.7 [T]. Para un diseño aproximado, es un resultado aceptable, ya que se encuentra en el rango de aproximadamente 1 a 1.4 [T] y no sobrepasa los límites estándares. De igual manera, la gráfica del flujo entre el rotor y el estator presenta valores aceptables, teniendo una mayor incidencia en la interacción directa del polo con las ranuras del estator. Recuerde que, al final del caso, es el diseño más próximo a lo calculado.

4.3.2 Curva de Capacidad

Tabla 4.5 Resultados de los Valores de la Curva de Capacidad

Tabla Resultados de la Curva de Capacidad		
Variable	Descripción	Resultado
θ	Ángulo	19.95°
V_f	Voltaje de Fase	7967.43 [V]
X_s	Reactancia Síncrona	26.14 [Ω]
D_E	Vector que representa el voltaje inducido por voltaje de fase sobre impedancia síncrona	18.84 [MW]
D_v	Vector que representa el voltaje de fase sobre la reactancia síncrona	7.29 [MVAR]
S	Potencia Aparente de Salida	9.35 [MVA]
P	Potencia Real de Salida	8.79 [MW]
Q	Potencia Reactiva de Salida	3.19 [MVAR]

Con estos resultados, logramos representar gráficamente la curva de capacidad y obtener información valiosa del generador. Por ejemplo, nos permite visualizar los rangos de operación, evitando que el generador opere fuera de sus límites seguros y garantizando un funcionamiento estable. La curva muestra la máxima potencia que el generador puede suministrar en condiciones específicas. Esto es crucial para asegurar que el generador pueda manejar la carga máxima sin exceder sus límites de corriente, tensión o potencia reactiva. Además, la reactancia síncrona ha sido aproximada a desempeños de la máquina en función de los típicos análisis

de vacío y plena carga, siendo este valor también obtenido mediante análisis de elementos finitos.

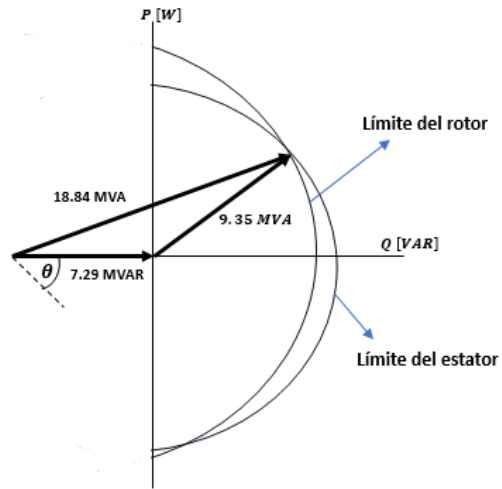


Figura 4.19 Curva de Capabilidad del Generador Síncrono

4.3.3 Circuito Equivalente

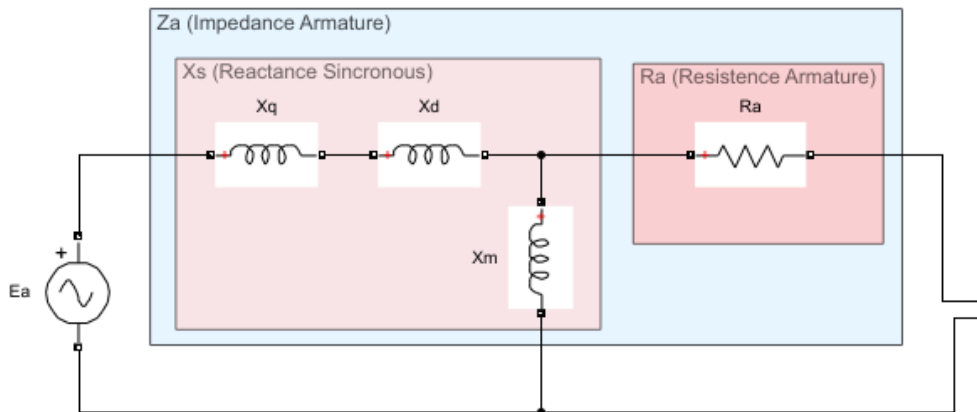


Figura 4.20 Circuito Equivalente del Estator

DIAGRAMA DE CIRCUITO EQUIVALENTE
 Generador Sincrono de Polos Salientes
 Mario Farias, Daniel Herrera

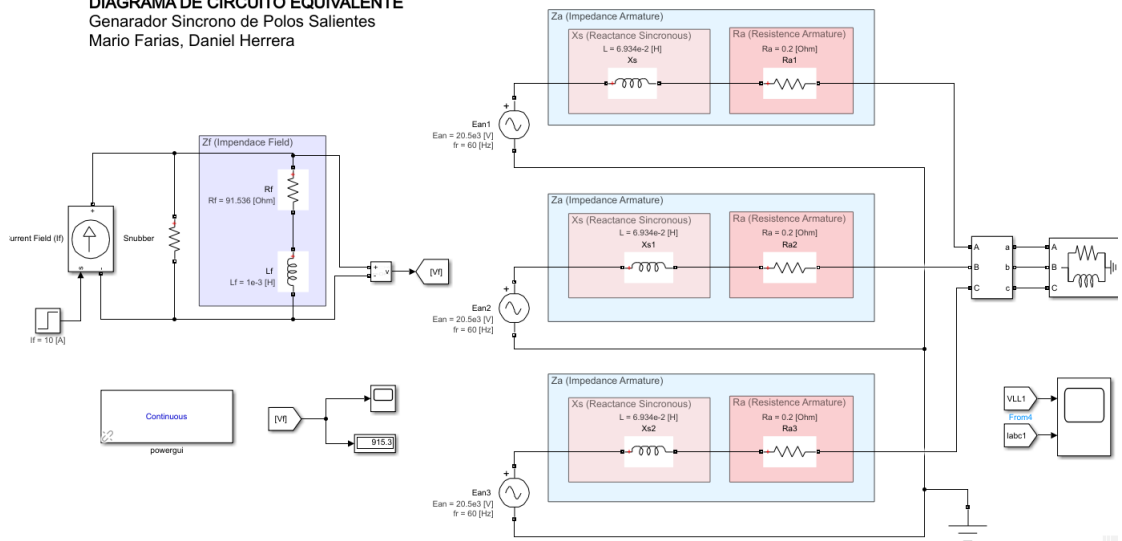


Figura 4.21 Diagrama del Circuito Equivalente

Se preparó una simulación simple en SIMULINK para evidenciar la aproximación del desempeño del generador a plena carga. En esta simulación se utilizó la reactancia síncrona estimada y la resistencia de armadura calculada, junto con el voltaje de inducido, la demanda máxima, la resistencia de armadura, entre otros. Se esperaba obtener una aproximación de corrientes y voltajes en terminales, los cuales fueron detallados en los análisis previos de elementos finitos y MATLAB.

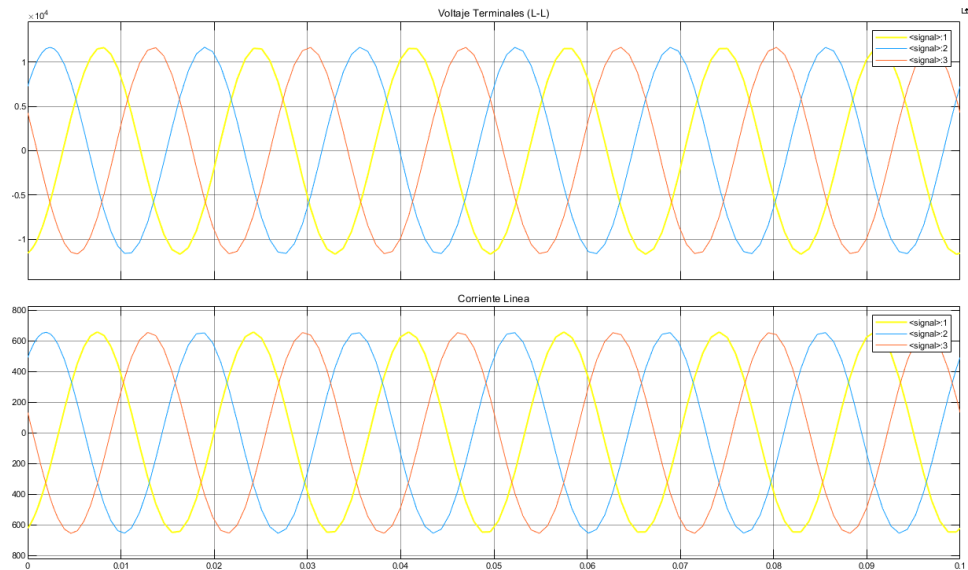


Figura 4.22 Análisis de Voltaje y Corriente en Plena Carga

Claramente, fue un análisis simple sin un entorno de saturación para estimar magnitudes. Bajo los parámetros especificados, se evidenció la obtención de un voltaje en terminales aproximado de 11.5 kV con una corriente máxima de carga de 605 [A]. Aunque este resultado presenta cierto porcentaje de error, para fines de aproximación, su desempeño se puede considerar idóneo teniendo en cuenta la metodología aplicada para su diseño. Este análisis también se puede corroborar en los resultados de elementos finitos.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

En base a los resultados obtenidos se concluye lo siguiente:

1. Se realizó el estado del arte los siguientes elementos: tubería de presión, turbina hidráulica y generador para el diseño básico de una minicentral, revisando los conceptos más importantes que nos proporcionó una base sólida para el desarrollo del proyecto, se compaginaron los tres componentes bajo una sola metodología de cálculo en un código matemático que conlleva procesos iterativos de convergencia y toma de decisión para una mejor interpretación y comprobación de los resultados mediante software de elementos finitos.
2. La comparación entre los parámetros de diseño obtenidos mediante el código en MATLAB y los ingresados en el software de elementos finitos para la tubería de presión y turbina hidráulica registran porcentajes de error menores al 5%, estos resultados se consideran aceptables, se obtuvieron variables de importancia como la velocidad de fluido y el caudal en la tubería de presión, estos resultados dieron 6.11 [m/s] y 30 [m³/s], la velocidad de giro de la turbina hidráulica fue de 360 [rpm], potencia estimada de 6.5 [MW] y demás dimensiones de dichos elementos.
3. Respecto al generador síncrono de polo salientes, bajo cambios mínimos de variables se logran cambios significativos de desempeño, los parámetros básicos más significativos son su velocidad síncrona de 360 [rpm], el número de polos fue de 20, la corriente de excitación fue 10 [A], tensión nominal de 13.8 [kV] y la potencia de generación fue 8.78 [MW] con un factor de potencia de 0.94, es crucial destacar que el diseño incorpora un sobredimensionamiento con respecto a la potencia estimada de los primeros elementos, por temas de desgaste de la máquina, asegurando la capacidad a lo largo de su vida útil.

Se presenta un resumen de las variables calculadas más importantes:

Tabla 5.1 Tabla de Resumen de Parámetros Relevantes

VARIABLE	DESCRIPCION	UNIDAD	VALOR
DISEÑO DE TUBERÍA DE PRESION			
D	Diámetro interior de la tubería de presión	m	2.5
V_2	Velocidad en la tubería de presión	m/s	6.12
$\%h_t$	Porcentaje de pérdidas totales en la tubería	$\%$	12.11
dH	Altura de sobrepresión por golpes de ariete	m	26.88
H_t	Caída total de la tubería de presión	m	57.88
H_n	Salto neto	m	27.05
DISEÑO DE TURBINA KAPLAN			
P_t	Potencia aprovechada por turbina	kW	6506
DM	Diámetro exterior a palas de rodete	m	1.89
N_e	Velocidad específica de la turbina	<i>adimensional</i>	470.8
N_s	Velocidad síncrona de la máquina	rpm	360
w	Velocidad angular síncrona	rad/s	37.72
N_{mx}	Velocidad de embalamiento	rpm	792
DISEÑO DE GENERADOR SINCRONO			
p	Polos totales de máquina	--	20
pp	Par de polos	--	10
E_g	Energía producida en "t" horas	kWs	50224
T_m	Par mecánico del generador	$N * m$	166528
GD^2	Factor de inercia o efecto volante	$T * m^2$	56.5
L_{ag}	Longitud de entrehierro (airgap)	mm	30
L_s	Longitud de estator	mm	650
D_{er}	Diámetro externo de rotor	mm	2300
I	Momento de inercia polar de masa giratoria	$kg * m^2$	14115
N_{rs}	Número de ranuras de estator	--	120
N_b	Bobinas por fase y polo	--	2
α_s	Ángulo mecánico de alcance por ranura	$^{\circ} mec$	3
α_p	Ángulo mecánico de paso por polo (angle pole pitch)	$^{\circ} mec$	18
T_F	Número de vueltas de devanado campo	---	4700
T_{AC}	Número de vueltas en armadura por bobina	---	20
I_A	Corriente de Armadura nominal	A	395
I_F	Corriente de excitación nominal	A	10
B_{PB}	Densidad de flujo en polo en plena carga	T	1.2
E_{an}	Tensión de inducido por fase a carga nominal	kV	9.81
V_{LL}	Tensión en terminales	kV	13.8
S_a	Potencia aparente del generador	kVA	9359
P_a	Potencia activa entregada por generador	kW	8798

5.2 Recomendaciones

Culminado este proyecto se recomienda lo siguiente:

1. Para el diseño de tubería de presión para temas de mini generación se recomienda tener un diámetro que este dentro de las perdidas reguladas menores al 10%, el uso de material como el acero para tener menores perdidas por rugosidad, así mismo el uso de válvulas, acople de entrada de tubería y numero de codos para evitar el aumento de las demás perdidas.
2. En la turbina hidráulica, se recomienda el diseño de distribuidor debe asegurar la dirección y velocidad del flujo a la entrada de la turbina mediante el diseño del número de alabes del componente, o si de no usar distribuidor, reducir el diámetro de la tubería en la salida para elevar la velocidad del fluido, tema que se puede analizar por igualdad de caudales en diferentes secciones.
3. En el generador en temas de diseño preliminar, su análisis está sujeto a mucha prueba y error para afinar los valores resultantes de desempeño, por tanto, una vez obtenido los parámetros de longitudes de rotor, estator, entrehierro, ranuras y polos, se recomienda la prueba y variación del número de vueltas en devanados, variación de los conductores respecto de su diámetro, variación de su corriente de excitación, como pruebas preliminares para evidenciar la distorsión y desempeño de la onda como producto, alcance de potencia y eficiencia, todo esto antes del diseño final para ensamblaje y entrega del generador síncrono de polos salientes.

REFERENCIAS

- [1] IDAE and APIA, "Minicentrales Hidroelectricas," IDAE, Madrid, Oct. 2006. Accessed: Nov. 10, 2023. [Online]. Available: https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_2.1.7_Minicentrales_hidroelectricas_125f6cd9.pdf
- [2] L. Cuesta and E. Vallarino, *APROVECHAMIENTOS HIDROELECTRICOS*, 2ª edicion. Madrid: IBERGARCETA PUBLICACIONES, 2015.
- [3] D. I. Medlycott, "Unique low-cost mini hydroelectric plant," *Power Engineering Journal*, vol. 1, no. 5, p. 291, 1987, doi: 10.1049/pe:19870053.
- [4] Y. Luo *et al.*, "Multibody dynamics analysis of a Kaplan turbine runner in full operating conditions," *J Energy Storage*, vol. 72, p. 108269, Nov. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.108269.
- [5] S. Peón Herrera, "DISEÑO Y SIMULACION DE UNA TURBINA KAPLAN MEDIANTE DINAMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL," Escuela Técnica Superior De Ingenieros Industriales Y De Telecomunicación, Cantabria , 2021. Accessed: Oct. 23, 2023. [Online]. Available: <https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/22073/435248.pdf?sequence=1>
- [6] G. B. Arechua, "Diseño hidráulico de la tubería de presión de la mini central hidráulica Huaura, distrito de Paccho, provincia de Huaura, Lima," Monografía Técnica, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Lima, 2018. Accessed: Nov. 10, 2023. [Online]. Available: https://cybertesis.unmsm.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12672/10569/Arechua_dg.pdf?sequence=5&isAllowed=y
- [7] Y. Itani, M. R. Soliman, and M. Kahil, "Recovering energy by hydro-turbines application in water transmission pipelines: A case study west of Saudi Arabia," *Energy*, vol. 211, p. 118613, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118613.
- [8] Emerson Fisher, *GUÍA DE VÁLVULAS DE CONTROL*, Quinta Edicion. Emerson Automation Solutions, 2017. doi: D101881X0ES.
- [9] Q. Edición, "GUÍA DE VÁLVULAS DE CONTROL," 2017.

- [10] J. Souček, P. Nowak, M. Kantor, and R. Veselý, “CFD as a Decision Tool for Pumped Storage Hydropower Plant Flow Measurement Method,” *Water (Basel)*, vol. 15, no. 4, p. 779, Feb. 2023, doi: 10.3390/w15040779.
- [11] D. Jiang, Q. Lu, Y. Liu, and D. Zhao, “Study on Pressure Transients in Low Pressure Water-Hydraulic Pipelines,” *IEEE Access*, vol. 7, pp. 80561–80569, 2019, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2923100.
- [12] T. P. Chen, X. Z. Wei, R. S. Bie, Y. Li, T. Zhang, and Y. X. Liu, “A Numerical Study on the Energy Dissipation Mechanisms of a Two-Stage Vertical Pump as Turbine Using Entropy Generation Theory,” *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 17, no. 1, Jan. 2024, doi: 10.47176/jafm.17.1.2010.
- [13] C. Liu *et al.*, “Study on Pressure Pulsation and Force Characteristics of Kaplan Turbine,” *Water (Basel)*, vol. 15, no. 13, p. 2421, Jun. 2023, doi: 10.3390/w15132421.
- [14] S. T. Naharro and E. F. Camacho, “Modelado y control de una Central Hidroeléctrica,” 2012.
- [15] R. G. Proano, “Optimization of the Attack Angle of the Alabe Injector of a Michell Banki Turbine in Python with Gekko Package,” in *2022 IEEE Sixth Ecuador Technical Chapters Meeting (ETCM)*, IEEE, Oct. 2022, pp. 1–4. doi: 10.1109/ETCM56276.2022.9935683.
- [16] P. Kerdtuad, T. Simma, K. Chaiamarit, and S. Visawaphatradhanadhorn, “Establishment of a Pico Hydro Power Plant Using Permanent Magnet Synchronous Generator Supplied for AC Microgrid,” in *2018 International Electrical Engineering Congress (iEECON)*, IEEE, Mar. 2018, pp. 1–4. doi: 10.1109/IEECON.2018.8712214.
- [17] C. Thanajitr, S. Polmai, and S. Kittiratsatcha, “Development of Converter and Control System for Variable Speed Permanent Magnet Synchronous Generator in Small Hydro Power Plant Model,” in *2022 25th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, IEEE, Nov. 2022, pp. 1–4. doi: 10.1109/ICEMS56177.2022.9982886.
- [18] D. A. Pham, F. Nollet, N. Essounbouli, and A. Hamzaoui, “Voltage and Frequency Regulation for Wound Rotor Synchronous Generator in Micro Hydro Power Plants

- with Real-Time Implementation,” in *2017 International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*, IEEE, Dec. 2017, pp. 1–6. doi: 10.1109/IRSEC.2017.8477386.
- [19] R. Kumari, K. K. Prabhakaran, K. Desingu, T. R. Chelliah, and S. V. A. Sarma, “Improved Hydroturbine Control and Future Prospects of Variable Speed Hydropower Plant,” *IEEE Trans Ind Appl*, vol. 57, no. 1, pp. 941–952, Jan. 2021, doi: 10.1109/TIA.2020.3028798.
- [20] J. J. Dai, D. Xiao, F. Shokoh, C. Schaeffer, and A. Benge, “Emergency Generator Startup Study of a Hydro Turbine Unit for a Nuclear Generation Facility,” *IEEE Trans Ind Appl*, vol. 40, no. 5, pp. 1191–1199, Sep. 2004, doi: 10.1109/TIA.2004.834035.
- [21] K. K. Prabhakaran, R. Tiwari, S. R. Nayak, and T. R. Chelliah, “Performance Investigation on Damping of Active Power Oscillation in the Large Hydro-Power Plant with Power System Stabilizer,” in *2020 IEEE International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems (PEDES)*, IEEE, Dec. 2020, pp. 1–6. doi: 10.1109/PEDES49360.2020.9379816.
- [22] N. Kholov, M. Solieva, A. Majidov, and S. Khafizov, “Research Stability of Micro-Power Systems with a Mini-Hydroelectric Power Plant at Short-Circuits,” in *2021 4th International Youth Scientific and Technical Conference on Relay Protection and Automation (RPA)*, IEEE, Oct. 2021, pp. 1–9. doi: 10.1109/RPA53216.2021.9628420.
- [23] S. K. and T. R. Chelliah, “Capability of synchronous and asynchronous hydropower generating systems: A comprehensive study,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 188, p. 113863, Dec. 2023, doi: 10.1016/j.rser.2023.113863.
- [24] J. Agüera Soriano, *Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas*, 5ª edición. Madrid, 2002.
- [25] F. Coz, T. Sánchez, B. Viani, and J. Segura, “MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS,” 1995.
- [26] J. Agüera Soriano, *Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas*, 5ª edición. Madrid, 2002.

- [27] H. García Gutiérrez and A. Nava Mastache, "SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE TURBINAS HIDRÁULICAS PARA CENTRALES HIDROELÉCTRICAS," Universidad Nacional Autónoma de México , Ciudad de Mexico, 2013. Accessed: Oct. 23, 2023. [Online]. Available: https://www.ingenieria.unam.mx/deptohidraulica/publicaciones/pdf_publicaciones/SELECyDIMENSIONAMIENTODETURBINAS.pdf
- [28] D. Barsi, R. Fink, P. Odry, M. Ubaldi, and P. Zunino, "Flow Regulation of Low Head Hydraulic Propeller Turbines by Means of Variable Rotational Speed: Aerodynamic Motivations," *Machines*, vol. 11, no. 2, p. 202, Feb. 2023, doi: 10.3390/machines11020202.
- [29] A. O. Villa, "Dimensionamiento Preliminar de Generadores Síncronos de Eje Vertical," Santiago de Chile, Dec. 2012.
- [30] I. Boldea, *SYNCHRONOUS GENERATORS The Electric Generators Handbook*. Timisoara, Romania: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2006.
- [31] T. de P. M. Bazzo, V. de O. Moura, and R. Carlson, "A step-by-step procedure to perform preliminary designs of salient-pole synchronous generators," *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 16, Aug. 2021, doi: 10.3390/en14164989.

ANEXOS

Código en MATLAB, Software ANSYS y Diseños en AutoCAD

ANEXO A: Código elaborado en Matlab

Código master:

```
close all
clear all
clc

%% TEMA
fprintf('          ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL\n\n')
fprintf('          PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA\n\n')
fprintf(['TEMA: Diseño básico de tubería de presión, turbina hidráulica y generador
síncrono\n' ...
'para una mini generación hidroeléctrica aprovechando el caudal del vertedero
de\n' ...
'Centrales Hidroeléctricas.\n\n'])
fprintf('Autores: Mario Farias, Daniel Herrera\n\n')
fprintf(['El presente código tiene como finalidad el cálculo automatizado del diseño
básico de\n' ...
'tubería de presión, turbina y generador para centrales, pequeñas centrales y
minicentrales\n' ...
'hidroeléctricas. El enfoque es generalizado y solo para fines académicos, aunque
sean\n' ...
'cálculos aproximados no deben ser tomados como una verdad absoluta a fines
profesionales.\n\n'])

%% DATOS DE ENTRADA AL SISTEMA

% DATOS DE ENTRADA SOLICITADOS
fprintf('\n=====
=====')
fprintf('\n          DATOS DE ENTRADA \n')
fprintf('\n=====
=====')
Central=imread('img_DiagramaCentral.jpg');
figure()
imshow(Central);

fprintf('\n          DATOS DE ENTRADA SOLICITADOS\n\n')

z1 = input('• Punto de la toma de embalse sobre el nivel del mar [m]          z1 =
');
z2 = input('• Punto de instalación de turbina sobre el nivel del mar [m]          z2 =
');
z3 = input('• Punto de descarga al rio sobre el nivel del mar [m]          z3 =
');
Qd = input('• Caudal de diseño máximo [m3/s]          Qd =
');
Qequi = input('• Caudal de Equipamiento o caudal medio en el año [m3/s]
Qequi = ');
v3 = input('• Velocidad de rio aguas abajo (por C. ecológico) [m/s]          v3 =
');
```

```

% L = input('• Longitud de la tubería [m]                L
= ');
t = input('• Estimado de tiempo en horas que su central funciona    t =
');

% DATOS DE ENTRADA PRESTABLECIDOS
fprintf('\n                DATOS DE ENTRADA PREESTABLECIDOS EN EL CODIGO\n\n')
% Sientase libre de cambiarlos ;)
g = 9.81;    % Gravedad [m/s2]
fr = 60;    % Frecuencia [Hz]
fp = 0.90;  % Factor de potencia
fprintf('• Gravedad                g =
%.2f [m/s]\n',g)
fprintf('• Frecuencia de red        fr =
%.d [Hz]\n',fr)
fprintf('• Factor de potencia estimado de su central    fp =
%.2f\n', fp)

%% DIMENSIONAMIENTO DE TUBERIA DE PRESION

fprintf('\n=====
=====')
fprintf('\n                DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA DE PRESION\n')
fprintf('\n=====
=====')

[Hn, Pgt ,hf, v2] = TuberiaPresion(Qd, z1, z2, z3, v3, L, g);

%% SELECCION DE TURBINA HIDRAULICA

fprintf('\n=====
=====')
fprintf('\n                SELECCIÓN DE TURBINA\n')
fprintf('\n=====
=====')

[Pt, Ns, ro] = SeleccionTurbinas(Qd,Hn,Qequi,Pgt,g,hf,v2,fr);

%% SELECCION DE GENERADOR

fprintf('\n=====
=====')
fprintf('\n                DIMENSIONAMIENTO DE GENERADOR\n')
fprintf('\n=====
=====')

GeneradorSincrono(Pt, fr, Ns, ro, fp, g, t)

```

Código de Función “TuberiaPresion”

```
%% CALCULO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA DE PRESION

function [Hn, Pgt ,hf, v2] = TuberiaPresion(Qd, z1, z2, z3, v3, L, g)
    % Constantes asumidas para los cálculos
    Ke = 0.5; % coeficiente de perdida dependiendo de la forma de entrada al tubo
    [1.0,0.8,0.5,0.2,0.04]
    k = 0.1/1000; % k es la rugosidad de la tubería de acero en [m] (0.01 mm para
nuevas , 0.1 mm por años de uso)
    Kv = 1.2; % Coeficiente de perdida en válvula, [0.2-0.4, 0.1, 1.2-2.5]
(mariposa, esférica, anular)
    a = 900; % Celeridad de la onda como condición inicial, valores típicos (900,
1250, 300) (acero, hierro fundido, pvc)[m/s]
    fs = 4; % factor de seguridad
    Sa = 390; % Esfuerzo de rotura del material de tubería en [N/m2] o [Mpa]
    Kj = 1.5; % factor de corrección por plancha rolada y soldada
    Kc = 2; % factor por corrosión, 25 años de vida útil [mm]
    y = 9800; % peso específico del agua en [N/m^3]
    % DIMENSIONAMIENTO
    Hb = z1-z3; % Calculo de Salto Bruto
    m = abs((z3-z1)/(L))*100; % Porcentaje de pendiente

    % Constantes para el Tiempo de parada
    if m < 20
        C = 1;
    elseif m >= 20 && m < 27.5
        C = 0.8;
    elseif m >= 27.5 && m <= 35
        C = 0.6;
    elseif m >= 35 && m < 50
        C = 0.4;
    elseif m >= 50
        C = 0;
    end

    if L < 475
        Kt = 2;
    elseif L > 475 && L < 525
        Kt = 1.75;
    elseif L > 525 && L < 1475
        Kt = 1.5;
    elseif L > 1475 && L <=1500
        Kt = 1.25;
    elseif L > 1500
        Kt = 1;
    end

    % SELECCION DE DIAMETRO DE TUBERIA
    fprintf(['\nPara el diseño de tubería de presión, se puede calcular el valor
óptimo de diámetro, sin\n' ...
'embargo, este código presenta valores aceptables de diámetro en función de
las pérdidas de\n' ...
'entre el 4%% a 10%%, y un valor de comparación según Fahlbush que a medida
que aumenta la\n' ...
'longitud de la tubería, este deja de ser preciso por las pérdidas que
supone. Se recomienda\n' ...
```

```

'probar con otros valores menores a los presentados si el diámetro es muy
grande (si su valor\n' ...
'de diámetro es muy menor, corre riesgo de tener muchas perdidas).\n\n' ...
'Elija entre las siguientes opciones:\n' ...
'- Opción (1) para calcular el diámetro optimo\n' ...
'- Opción (2) para ingresar un diámetro\n\n']
opción = input('Opción elegida: ');

if opción == 1
    D_range = [0, 20]; % Rango de valores de prueba para Diámetro
Optimo
    valores_optimos = [];

    for D = D_range(1):0.05:D_range(2)
        P1 = 0; % presión manométrica en embalse (cota inicial)
        v2 = 4*Qd/(pi*D^2); % Velocidad de diseño en tubería y entrada a
turbina

        % CALCULO DE PERDIDAS EN LA TUBERIA DE PRESION
        Re = (v2*D)/10^-6; % Número de Reynolds = v*D/u; donde u es
viscosidad cinemática = 1.0*10^-6 a 20°C
        ff = 0.25/(log10((k/(3.71*D))+(5.74/Re^0.9)))^2; % factor de fricción
'lineal' de 'Swamme' usando Reinols y rugosidad del material
        hf=ff*(L/D)*(v2^2/(2*g)); % Perdidas de fricción en tubería, Ecuación de
Darsy - Weisbach
        he=Ke*((v2^2)/(2*g)); % Perdidas de Entrada en Tubería en [m]
        hv=Kv*(v2^2/(2*g)); % Calculo de perdidas por válvula
        ht=he+hf+hv; % Pérdidas totales, en este código se obvian
perdidas por codo y rejilla
        perdidas_t=ht/Hb*100; % porcentaje de perdidas, si no está entre 4% y
10%, seleccionar otro diámetro de tubería y repetir

        % SOBREPRESION POR GOLPES DE ARIETE
        Tp = C+(Kt*L*v2/(g*Hb)); % Tiempo de Parada
        Lc = a*Tp/2; % Longitud Critica
        if L < Lc % Conducción corta
            dh = 2*L*v2/(g*Tp); % Altura de Sobrepresión por golpes de ariete
[m] en conduccion corta
        else % Conducción larga (L > Lc)
            dh = a*v2/g; % Altura de Sobrepresión por golpes de ariete
[m] en conduccion larga
        end
        Ht = Hb + dh; % Caída total o carga total en tubería

        % OTROS VALORES DE DISEÑO
        Hn = Hb-ht-(v3^2/(2*g)); % Salto neto
        P2 = 9800*(z1-(z2+ht+(v2^2/(2*g)))); % Presión manométrica en
turbina

        es = (5*fs*Ht*(10^6)*D*Kj/(Sa*(10^6)))+Kc; % Espesor de tubería de
presión
        es = max(min(es,200),10); % Límite mínimo y máximo de
espesor
        a = 9900/sqrt(48.3+(0.5*D/(es/1000))); % Celeridad de la onda por
material
        De = D+(2*es/1000); % Diámetro interno de tubería
        ntp = (100 - perdidas_t)/100; % Rendimiento de la tubería
        % CALCULO DE POTENCIA GENERADA Y NO GENERADA TEORICAS

```

```

Pgt=g*Qd*Hn*ntp;           % Potencia Aprovechada
Ppt=g*Qd*ht*ntp;          % Potencia desperdiciada

% DIAMETRO DE TUBERIA DE PRESION SEGUN FAHLBUSH (1982)
D_p1 = (5.2 * (Qd^3) / Ht)^(1/7);      % Diámetro optimo SEGUN FAHLBUSH
D_op1 = abs(D-D_p1) <= 0.075;          % comprobación
if perdidas_t >= 5 && perdidas_t <= 15
    if D_op1
        % Almacenar los valores que cumplen las condiciones
        valores_optimos = [valores_optimos; [D, perdidas_t, v2, hf, he,
hv, ht, Hn, P2, Tp, Lc, a, dh, Ht, es, De, Pgt, Ppt, D_p1]];
    else
        valores_optimos = [valores_optimos; [D, perdidas_t, v2, hf, he,
hv, ht, Hn, P2, Tp, Lc, a, dh, Ht, es, De, Pgt, Ppt, 0]];
    end
end
end

% Imprimir los valores y pedir al usuario que elija
if ~isempty(valores_optimos)
    valores_optimos = sortrows(valores_optimos, 2); % ordenamos valores
cumplidos
    fprintf('Valores que cumplen las condiciones de Diametro:\n');
    fprintf('Opción\t Diámetro [m]\t Perdidas [%%]\t D. según Fahlbush [m]\t
\n');
    for i = 1:size(valores_optimos, 1)
        fprintf(' %d\t %2f\t %2f\t %2s\n', i,
valores_optimos(i, 1), valores_optimos(i, 2), valores_optimos(i, 19));
    end

% Solicitar al usuario que elija una opción
opcion_elegida = input('Elige una opción (número): ');

% Verificar si la opción es válida
if opcion_elegida >= 1 && opcion_elegida <= size(valores_optimos, 1)
    D_optimo = valores_optimos(opcion_elegida, 1);
    perdidas_t = valores_optimos(opcion_elegida, 2);
    v2 = valores_optimos(opcion_elegida, 3);
    hf = valores_optimos(opcion_elegida, 4);
    he = valores_optimos(opcion_elegida, 5);
    hv = valores_optimos(opcion_elegida, 6);
    ht = valores_optimos(opcion_elegida, 7);
    Hn = valores_optimos(opcion_elegida, 8);
    P2 = valores_optimos(opcion_elegida, 9);
    Tp = valores_optimos(opcion_elegida, 10);
    Lc = valores_optimos(opcion_elegida, 11);
    a = valores_optimos(opcion_elegida, 12);
    dh = valores_optimos(opcion_elegida, 13);
    Ht = valores_optimos(opcion_elegida, 14);
    es = valores_optimos(opcion_elegida, 15);
    De = valores_optimos(opcion_elegida, 16);
    Pgt = valores_optimos(opcion_elegida, 17);
    Ppt = valores_optimos(opcion_elegida, 18);

    fprintf('\nHas elegido un Diametro interno           D =
%2f\n\n', D_optimo);
else
    error('Opción no válida. Ejecute nuevamente');
end

```

```

        end
    else
        error('No se encontraron valores que cumplan las condiciones. ejecute
nuevamente con otros valores');
    end

elseif opcion == 2
    % El usuario elige ingresar el diámetro
    D = input('Ingresa el diámetro de la tubería en [m]: ');
    v2 = 4*Qd/(pi*D^2);          % Velocidad de entrada en tubería

    % CALCULO DE PERDIDAS EN LA TUBERIA DE PRESION
    Re = (v2*D)/10^-6;          % Número de Reynolds = v*D/u); donde u es
viscosidad cinemática = 1.0*10^-6 a 20°C
    ff = 0.25/(log10((k/(3.71*D)) + (5.74/Re^0.9)))^2; % factor de fricción
'lineal' de 'Swamme' usando Reínols y rugosidad absoluta del material
    hf=ff*(L/D)*(v2^2/(2*g)); % Perdidas de fricción en tubería, Ecuación de
Darsy - Weisbach
    he=Ke*((v2^2)/(2*g));      % Perdidas de Entrada en Tubería en [m]
    hv=Kv*(v2^2/(2*g));      % Calculo de perdidas por válvula
    ht=he+hf+hv;              % Pérdidas totales, en este código se obvian
perdidas por codo y rejilla
    perdidas_t=ht/Hb*100;     % porcentaje de perdidas, si no está entre 4% y
10%, seleccionar otro diámetro de tubería y repetir

    % OTROS VALORES DE DISEÑO
    Hn = Hb-ht-(v3^2/(2*g));   % Salto neto
    P2 = 9800*(Hn-(v2^2/(2*g)));
    Tp = C+(Kt*L*v2/(g*Hn));   % Tiempo de Parada
    Lc = a*Tp/2;               % Longitud Crítica
    if L < Lc
        dh = 2*L*v2/(g*Tp);   % Altura de Sobrepresión por golpes de ariete o
Presión Transitoria en [m]
    else
        dh = a*v2/g;
    end
    Ht = Hb + dh;              % Caída total o carga total en tubería
    es = (5*fs*Ht*(10^6)*D*Kj/(Sa*(10^6)))+Kc; % Espesor de tubería de Presión
    es = max(min(es,200),15); % Límite mínimo y máximo de espesor
    De = D+(2*es/1000);        % Diámetro exterior de tubería
    ntp = (100 - perdidas_t)/100; % Rendimiento de la tubería

    % CALCULO DE POTENCIA GENERADA Y NO GENERADA TEORICAS
    Pgt=g*Qd*Hn*ntp;          % Potencia Aprovechada
    Ppt=g*Qd*ht*ntp;          % Potencia desperdiciada

else
    % El usuario ingresó una opción inválida
    error('Opción no válida. Por favor, ejecuta el programa nuevamente.\n');
end

% RESULTADOS
fprintf('Salto Bruto                               Hb = %.3f [m]\n', Hb)
fprintf('Porcentaje de pendiente                   m = %.3f [%%]\n',
m);
fprintf('Velocidad en Tubería y entrada a turbina     v2 = %.3f [m/s]\n',
v2)

```



```

fprintf('\n- Perdidas en Tubería:\n\n')
fprintf('Perdidas de Entrada en Tubería           he = %.3f [m]\n',he)
fprintf('Perdidas por Fricción en Tubería         hf = %.3f [m]\n',hf)
fprintf('Perdidas por válvula en Tubería              hv = %.3f [m]\n',hv)
fprintf('Pérdidas totales en tubería de presión        ht = %.3f [m]\n',ht)
fprintf('Porcentaje de perdida, aceptable [4% - 12%]  perdidas = %.2f
[%%]\n',perdidas_t)

fprintf('\n- Sobrepresión por golpes de Ariete:\n\n')
fprintf('Celeridad de la onda en tubería              a = %.3f [m/s]\n',a)
fprintf('Tiempo de parada                             Tp = %.3f [s]\n',Tp)
fprintf('Longitud Critica                             Lc = %.3f [m]\n',Lc)
fprintf('Altura de Sobrepresión por Golpes De Ariete dh = %.3f [m]\n',dh)
fprintf('Caída total de la Tubería                   Ht = %.3f [m]\n',Ht)

fprintf('\n- Otros valores de diseño:\n\n')
fprintf('Salto Neto                                    Hn = %.3f [m]\n',Hn)
fprintf('Presión 2 Manométrica en turbina           P2 = %.3f [Pa]\n',P2)
fprintf('Espesor de la Tubería de Presión           es = %.3f [mm]\n',es)
fprintf('Diámetro Exterior de la Tubería            De = %.3f [m]\n',De)

fprintf('\n- Potencias en la tubería:\n\n')
fprintf('Potencia Generada en tubería                Pgt = %.3f
[kW]\n',Pgt)
fprintf('Potencia No Generada en tubería            Ppt = %.3f
[kW]\n',Ppt)
end

```

Código de función “SelecciónTurbinas”

```
function [Pt, Ns, ro] = SeleccionTurbinas(Qd,Hn,Qequi,Pgt,g,hf,v2,fr)
    % Puntos proporcionados
    puntos_pelton = [0.1, 1800; 20, 1800; 27, 1500; 40, 1000; 50, 750; 50, 400; 18,
200; 5, 105 ;3, 80; 0.3, 80; 0.15, 40; 0.1, 50; 0.1, 1800];
    puntos_kaplan = [0.5, 10; 0.75, 22; 5, 50; 12, 75; 100, 75; 500, 65; 1000, 25;
1000, 15; 250, 6; 1, 6; 0.75, 8; 0.5, 10];
    puntos_francis = [0.15,40; 3,600; 40, 600; 400, 300; 900, 100; 900, 60; 100,18;
0.7,18; 0.5,12; 0.3, 20; 0.15, 40];
    puntos_Mbanki = [0.1,3; 0.1,100; 1,100; 7,18; 1,5;0.2, 3; 0.1,3];

    % Inicializar la lista de turbinas posibles
    turbinasPosibles = {};

    % Crear la gráfica log-log
    figure;
    hold on;

    % Trazar los contornos para cada conjunto de puntos y verificar si el punto (Qd,
Hn) cae dentro de ellos
    [turbinasPosibles] = trazar_contorno(puntos_pelton, 'k-', 2, Qd, Hn,
'TurbinaPelton', turbinasPosibles);
    [turbinasPosibles] = trazar_contorno(puntos_kaplan, 'r-', 2, Qd, Hn,
'TurbinaKaplan', turbinasPosibles);
    [turbinasPosibles] = trazar_contorno(puntos_francis, 'b-', 2, Qd, Hn,
'TurbinaFrancis', turbinasPosibles);
    [turbinasPosibles] = trazar_contorno(puntos_Mbanki, 'g-', 2, Qd, Hn,
'TurbinaMBanki', turbinasPosibles);

    % Mostrar el punto (Qd, Hn) en la gráfica
    plot(Qd, Hn, 'ro', 'MarkerSize', 8, 'LineWidth', 3, 'MarkerFaceColor', 'k');

    % Configuraciones de la gráfica
    grid on;
    xlabel('Caudal (Q en m^3/s)');
    ylabel('Altura (H en m)');
    title('ABACO PARA LA SELECCION DE TURBINAS');
    set(gca, 'XScale', 'log', 'YScale', 'log'); % Escala logarítmica en ambos ejes
    legend('Pelton', 'Kaplan', 'Francis', 'Michell-Banki', 'Punto de interés');
    hold off;

    % Definimos argumentos de las funciones
    argumentosTurbina = {
        'TurbinaPelton', {Qequi, Pgt, Hn, fr},
        'TurbinaKaplan', {Qd, Qequi, Pgt, Hn, v2, fr, g},
        'TurbinaFrancis', {Qequi, Pgt, Hn, fr},
        'TurbinaMBanki', {Qd, Hn, g, hf, fr}
    };

    % Comprueba las turbinas seleccionadas y pide al usuario que elija si hay más de
una opción
    if isempty(turbinasPosibles)
        disp('No hay una turbina adecuada para los valores dados de Q y H.');
```

```

        argumentos = argumentosTurbina(strcmp(turbinasPosibles{1},
argumentosTurbina(:,1)), 2);
        argumentosExtraidos = argumentos{:};
        % Llama a la función con los argumentos extraídos
        [Pt, Ns, ro] = feval(turbinasPosibles{1}, argumentosExtraidos{:});
    else
        disp('Las turbinas seleccionables son:');
        for i = 1:length(turbinasPosibles)
            disp(['(' num2str(i) ') ' turbinasPosibles{i}]);
        end

        opcion = input('Por favor, elige el número de la turbina deseada: ');

        if opcion >= 1 && opcion <= length(turbinasPosibles)
            disp(['Has seleccionado: ' turbinasPosibles{opcion}]);
            argumentos = argumentosTurbina(strcmp(turbinasPosibles{opcion},
argumentosTurbina(:,1)), 2);
            argumentosExtraidos = argumentos{:};
            % Llama a la función con los argumentos extraídos
            [Pt, Ns, ro] = feval(turbinasPosibles{opcion}, argumentosExtraidos{:});
        else
            error('Opción no válida. Ejecute nuevamente el código');
        end
    end
end

% Función para calcular la ecuación de la línea entre dos puntos
function [m, b] = calcular_ecuacion(x1, y1, x2, y2)
    if x1 == x2 % Caso para una línea vertical
        m = NaN; % Pendiente indefinida
        b = x1; % Usamos 'b' para almacenar el valor de x donde la línea es vertical
    else
        m = (y2 - y1) / (x2 - x1);
        b = y1 - m * x1;
    end
end

% Función para trazar el contorno de un conjunto de puntos y verificar si (Qd, Hn)
está dentro
function [turbinasPosibles] = trazar_contorno(puntos, color, lineWidth, Qd, Hn,
nombreTurbina, turbinasPosibles)
    xs_total = [];
    ys_total = [];
    for i = 1:(size(puntos, 1) - 1)
        [m, b] = calcular_ecuacion(puntos(i,1), puntos(i,2), puntos(i+1,1),
puntos(i+1,2));
        if isnan(m) % Para líneas verticales
            xs = b * ones(1000, 1); % x's son todos iguales para una línea vertical
            ys = linspace(puntos(i,2), puntos(i+1,2), 1000);
        else
            xs = linspace(puntos(i,1), puntos(i+1,1), 1000);
            ys = m * xs + b;
        end
        xs_total = [xs_total; xs(:)];
        ys_total = [ys_total; ys(:)];
    end
    loglog(xs_total, ys_total, color, 'LineWidth', lineWidth);
end

```

```

        if puntoDentroDeContorno(Qd, Hn, puntos) % Suponiendo que tienes una función
para esto
            turbinasPosibles{end+1} = nombreTurbina;
        end
    end

% Función de marcador de posición para verificar si (Qd, Hn) está dentro del contorno
function dentro = puntoDentroDeContorno(Qd, Hn, puntos)
    % Inicializar el contador de cruces
    numCruces = 0;

    % Obtener el número de vértices
    n = size(puntos, 1);

    % Iterar sobre cada arista del polígono
    for i = 1:n
        % Definir el vértice actual y el siguiente
        x1 = puntos(i, 1);
        y1 = puntos(i, 2);
        x2 = puntos(mod(i, n) + 1, 1);
        y2 = puntos(mod(i, n) + 1, 2);

        % Chequear si el segmento de línea cruza la línea horizontal en y = Hn
        if (y1 > Hn) ~= (y2 > Hn) % El segmento cruza la línea horizontal
            % Calcular la posición de la intersección en x
            xCruce = x1 + (Hn - y1) * (x2 - x1) / (y2 - y1);

            % Si el cruce está a la derecha del punto, contar el cruce
            if xCruce > Qd
                numCruces = numCruces + 1;
            end
        end
    end

    % El punto está dentro del polígono si el número de cruces es impar
    dentro = mod(numCruces, 2) == 1;
end

```

Codigo de Función “TurbinaKaplan”

```
%% FUNCION DE TURBINA KAPLAN
function [Pt, Ns, ro] = TurbinaKaplan(Qd, Qequi, Pgt, Hn, v2, fr, g)
    fprintf('\n          DIMENSIONAMIENDO DE TURBINA HIDRAULICA KAPLAN CON CAMARA
    ESPIRAL\n\n')

    k_kaplan = 0.25; % Constante para T. Kaplan en caudal mínimo técnico
    ntk = 0.93;      % Rendimiento nominal para una apertura del 100 [por] para
    kaplan

    % CALCULO DE CAUDAL MINIMO TECNICO
    Qmt = k_kaplan * Qequi;
    fprintf('Caudal Mínimo Técnico para TK                Qmt = %.2f [m3/s]\n',
    Qmt)

    % CALCULO DE POTENCIA NOMINAL EN TURBINA
    Pt = Pgt * ntk; % Potencia nominal de la turbina [kW]
    fprintf('Potencia Nominal de Turbina Kaplan          Pt = %.f [kW]\n', Pt)

    % CALCULO DE VELOCIDAD ESPECIFICA, DE LOS AUTORES Schweiger y Gregori (1987 -
    1989)
    Ne = 2419 / (Hn ^ 0.489);
    % CALCULO DE VELOCIDAD DE GIRO APROXIMADO (SINCRONO) [RPM]
    Ns = (Ne * Hn^1.25) / sqrt(Pt);
    p = round(120 * fr / Ns);      % Polos totales de la maquina
    Ns = 120 * fr / p;            % velocidad síncrona de diseño real de la
    máquina
    Ne = Ns*sqrt(Pt)/(Hn^1.25);

    fprintf('Velocidad Especifica en Turbina Kaplan          Ne = %.3f
    [adimensional]\n', Ne)
    fprintf('Velocidad Síncrona Aproximada en T.Kaplan      Ns = %.3f [rpm]\n',
    Ns)

    % RAZON DE EMBALAMIENTO TIPICO EN T.K (SIRVE PARA CALCULO DE GENERADOR)
    ro=2.2;      % Factor 2.5 es típico en T.K
    Nmx = Ns*ro; % Velocidad de embalamiento
    fprintf('Razón de embalamiento máximo en T.K          ro = %.1f\n', ro)
    fprintf('Velocidad de embalamiento en la turbina Kaplan  Nmx = %.3f [rpm]\n',
    Nmx)

    % CALCULO DE COEFICIENTE DE CAVITACION
    cc = (Ne ^ 1.46) / 15625;
    fprintf('Coeficiente De Cavitación Turbina Kaplan          cc = %.3f\n', cc)

    % CALCULO DE ALTURA DE ASPIRACION
    Ha_Hv = 9.75; % donde: Ha es Presión atmosférica [m] y Hv: Presión del vapor del
    agua [m]
    Hs = abs(Ha_Hv - (cc * Hn));
    fprintf('Altura de Aspiración                Hs = %.3f [m]\n', Hs)

    %% DIMENSIONAMIENTO DEL RODETE
    fprintf('\n- Dimensiones de rodete de Turbina Kaplan:\n\n')
    Ku = 0.79 + (Ne / 621);      % Coeficiente de velocidad periférica
    DM = 84.55 * Ku * sqrt(Hn) / Ns; % Diámetro exterior de palas del rodete
    Dm = (0.25 + (94.64 / Ne)) * DM; % Diámetro de rodete
    rm = Dm/2;                  % Radio de rodete
```

```

Hm = 6.94 * DM / (Ne ^ 0.403); % Altura desde centro de turbina a final de esta
H1 = (0.38 + (Ne / 19342)) * DM; % Altura desde centro de C. espiral a centro de
turbina
Hal = (1/3)*(Hm+H1); % altura de alabe

fprintf('Coeficiente de velocidad periférica o tangencial Ku = %.3f\n', Ku)
fprintf('Diámetro exterior de las palas del rodete DM = %.3f [m]\n', DM)
fprintf('Diámetro de rodete Dm = %.3f [m]\n', Dm)
fprintf('Radio de rodete rm = %.3f[m] \n', rm)
fprintf('Desde centro de turbina a final de la misma Hm = %.3f [m]\n', Hm)
fprintf('Desde centro de C. espiral a centro de turbina H1 = %.3f [m]\n', H1)
fprintf('Altura de Alabe Hal = %.3f [m]\n',
Hal)

fprintf('\n- Análisis inicial de incidencia de fluido en alabe\n\n')

% Análisis de velocidades, radios y Alabes
alfaSymbol = char(945);
betaSymbol = char(946);
epsilon_range = [1, 5];
tolerancia = 0.001;
resultados = []; % Lista para almacenar todos los resultados que cumplan con la
condición

for epsilon = epsilon_range(1):0.001:epsilon_range(2)
    alpha2 = 90;
    c1 = v2 * epsilon;
    u = Ku * sqrt(2 * g * Hn);
    alpha1 = asin((Qd*4) / (pi*c1*(DM^2 - Dm^2))) * 180 / pi;
    c1m = c1 * sin(alpha1 * pi / 180);
    c1u = c1 * cos(alpha1 * pi / 180);
    beta1 = atan(c1m / (u - c1u)) * 180 / pi;
    beta2 = atan(c1m / u) * 180 / pi;
    w = u / (DM / 2);
    c1ue = sqrt(c1^2 - c1m^2);
    ntk_0 = (u * c1ue) / (g * Hn);
    t_al = Hal / tan(beta1 * pi / 180);
    zi = round(pi * DM / t_al);
    dr = (DM - Dm) / (2*zi);
    if abs(ntk - ntk_0) < tolerancia
        resultados = [resultados; [alpha2, c1, u, alpha1, c1m, c1u, beta1, beta2,
w, c1ue, ntk_0, t_al, zi, dr]];
    end
end

% Encuentra el índice del valor mínimo en 'ntk_0'
[~, indice_maximo] = max(resultados(:, 11)); % El valor de 'ntk_0' está en la
columna 11
% Obtiene los valores correspondientes a ese índice
resultados = resultados(indice_maximo, :);

alpha2 = resultados(1);
c1 = resultados(2);
u = resultados(3);
alpha1 = resultados(4);
c1m = resultados(5);
c1u = resultados(6);
beta1 = resultados(7);

```

```

beta2 = resultados(8);
w = resultados(9);
c1ue = resultados(10);
ntk_0 = resultados(11);
t_al = resultados(12);
zi = resultados(13);
dr = resultados(14);

fprintf('velocidad absoluta salida de distribuidor      c1 = v2*eps = %.3f
[m/s]\n', c1)
fprintf('velocidad tangencial de entrada y salida      u  = u1 = u2 = %.3f
[m/s]\n', u)
fprintf(['angulo tangencial de incidencia              ',alfaSymbol,'1 =
%.3f [°]\n'], alpha1)
fprintf(['angulo tangencial de salida                  ',alfaSymbol,'2 =
%.3f [°]\n'], alpha2)
fprintf(['angulo de deslizamiento de fluido en entrada ',betaSymbol,'1 =
%.3f [°]\n'], beta1)
fprintf(['angulo de deslizamiento de fluido en salida  ',betaSymbol,'2 =
%.3f [°]\n'], beta2)
fprintf('velocidad meridional de entrada y salida      c1m = c2m = c2 =
%.3f [m/s]\n', c1m)
fprintf('velocidad angular sincrona                    w  = %.3f [rad/s]\n',
w)
fprintf('velocidad absoluta resultante                  c1ue = %.3f[m/s]\n',
c1ue)
fprintf('eficiencia de turbina                             ntk = %.3f\n',
ntk_0)
fprintf('espacio libre entre alabes                       t_al = %.3f [m]\n',
t_al)
fprintf('aproximacion de iteración                          zi = %.d \n', zi)
fprintf('Delta entre radios para secciones                 dr = %.3f[m] \n', dr)

fprintf('\n- Dimensiones de Secciones en Alabes:\n')
% CALCULOS DE RADIOS, ANGULO Y VELOCIDADES DE CADA SECCION DE ALABE
lista_1= [];
for i = 0:zi
    ri = rm + ((i)*dr); % radio de la sección de los
alabes
    u1i = w * ri; % velocidad de entrada y salida en
alabes
    c1ui = (ntk*g*Hn)/u1i; % velocidades absolutas en
secciones de en alabes
    alpha_1i = acos(c1ui/c1)* 180 / pi; % variaciones de ángulos alpha en
alabes
    beta_1i = atan(c1m/(u1i-c1ui))* 180 / pi; % variaciones de ángulos beta 1 en
alabes (debe ser menor a 90)
    beta_2i = atan(c1m/(u1i))* 180 / pi; % variaciones de ángulos beta 1 en
alabes (debe ser menor a 90)
    w1i = c1m/sin(beta_1i* pi / 180); % velocidades relativas de entrada
fluido - alabe
    w2i = c1m/sin(beta_2i* pi / 180); % velocidades relativas de salida
fluido - alabe
    Li =
sqrt(((Hal/(2*sin(beta_1i*pi/180)))+(Hal/(2*sin(beta_2i*pi/180))))^2+(Hal^2)); %
longitud de cuerda en secciones de alabe
    rci = Li/sqrt(2*(1-sin(alpha_1i*pi/180))); % Radio de curvatura

```

```

        lista_1 = [lista_1; [ri, u1i, c1ui, alpha_1i, beta_1i, beta_2i, w1i, w2i, Li,
rci]];
    end

    fprintf('\niteracion\t vel. in/out (ui)\t vel. absoluta (c1ui)\t vel. angular
entrada (w1i)\t vel. angular salida (w2i)\n');
    for i = 1:size(lista_1, 1)
        fprintf('    %d\t\t\t %.3f [m/s]\t\t\t %.3f [m/s]\t\t\t\t %.3f
[rad/s]\t\t\t\t\t %.3f [rad/s]\n', i, lista_1(i, 2), lista_1(i, 3), lista_1(i,
7), lista_1(i, 8));
    end
    fprintf(['\niteracion\t variaciones de ', alfaSymbol, '[°]\t variaciones de
', betaSymbol, '1i [°]\t variaciones de ', betaSymbol, '2i [°]\n']);
    for i = 1:size(lista_1, 1)
        fprintf('    %d\t\t\t\t %.3f [°]\t\t\t\t\t %.3f [°]\t\t\t\t\t %.3f [°]\n', i,
lista_1(i, 4), lista_1(i, 5), lista_1(i, 6));
    end
    fprintf('\niteracion\t radio de secciones (ri)[m]\t segmento de cuerda (li)[m]\t
Radio de curvatura [m]\n')
    for i = 1:size(lista_1, 1)
        fprintf('    %d\t\t\t\t\t %.3f [m]\t\t\t\t\t\t\t %.3f [m]\t\t\t\t\t\t %.3f [m]\n',
i, lista_1(i, 1), lista_1(i, 9), lista_1(i, 10));
    end

    Za = i; % Número de alabes para la turbina
    fprintf('\nNúmero máximo de alabes en turbina Za = %d
Alabes\n\n', Za)

% Dimensionamiento de la cámara espiral "acero"
fprintf('\n- Dimensiones de la cámara espiral de acero:\n\n')
A1 = 0.4 * (Ne ^ 0.20) * DM;
B1 = (1.26 + (Ne / 2638.5)) * DM;
C1 = (1.46 + (Ne / 3086.4)) * DM;
D1 = (1.59 + (Ne / 1742.2)) * DM;
E1 = (1.21 + (Ne / 3690)) * DM;
F1 = (1.45 + (72.17 / Ne)) * DM;
G1 = (1.29 + (41.63 / Ne)) * DM;
H1 = (1.13 + (31.86 / Ne)) * DM;
I1 = (0.45 - (31.8 / Ne)) * DM;
L1 = (0.74 + (Ne / 1149.4)) * DM;
M1 = DM / (2.06 - (Ne / 833.3));

fprintf('Apertura de cámara espiral (unión a tubería) A1 = %.3f [m]\n', A1)
fprintf(' B1 = %.3f [m]\n', B1)
fprintf(' C1 = %.3f [m]\n', C1)
fprintf('Desde centro de distribuidor hasta sec. externa D1 = %.3f [m]\n', D1)
fprintf('Desde centro de distribuidor hasta sec. interna E1 = %.3f [m]\n', E1)
fprintf('Diámetro de distribuidor F1 = %.3f [m]\n', F1)
fprintf(' G1 = %.3f [m]\n', G1)
fprintf(' H1 = %.3f [m]\n', H1)
fprintf('Altura de distribuidor I1 = %.3f [m]\n', I1)
fprintf('Diámetro de sección de entrada en cámara espiral L1 = %.3f [m]\n', L1)
fprintf('Diámetro de sección de salida en cámara espiral M1 = %.3f [m]\n', M1)

% Dimensionamiento del tubo de aspiración
fprintf('\n- Dimensiones del Tubo de Aspiración:\n\n')
Ht = (0.24 + (Ne / 12788)) * DM;
N = (2.0 - (Ne / 467290)) * DM;

```



```

O = (1.4 - (Ne / 59880)) * DM;
P = (1.26 - (16.35 / Ne)) * DM;
Q = (0.66 - (18.40 / Ne)) * DM;
R = (1.25 - (Ne / 12531)) * DM;
S = (4.26 + (201.21 / Ne)) * DM;
T = (1.2 + (Ne / 1953)) * DM;
Z = (2.58 + (102.66 / Ne)) * DM;

fprintf('Distancia libre hasta centro de alabe           Ht = %.3f [m]\n',Ht)
fprintf('Altura de tubo de aspiración                   N = %.3f [m]\n',N)
fprintf('                                                    O = %.3f [m]\n',O)
fprintf('Radio de dirección                                   P = %.3f [m]\n',P)
fprintf('                                                    Q = %.3f [m]\n',Q)
fprintf('Altura de salida de tubo de aspiracion              R = %.3f [m]\n',R)
fprintf('Largo total desde centro de turbina                 S = %.3f [m]\n',S)
fprintf('                                                    T = %.3f [m]\n',T)
fprintf('Ancho máximo de tubo de aspiracion                  Z = %.3f [m]\n\n',Z)

if Pt < 5000
    fprintf(['Si la potencia es menor a 500kW, el diseño entra en el concepto de
diseños\n' ...
'estándares dependiendo del fabricante, sin embargo, para potencias
menores a\n' ...
'5MW se pueden usar otros valores de diseño para la construcción de las
partes\n' ...
'de la turbina, estos valores pueden sustituir o ser complementarios a
los ya\n' ...
' mostrados\n\n'])
    % Dimensionamiento para potencias menores a 10MW
    fprintf('\n- DIMENSIONES DE LA CAMARA ESPIRAL DE ACERO Y DISTRIBUIDOR:\n\n')
    T = 1.68*DM;
    U = 3.54*DM;
    V = 1.68*DM;
    W = 1.60*DM;
    X = 2.27*DM;

    fprintf('Entrada de cámara espiral           T = %.3f [m]\n',
T)
    fprintf('Largo total de cámara espiral         U = %.3f [m]\n',
U)
    fprintf('Largo desde centro cámara hasta sec. entrada V = %.3f [m]\n',
V)
    fprintf('Ancho desde centro cámara hasta sec. externa W = %.3f [m]\n',
W)
    fprintf('Ancho desde centro cámara hasta sec. interna X = %.3f [m]\n',
X)

    fprintf('\n- DIMENSIONES DE LA CAMARA ESPIRAL DE ACERO:\n\n')
    H = 2.00*DM;
    K = 1.50*DM;
    L = 1.70*DM;
    M = 1.88*DM;
    N = 1.06*DM;
    P = 3.51*DM;
    Q = 1.73*DM;
    R = 3.48*DM;
    S = 2.11*DM;

```

```

        fprintf('
[m]\n',H)                                     H = %.3f
        fprintf('
[m]\n',K)                                     K = %.3f
        fprintf('
[m]\n',L)                                     L = %.3f
        fprintf('
[m]\n',M)                                     M = %.3f
        fprintf('
[m]\n',N)                                     N = %.3f
        fprintf('
[m]\n',P)                                     P = %.3f
        fprintf('
[m]\n',Q)                                     Q = %.3f
        fprintf('
[m]\n',R)                                     R = %.3f
        fprintf('
[m]\n',S)                                     S = %.3f

        fprintf('\n- DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION:\n\n')
        A = 2.35*DM;
        B = 1.47*DM;
        C = 0.44*DM;
        E = 0.60*DM;
        F = 5.90*DM;
        G = 1.45*DM;
        O = 2.35*DM;

        fprintf('Altura de tubo de aspiracion
[m]\n',A)                                     A = %.3f
        fprintf('
[m]\n',B)                                     B = %.3f
        fprintf('
[m]\n',C)                                     C = %.3f
        fprintf('Largo de tubo de aspiracion
[m]\n',F)                                     F = %.3f
        fprintf('Alturade salida de tubo
[m]\n',G)                                     G = %.3f
        fprintf('
[m]\n',E)                                     E = %.3f
        fprintf('Ancho de tubo de aspiracion
[m]\n',O)                                     O = %.3f
    end
end

```

Codigo de Función "TurbinaFrancis"

```
%% FUNCION DE TURBINA FRANCIS
function [Pt, Ns, ro] = TurbinaFrancis(Qequi, Pgt, Hn, fr)
    fprintf('\n          DIMENSIONAMIENDO DE TURBINA HIDRAULICA FRANCIS\n')

    k_francois = 0.4; % Constante para T. Francis en caudal mínimo técnico
    ntf = 0.92;      % Rendimiento nominal para una apertura del 100 [por] para
Francis

    % CALCULO DE CAUDAL MINIMO TECNICO
    Qmt = k_francois * Qequi;
    fprintf('Caudal Mínimo Técnico para T. Francis          Qmt = %.f [m3/s]\n',
Qmt)

    % CALCULO DE POTENCIA NOMINAL EN TURBINA
    Pt = Pgt * ntf; % Potencia nominal de la turbina [kW]
    fprintf('Potencia Nominal de Turbina Francis          Pt = %.f [kW]\n', Pt)

    % VELOCIDADES DE TURBINA
    Ne = 3470/(Hn^0.625); % CALCULO DE VELOCIDAD ESPECÍFICA
    Ns = (Ne * Hn^1.25) / sqrt(Pt); % CALCULO DE VELOCIDAD DE GIRO APROXIMADO [RPM]
    pp = round(60 * fr / Ns); % Par Polos de la maquina
    Ns = 60 * fr / pp; % velocidad sincrona de diseño real de la
maquina
    Ne = Ns*sqrt(Pt)/(Hn^1.25);
    fprintf('Velocidad Específica en Turbina Francis          Ne = %.3f
[adimensional]\n', Ne)
    fprintf('Velocidad Síncrona Aproximada en T.Francois          Ns = %.3f [rpm]\n',
Ns)

    % RAZON DE EMBALAMIENTO TIPICO EN T.K (SIRVE PARA CALCULO DE GENERADOR)
    ro=1.9; % el factor 1.9 es típico en T.F
    fprintf('Razón de embalamiento máximo en T.F          ro = %.3f\n', ro)

    % CALCULO DE COEFICIENTE DE CAVITACION
    cc = (Ne^1.41) / 13263;
    fprintf('Coeficiente De Cavitación Turbina Francis          cc = %.3f\n', cc)

    % CALCULO DE ALTURA DE ASPIRACION
    Ha_Hv = 9.75; % donde: Ha es Presión atmosférica [m] y Hv: Presión del vapor del
agua [m]
    Hs = abs(Ha_Hv - cc * Hn);
    fprintf('Altura de Aspiracion          Hs = %.3f [m]\n', Hs)

    %% DIMENSIONAMIENTO DEL RODETE
    fprintf('\n- DIMENSIONES DEL RODETE DE LA TURBINA FRANCIS (guiarse en FIGURA
2)\n')
    % CALCULO DE COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIFERICA
    Ku = 0.31 + (Ne / 400);

    % DIMENSIONES DE RODETE
    D3 = Ku * 84.55 * sqrt(Hn) / Ns; % Diámetro de salida rodete
    D1 = (0.4 + (94.5 / Ne)) * D3;
    D2 = D3 / (0.96 + (0.00038 * Ne));
    H1 = (0.094 + (Ne / 4000)) * D3;
    if Ne < 110
        H2 = ((-0.05) + (42 / Ne)) * D3; % Para Ne < 110
```

```

else
    H2 = (D3 / (3.16 - (0.0013 * Ne))); % Para Ne > 110
end
fprintf('- Dimensiones de rodete:\n')
fprintf('Diámetro de salida de rodete           D3 = %.3f [m]\n', D3)
fprintf('                                           D1 = %.3f [m]\n', D1)
fprintf('                                           D2 = %.3f [m]\n', D2)
fprintf('                                           H1 = %.3f [m]\n', H1)
fprintf('                                           H2 = %.3f [m]\n\n',
H2)

%%% DIMENSIONAMIENTO DE LA CAMARA ESPIRAL
fprintf('- Dimensiones de la cámara espiral:\n')
ve = 844 / (Ne^0.44); % velocidad en la sección de entrada
A = (1.2 - (19.56 / Ne)) * D3;
B = (1.1 + (54.8 / Ne)) * D3;
C = (1.32 + (49.25 / Ne)) * D3;
D = (1.50 + (48.8 / Ne)) * D3;
E = (0.98 + (63.3 / Ne)) * D3;
F = (1 + (131.4 / Ne)) * D3;
G = (0.89 + (96.5 / Ne)) * D3;
H = (0.79 + (81.75 / Ne)) * D3;
I = (0.1 + (Ne / 1538.5)) * D3;
L = (0.88 + (Ne / 2040)) * D3;
M = (0.60 + (Ne / 66667)) * D3;
fprintf('Velocidad de entrada a cámara de acero     ve = %.3f [m/s]\n',
ve)
fprintf('Diámetro de entrada a cámara espiral       A = %.3f [m]\n',A)
fprintf('                                           B = %.3f [m]\n',B)
fprintf('                                           C = %.3f [m]\n',C)
fprintf('                                           D = %.3f [m]\n',D)
fprintf('                                           E = %.3f [m]\n',E)
fprintf('                                           F = %.3f [m]\n',F)
fprintf('                                           G = %.3f [m]\n',G)
fprintf('                                           H = %.3f [m]\n',H)
fprintf('                                           I = %.3f [m]\n',I)
fprintf('Ancho Interno de cámara espiral             L = %.3f [m]\n',L)
fprintf('Ancho externo de cámara espiral            M = %.3f [m]\n',M)
% Dimensionamiento del tubo de aspiración
fprintf('\n- DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION:\n')
N = (1.54+(203.5/Ne))*D3;
O = (0.83+(140.7/Ne))*D3;
P = (1.37-(Ne/1785.7))*D3;
Q = (0.58+(22.6/Ne))*D3;
R = (1.6-(0.0013/Ne))*D3;
S = (D3/(0.25-(9.28/Ne)));
T = (1.5+(Ne/5263.2))*D3;
Z = (2.63+(33.8/Ne))*D3;
fprintf('                                           N = %.3f [m]\n',N)
fprintf('                                           O = %.3f [m]\n',O)
fprintf('                                           P = %.3f [m]\n',P)
fprintf('                                           Q = %.3f [m]\n',Q)
fprintf('                                           R = %.3f [m]\n',R)
fprintf('                                           S = %.3f [m]\n',S)
fprintf('                                           T = %.3f [m]\n',T)
fprintf('                                           Z = %.3f [m]\n',Z)
end

```

Codigo de Funcion "TurbinaPelton"

```
%% FUNCION DE TURBINA PELTON
function [Pt, Ns, ro] = TurbinaPelton(Qequi, Pgt, Hn, fr)
    fprintf('\n          DIMENSIONAMIENTO DE TURBINA HIDRAULICA PELTON\n')

    k_pelton = 0.1; % Constante para T. Pelton en caudal mínimo técnico
    ntp = 0.91;    % Rendimiento nominal para una apertura del 100 [por] para
Pelton

    % CALCULO DE CAUDAL MINIMO TECNICO
    Qmt = k_pelton * Qequi;
    fprintf('Caudal Mínimo Técnico para T. Pelton          Qmt = %.f [m3/s]\n',
Qmt)

    % CALCULO DE POTENCIA NOMINAL EN TURBINA
    Pt = Pgt * ntp; % Potencia nominal de la turbina [kW]
    fprintf('Potencia Nominal de Turbina Pelton          Pt = %.f [kW]\n',
Pt)

    % CALCULO DE VELOCIDAD ESPECIFICA DE GIRO (segun F.Sierbo et. A. Lugaresi (1976)
    Ne = 85.49 / (Hn^0.243);
    % CALCULO DE NUMERO DE CHORROS
    fprintf('El número de chorros es a su elección.\n')
    fprintf(['- Para turbinas pequeñas (menores a 5MW) se suele elegir con eje
horizontal y\n' ...
        ' de 1 chorro para saltos grandes y 2 chorros para saltos más pequeños\n'
...
        '- Para turbinas medianas (mayores a 20MW) generalmente se disponen en
vertical y\n' ...
        ' numero de chorros alto\n' ...
        '- Para las turbinas intermedias se disponen en eje horizontal, con 2 chorros
y\n' ...
        ' de eje vertical con 3 o 4 chorros\n' ...
        '- Sin embargo, de manera general se usan de 1 a 6 chorros dependiendo del
eje\n\n'])
    j = input('Numero de chorros          j = ');
    Ns = (Ne *(Hn^1.25)) / sqrt(Pt/j);
    pp = round(60 * fr / Ns); % Par Polos de la maquina
    Ns = 60 * fr / pp; % velocidad sincrona de diseño real de la
maquina
    Ne = Ns*sqrt(Pt/j)/(Hn^1.25);

    fprintf('Velocidad especifica de T. Pelton          Ne = %.3f
[adimensional]\n\n', Ne)
    fprintf('\nVelocidad sincrona Aprox. de TP por %d inyectores Ns = %.3f [rpm]\n',
j, Ns)

    % RAZON DE EMBALAMIENTO TIPICO EN T.P (SIRVE PARA CALCULO DE GENERADOR)
    ro=1.8; % el factor 1.8 es típico en T.P
    fprintf('Razón de embalamiento máximo en T.P          ro = %.3f\n', ro)

    %% DIMENSIONIOANMIENTO DEL RODETE
    fprintf('\n- DIMENSIONES DEL RODETE DE LA T. PELTON (guiarse en FIGURA)\n')
    % CALCULO DE COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIFERICA
    Ku = 0.5445 - (Ne / 256.4);

    % CALCULO DEL DIAMETRO MEDIO y EXTERIOR DEL RODETE Y DE CHORRO
```

```

D2 = 84.55 * Ku * (Hn^0.5) / Ns;
D3 = (1.028 + (0.0137 * Ne)) * D2;
Dj = Ne * D2 / (250.74 - (1.796 * Ne));
fprintf('Diámetro Medio del rodete           D2 = %.3f [m]\n',
D2)
fprintf('Diámetro Exterior del rodete       D3 = %.3f [m]\n',
D3)
fprintf('Diámetro de chorro                   Dj = %.3f [m]\n',
Dj)

% CALCULO DE CAZOLETAS
fprintf('\n- DIMENSIONES DE LA CAZOLETA (guiarse en FIGURA)\n')
H1 = 3.20 * Dj^0.96;
H2 = 3.23 * Dj^1.02;
fprintf('Ancho de cazoletas                     H1 = %.3f [m]\n',
H1)
fprintf('Longitud de cazoletas                    H2 = %.3f [m]\n',
H2)

%%% DIMENSIONAMIENTO DE LA CAJA
fprintf('\n- DIMENSIONES DE LA CAJA (guiarse en FIGURA)\n')
G = 0.196 + (0.376 * D3); % Calculo bajo interpolación
Lp = 0.78 + (2.06 * D3); % Calculo bajo interpolación %Diámetro en planta de la
caja
fprintf('Distancia entre eje de la rueda y parte superior de la caja G = %.3f
[m]\n', G)
fprintf('Diámetro en planta de la caja           Lp = %.3f [m]\n',
Lp)

% Otros dimensionamientos
F = 1.09 + 0.71 * Lp;
H = 0.62 + 0.513 * Lp;
I = 1.28 + 0.37 * Lp;
fprintf('           F = %.3f [m]\n', F)
fprintf('           H = %.3f [m]\n', H)
fprintf('           I = %.3f [m]\n', I)

% DIMENSIONES DE CARCAZA ESPIRAL
fprintf('\n- DIMENSIONES DE CARCAZA ESPIRAL (guiarse en FIGURA)\n')
v = 0.82 + (0.36 * Hn^0.5);
B = 0.595 + 0.694 * Lp;
C = 0.362 + 0.68 * Lp;
D = 0.219 + 0.70 * Lp;
E = 0.43 + 0.70 * Lp;
fprintf('Velocidad de agua en la entrada de distribuidor v = %.3f [m/s]\n', v)
fprintf('           B = %.3f [m]\n', B)
fprintf('           C = %.3f [m]\n', C)
fprintf('           D = %.3f [m]\n', D)
fprintf('           E = %.3f [m]\n', E)
end

```

Codigo de Funcion "TurbinaMBanki"

```
%% FUNCION DE TURBINA MICHAELL BANKI

function [Pt, Ns, ro] = TurbinaMBanki(Qd, Hn, g, hf, fr)
    fprintf('\n          DIMENSIONAMIENDO DE TURBINA HIDRAULICA MICHAELL BANKI\n')

    % VELOCIDADES DE AGUA EN INYECTOR Y RODETE
    fprintf('\n- DISEÑO EN BASE A VELOCIDADES EN RODETE\n')

    % ANGULO DE INGRESO AL RODETE
    % Vectores predefinidos
    a1_2 = [15.0, 15.2, 15.4, 15.6, 15.7, 15.9, 16.0, 16.1, 16.2, 16.4, 16.6, 16.8,
17.0];
    b1_2 = [28.18, 28.51, 28.85, 29.17, 29.50, 29.67, 29.83, 30.0, 30.15, 30.48,
30.80, 31.12, 31.44];

    fprintf('Valor de angulo alfa: %.1f [°]\n', a1_2)

    fprintf('\n- VELOCIDADES DE ENTRADA A RODETE\n')

    % Solicitar al usuario que ingrese un ángulo
    angulo = input(['De la lista mostrada, ingrese un ángulo de ingreso\n' ...
        'del agua al rodete (utilice punto como separador)          a1 = ']);

    % Buscar el índice correspondiente en a1
    indice = find(a1_2 == angulo, 1);
    a1=a1_2(indice);
    a1_prima=a1;
    if ~isempty(indice)
        % Obtener el valor correspondiente en b1
        b1 = b1_2(indice);
        b1_prima=b1;
        fprintf('\nEl valor correspondiente al ángulo alfa %.2f es          b1 =
%.4f[°]\n', angulo, b1);
    else
        fprintf('El ángulo ingresado no está en la lista a1.\n');
        return;
    end

    % Calculo del velocidad del fluido en relación con el rodete
    kc = sqrt(1-(hf/Hn)); % Coeficiente de velocidad del inyector (VALOREA
RECOMENDADOS ENTRE 0.97 y 0.98)

    % VELOCIDAD DE SALIDA DE AGUA DEL INYECTOR O INGRESO A RODETE

    C1 = kc*sqrt(2*g*Hn);          % velocidad de salida de inyector
    C1_prima = C1;                % velocidad de ingreso a rodete
    C1m= C1*sin(a1*pi/180);       % velocidad optima
    W1= C1*sin(a1*pi/180)/sin((180-b1)*pi/180); % velocidad relativa
    U1 = 2.127*kc*sqrt(Hn);       % velocidad tangencial
    U1_prima = U1;

    fprintf('velocidad de salida del agua del inyector          C1          = %.4f
[m/s]\n', C1)
    fprintf('velocidad de ingreso al rodete          C1_prima = %.4f
[m/s]\n', C1_prima)
```

```

    fprintf('Velocidad optima del fluido           C1m      = %.4f
[m/s]\n', C1m);
    fprintf('Velocidad relativa del fluido       W1        = %.4f
[m/s]\n', W1);
    fprintf('Velocidad tangencial del fluido    U1         = %.4f
[m/s]\n', U1);
    fprintf('Velocidad Absoluta del fluido      U1_prima = %.4f
[m/s]\n', U1_prima);

    % VELOCIDAD DE SALIDA DE AGUA DEL RODETE
    fprintf('\n- VELOCIDADES DE SALIDA A RODETE\n')
    if a1_2(indice) == 15.0
        a2=14.9;
        fprintf('Ángulo del agua orientada hacia el rodete          a2      =
%.4f [°]\n', a2);
    else
        a2=a1_2(indice-1); % piensa este ángulo porque pasa en el último valor
        fprintf('Ángulo del agua orientada hacia el rodete          a2      =
%.4f [°]\n', a2);
    end

    % VELOCIDADES
    ku=0.5; % factor tangencial en las turbinas de flujo transversal
    kf=0.98; % factor de velocidad relativa
    C2=4.34*sqrt(Hn);
    C2_prima= C2 * sqrt(((kf^2)*(1-(ku*(2-
ku)*(cos(a2*pi/180)^2))))+(ku^2)*(cos(a2*pi/180)^2))-(2*kf*(cos(a2*pi/180)^2)*(1-
ku)*ku));
    W2 = C2*sqrt(1-(ku*(2-ku)*cos(a2*pi/180)^2)); % velocidad relativa
    W2_prima = kf * W2; % velocidad relativa
    U2 = ku*C2*cos(a2*pi/180); % velocidad tangencial

    fprintf('velocidad de salida del agua del inyector           C2        = %.4f
[m/s]\n', C2)
    fprintf('velocidad absoluta de fluido a salida de rodete     C2_prima = %.4f
[m/s]\n', C2_prima)
    fprintf('Velocidad relativa del fluido                       W2         = %.4f
[m/s]\n', W2);
    fprintf('Velocidad relativa del fluido                       W2_prima = %.4f
[m/s]\n', W2_prima);
    fprintf('Velocidad tangencial del fluido                     U2         = %.4f
[m/s]\n', U2);

    % CALCULOS DE SALIDA DEL RODETE
    b2_prima = asin(sin(a2*pi/180)/(sqrt(1-(ku*(2-ku)*(cos(a2*pi/180)^2)))))*180/pi;
    b2 = 180 - b2_prima;
    a2_prima=abs(asin(kf*(sin(b2_prima*pi/180))*sqrt(1-(ku*(2-
ku)*(cos(a2*pi/180)^2)))/(sqrt((kf^2)+(ku*(cos(a2*pi/180)^2)*(ku-((kf^2)*(2-ku)))-
kf))))*180/pi;

    fprintf('Ángulo de salida del agua on respecto de tangente del rodete
b2_prima = %.4f [°]\n', b2_prima);
    fprintf('Ángulo del triángulo de velocidades de ingreso al rodete          b2
= %.4f [°]\n', b2);
    fprintf('Ángulo de salida del agua del rodete
a2_prima = %.4f [°]\n', a2_prima);

```



```

fprintf('\n- PARAMETROS RESULTANTES\n')

%Eficiencia hidráulica total del rodete
ntmb = 2*(kc^2)*(cos(a2*pi/180)^2)*ku*(1-ku)*(1-kf)*100;
ntmb2 = 100*ntmb;
fprintf('Eficiencia hidráulica total del rodete           ntmb2 = %.3f
[porcentaje]\n', ntmb2)

% CALCULO DE POTENCIA NOMINAL EN TURBINA
Pt = g * ntmb * Qd * Hn; % Potencia nominal de la turbina [kW]
fprintf('Potencia Nominal de Turbina Michell Banki       Pt = %.f
[kW]\n', Pt)

% Selección del diámetro
A = Qd / sqrt(Hn); % función que sirve para el diseño del rotor
if A >= 0.01 && A <= 0.02236
    De_rodete = 100;
elseif A > 0.02236 && A <= 0.04743
    De_rodete = 200;
elseif A > 0.04743 && A <= 0.07906
    De_rodete = 300;
elseif A > 0.07906 && A <= 0.11068
    De_rodete = 400;
elseif A > 0.11068 && A <= 0.4
    De_rodete = 500;
elseif A > 0.4 && A <= 1.66
    De_rodete = 600;
else
    De_rodete = NaN; % Manejar casos fuera de los rangos especificados
    fprintf('El valor de A está fuera de los rangos especificados.\n')
end
fprintf('Diámetro exterior del rodete                       De_rodete = %d
[mm]\n', De_rodete)

% Diámetro interior del rodete
Di_rodete = 0.66*De_rodete;
fprintf('Diámetro interior del rodete                       Di_rodete =
%.f [mm]\n', Di_rodete)

% Velocidad nominal de rotación [rpm]
Ns = (39.85*sqrt(Hn))/(De_rodete*1000); % Velocidad nominal de rotación [rpm]
pp = round(60 * fr / Ns); % Par Polos de la maquina
Ns = 60 * fr / pp; % velocidad sincrona de diseño real de la
maquina
Ne = Ns*sqrt(Pt)/(Hn^1.25);
fprintf('Velocidad Sincrona Aproximada de T.MBanki       Ns =
%.f [adimensional]\n', Ns)
fprintf('Velocidad específica                               Ne =
%.f [rpm]\n', Ne)

ro = 1.8; % Factor de embalamiento
ntr = 0.7; % Factor de freno máximo

% Potencia de freno
Pfr = Pt/(ntmb*ntr);
fprintf('Potencia de freno                                     Pfr =
%.f [kW]\n', Pfr)

```

```

%% DISEÑO DE ALABES
fprintf('\n- DISEÑO DE ALABES\n')
% Número de álabes según diámetro de rotor
if De_rodete == 200
    z = 22;
    emb = 5.16;
    teta = 15.5;
    phi = 74.5;
    fprintf('Espesor de la tubería                e_mb = %.3f
[mm]\n', emb);
    fprintf('Número de álabes del rodete          z      = %d
[álabes]\n', z);
    fprintf('Angulo de curvatura de alabes        phi    = %.2f
[°]\n', phi);
    elseif De_rodete == 300
        Z = 24;
        emb = 6.02;
        teta = 20;
        phi = 70;
        fprintf('Espesor de la tubería                e_mb = %.3f
[mm]\n', emb);
        fprintf('Número de álabes del rodete          z      = %d
[álabes]\n', z);
        fprintf('Angulo de curvatura de alabes        phi    = %.2f
[°]\n', phi);
    elseif De_rodete == 400
        Z = 26;
        emb = 6.55;
        teta = 17;
        phi = 73;
        fprintf('Espesor de la tubería                e_mb = %.3f
[mm]\n', emb);
        fprintf('Número de álabes del rodete          z      = %d
[álabes]\n', z);
        fprintf('Angulo de curvatura de alabes        phi    = %.2f
[°]\n', phi);
    elseif De_rodete == 500
        Z = 28;
        emb = 7.11;
        teta = 14.6;
        phi = 75.4;
        fprintf('Espesor de la tubería                e_mb = %.3f
[mm]\n', emb);
        fprintf('Número de álabes del rodete          Z      = %d
[álabes]\n', Z);
        fprintf('Angulo de curvatura de alabes        phi    = %.2f
[°]\n', phi);
    end

% RADIO DE CURVATURA DE ALABES
ra=0.163*De_rodete/1000;
fprintf('radio de alabes                ra    = %.2f
[m]\n', ra);

%% DISEÑO DE INYECTOR
fprintf('\n- DISEÑO DE INYECTOR\n')
% Ancho del inyector en [mm]

```

```

    Bi=(0.96*Qd/(De_rodete*sqrt(Hn)))*10^6;
    fprintf('Ancho del inyector           Bi = %.3f
[mm]\n', Bi);
    % Ancho del rotor [mm]
    Br=1.3*Bi;
    fprintf('Ancho del rotor           Br = %.3f
[mm]\n', Br);
    % Razón de aspecto
    R=Br/De_rodete;
    fprintf('Razón de aspecto           R = %.3f
[mm]\n', R);
    % Diámetro máximo de eje de rotor
    de_max=0.33*De_rodete;
    fprintf('Diámetro máximo de eje de rotor de_max = %.3f
[mm]\n', de_max);
end

```

Codigo de Funcion "GeneradorSincrono"

```
function GeneradorSincrono(Pt, fr, Ns, ro, fp, g, t)
    fprintf(['\n          DIMENSIONAMIENTO DE GENERADOR SINCRONO DE EJE
VERTICAL\n' ...
          TIPO: POLOS SALIENTES\n'])

    fprintf('\nSe asume un generador síncrono de polos salientes, conexión estrella
(Y)\n')
    fprintf(['\nEl diseño de un generador depende de muchos factores de
características civiles\n' ...
'y eléctricas, sin embargo, se presenta una aproximacion a diseño básico de
generador\n' ...
' síncrono que se adapta a valores de este codigo.\n\n'])

    f = 3; % Numero de fases del generador (puede cambiarlo si lo desea, PERO no es
recomendable)
    fprintf('Asumimos generador trifásico, # de fases          f = %.d\n', f)
    % Rendimiento global del generador, depende de P en KW
    if Pt < 500
        na = 0.93;
    elseif Pt >= 500 && Pt < 1000
        na = 0.95;
    elseif Pt >= 1000 && Pt < 10000
        na = 0.965;
    elseif Pt >= 10000 && Pt < 50000
        na = 0.975;
    elseif Pt >= 50000
        na = 0.98;
    end

    % Potencia Activa, Aparente y Energía Generada
    Pa = Pt * na; % Potencia del generador [kW]
    S = Pa / fp; % [kVA]
    Eg = Pa * t; % Energía [kWh]
    fprintf('Potencia del generador          Pa = %.3f [kW]\n',
Pa)
    fprintf('Potencia aparente          S = %.3f [kVA]\n',
S)
    fprintf('Energía entregada por generador durante %.d[h]          Eg = %.f [kWh]\n',
t, Eg)

    pp = round(60 * fr / Ns); % Par de polos
    p = pp * 2; % polos totales de la maquina
    Ns = 60 * fr / pp; % Velocidad síncrona del generador
    ws = (Ns * 2 * pi) / 60; % Velocidad síncrona del generador [rad/s]
    fprintf('Par de polos          pp = %d\n', pp)
    fprintf('polos totales de la maquina          p = %d\n', p)
    fprintf('Velocidad síncrona del generador          Ns = %.3f [rpm]\n',
Ns)
    fprintf('Velocidad síncrona del generador          ws = %.3f [rad/s]\n',
ws)

    Tm = (Pa*1000)/ws; % Torque Mecánico
    G=45*((S/1000)/sqrt(Ns))^0.74; % Peso del rotor
    GD = 55 * (S / Ns^1.5)^1.25; % [t*m^2] % Factor de Inercia (GD^2) o efecto
volante (GD^2)
```

```

    fprintf('Torque Mecánico           Tm = %.3f [N*m]\n',
Tm)
    fprintf('Peso rotor                 G  = %.3f [Ton]\n',
G)
    fprintf('Factor Inercia o Efecto Volante (GD^2 o PD^2)   GD^2 = %.3f
[t*m^2]\n', GD)

    fprintf('\n- DIAMETRO Y LONGITUDES DEL ALTERNADOR\n\n')
    % Calculo iterativo para obtención de diámetro y longitud de estator
    % Parámetros iniciales
    Der_range = [0.6, 20];
    Ls_range = [0.6, 4];

    % Inicializar matriz para almacenar valores que cumplen las condiciones
    valores_cumplidos = [];
    tolerancia = 0.03; % Tolerancia para la comparación de GD2 y GD

    for Der = Der_range(1):0.02:Der_range(2)
        for Ls = Ls_range(1):0.02:Ls_range(2)
            Vmx = (Der*pi*ro*Ns)/60;
            fm = S/(Ls*Ns*Der^2);
            CTp = p*Ls/Der;
            if CTp > 5.5 && CTp < 12.57 && Der > 1.5*Ls && fm >= 5
                if Der >= 3.5
                    GD2 = 5.1 * Ls * Der^3.45;
                else
                    GD2 = 3.079 * Ls * Der^4;
                end
                if abs(GD2 - GD) < tolerancia * abs(GD2 + GD)
                    % Almacenar valores que cumplen las condicione
                    valores_cumplidos = [valores_cumplidos; [Der, Ls, CTp, fm, Vmx]];
                else
                    % Aumentar Der y reducir Ls
                    Der = Der * sqrt(GD / GD2);
                    Ls = Ls * (GD2 / GD);
                    % Recalcular Tp, Vmx y fm
                    Vmx = (pi * ro * Ns * Der) / 60;
                    fm = S / (Ns * Ls * Der^2);
                    CTp = p * Ls / Der;
                    if CTp > 5.5 && CTp < 12.57 && Der > 1.5*Ls && Ls >= 0.6 && Ls <
4 && fm >= 5
                        valores_cumplidos = [valores_cumplidos; [Der, Ls, CTp, fm,
Vmx]];
                    end
                end
            end
        end
    end

    % mostrar el conjunto de valores aceptables de diámetro y longitud
    if ~isempty(valores_cumplidos)
        % Obtiene los valores únicos basados en la segunda columna (Ls)
        valores_cumplidos(:, [1, 2]) = round(valores_cumplidos(:, [1, 2]), 2);
        [~, idx, ~] = unique(valores_cumplidos(:,2));
        % Crea un nuevo vector con los valores únicos
        valores_cumplidos_nuevos = valores_cumplidos(idx, :);
        valores_cumplidos = sortrows(valores_cumplidos_nuevos, [1,2]); % ordenamos
valores cumplidos por diámetro
    end
end

```

```

    fprintf(['Valores que cumplen las condiciones de paso polar y factor de
inercia para Diámetros aceptables.\n' ...
    'De la lista, elija la opción que más le convenga (es mejor que la
condición paso polar este en los\n' ...
    'valores centrales del rango y en segundo lugar un alto nivel de factor
de utilización de material):\n\n']);
    fprintf('Opción\t Diámetro [m]\t Longitud [m]\t Condición Paso Polar [5.5 -
12.5]\t Factor de material\n');
    for i = 1:size(valores_cumplidos, 1)
        fprintf('  %d\t    %.2f\t    %.2f\t    %.2f\t
%.2f\n', i, valores_cumplidos(i, 1), valores_cumplidos(i, 2), valores_cumplidos(i,
3), valores_cumplidos(i, 4));
    end
    % Solicitar al usuario que elija una opción
    opcion_elegida = input('Elige una opción (número): ');

    % Verificar si la opción es válida
    if opcion_elegida >= 1 && opcion_elegida <= size(valores_cumplidos, 1)
        Der = valores_cumplidos(opcion_elegida, 1);
        Ls = valores_cumplidos(opcion_elegida, 2);
        CTp = valores_cumplidos(opcion_elegida, 3);
        fm = valores_cumplidos(opcion_elegida, 4);
        Vmx = valores_cumplidos(opcion_elegida, 5);

        fprintf('\nDiámetro externo de rotor                Der = %.3f
[m]\n', Der);
        fprintf('Longitud de estator                        Ls = %.3f
[m]\n', Ls);
        fprintf('Velocidad máxima de embalamiento          Vmx = %.3f
[m/s]\n', Vmx);
        fprintf('Factor de utilización de material          fm = %.3f
[kVA*min/m^3] \n', fm);
        fprintf('Condición de Paso Polar (polo*L/D)          CTp = %.3f
\n', CTp);

    else
        error('no existe dicha opción, repita el código')
    end
    else
        error('No se encontraron valores que cumplieran con las condiciones. Lo
sentimos el código no converge. ');
    end

    % Otros valores de dimensionamiento
    Lag = ceil((1.3/100)*Der*1000); % Distancia de entrehierro
    Lag = max(Lag,15);
    Lr = Ls*0.9; % Longitud de rotor
    Dis=Der+(Lag/1000); % Diámetro interno de estator
    D_carcaza = Der + 2.1; % Diámetro de la carcasa
    D_Foso = Der + 4.2; % Diámetro del foso
    L_cubierta = Ls + 2.3; % Altura entre cubiertas protectoras del estator
    Dir = (105 * (Pa / Ns)^0.35); % Diámetro interno de rotor o exterior del eje en
[mm], según G.I, Krivchenk
    GR=GD/4; % Momento giratorio
    I = 250 * GD; % Momento de Inercia polar de masa giratoria
    Ec = GD * (Ns^2) / 729.51; % Energía cinética del rotor
    H = GD * Ns^2/(729.51*S); % Constante de inercia H

```

```

Hff=1.7*(S/(Ns^1.5))^0.166;      % Constante de inercia Natural

% Peso del generador
if Der <= 2.8
    Wr = 6.5 * (Der^2) * Ls;
else
    Wr = 13.3 * (Der^1.3) * Ls;
end

fprintf('Longitud de Entrehierro (Aproximado)           Lag = %.3f [mm]\n',
Lag);
fprintf('Longitud de Rotor                             Lr  = %.3f [m]\n',
Lr);
fprintf('Longitud entre cubiertas del estator           L_cubierta = %.3f
[m]\n\n', L_cubierta)
fprintf('Diámetro interno de estator                  Dis = %.3f [m]\n',
Dis);
fprintf('Diámetro interno de rotor o exterior del eje   Dir = %.3f [mm]\n',
Dir)
fprintf('Diámetro de la carcasa                          D_carcaza  = %.3f
[m]\n', D_carcaza)
fprintf('Diámetro del foso                                D_foso     = %.3f
[m]\n', D_Foso)

fprintf('- Inercias y Pesos\n\n')
fprintf('Momento de Inercia polar de masa giratoria       I o J = %.3f
[Kg*m^2]\n', I)
fprintf('Momento Giratorio de rotor                          GR^2 = %.3f
[N*m^2]\n', GR)
fprintf('Energía Cinética De Rotor                            Ec  = %.3f [kW*s]\n',
Ec)
fprintf('Peso del rotor sin eje                               Wr  = %.3f [ton]\n',
Wr)
fprintf('Constante de Inercia                                 H   = %.3f
[kW*s/kVA]\n', H)
fprintf('Constante de Inercia Natural                         Hf  = %.3f
[kW*s/kVA]\n\n', Hff)

fprintf(['A continuación, se detalla un diseño más específico del generador de
polos salientes,\n' ...
'en el cual, usted debe tomar decisiones, basado en un método de tanteo, se
da una guía\n' ...
'y rangos de valores para que no pierda el rumbo del buen diseño, refuerce
los conceptos\n' ...
'y principios básicos que engloban a las maquinas síncronas como campos,
impedancias,\n' ...
'flujo, reluctancia, leyes en general, conexiones de devanado, etc. Busque
que su valor\n' ...
' de potencia aparente sea similar al previo calculado.\n\n'])
fprintf(['opcion (1), si desea continuar con el diseño.\n' ...
'opcion (2), si desea parar el código.\n\n'])
opcion=input('Elija una opcion: ');
if opcion >= 2 || opcion == 0
    error('Se termina el código, revise su diseño previo, muchas gracias¡¡');
end

% Tensión de Generación
Tensiones=imread('tensionesalternador.jpg');

```

```

imshow(Tensiones);
fprintf(['\nEl voltajes depende mucho del fabricante, por lo tanto, se recomienda
indagar\n' ...
'más sobre el tema, verificar ejemplos y usar valores aproximados. Utilice
la\n' ...
'imagen de tensiones de generación y tensión de transporte como referencia
a\n' ...
'valores típicos de potencia. Para este código la tensión de generación es
la\n' ...
'tensión de línea a línea en terminales del alternador, es decir VLL (la
"FEM"\n' ...
'se calculara posteriormente), típicamente los valores son de 0.4kV, 4.6kV,
6.9kV,\n' ...
'13.8kV o más.\n\n'])
VLL = input('Elija su tensión de generación o voltaje de línea a línea "VLL" en
[kV] = ');
Vf = VLL/sqrt(3); % Voltaje de Fase
fprintf('\nVoltaje de fase (por conexión Y) Vf = %.3f
[kV]\n',Vf)

fprintf(['\nelija un numero de caminos en paralelo o también llamado capas para
la conexion\n' ...
'de bobinado, valor de [1 o 2]:\n'])
Ncp = input('Numero de caminos en paralelo Ncp = ');

% Bucle hasta que el usuario ingrese un valor válido
while Ncp ~= 1 && Ncp ~= 2
    Ncp = input('Por favor, elige una opción (1 o 2), no puede ser mayor: ');

    % Verificar si la elección es válida
    if Ncp == 1 || Ncp == 2
        disp(['Has elegido ', num2str(Ncp),' caminos en paralelo']);
    else
        disp('Entrada no válida. Por favor, intenta de nuevo.');
```



```

        Nb = B/Gt; % Numero de Bobinas por polo y fase o grupo
imbricado 'Grupo de Cinturon'

% Verificar si Nrs y n son enteros (considerando una pequeña tolerancia)
es_entero_Nrs = abs(Nrs - round(Nrs)) < 1e-2;
es_entero_Nb = abs(Nb - round(Nb)) < 1e-2;

% Verificar condiciones
if es_entero_Nrs && es_entero_Nb && Nb >= 1 && Nrs < 500
    Nrs = round(Nrs);
    Nb = round(Nb);
    if mod(Nrs, 3) == 0 && mod(Nrs, p) == 0 && ~any(Nrs == [7, 13, 19])
        % Almacenar los valores que cumplen las condiciones
        valores_cumplidos2 = [valores_cumplidos2; [Nrs, ts, Gt, Nb]];
    end
end
end

% Ordenar los valores cumplidos por Nrs si hay valores que cumplen
if ~isempty(valores_cumplidos2)
    valores_cumplidos2 = sortrows(valores_cumplidos2, 1);
    % Obtiene los valores únicos basados en la primera columna (Nrs)
    [~, idx, ~] = unique(valores_cumplidos2(:, 1));
    % Crea un nuevo vector con los valores únicos
    valores_cumplidos2 = valores_cumplidos2(idx, :);

    fprintf('Valores que cumplen las condiciones de Numero de ranuras de estator
"Nrs":\n');
    fprintf('Opción\t      Nrs\n');
    for i = 1:size(valores_cumplidos2, 1)
        fprintf('  %d\t      %.2f\n', i, valores_cumplidos2(i, 1));
    end

    % Solicitar al usuario que elija una opción
    opcion_elegida2 = input('Elige una opción (número): ');

    % Verificar si la opción es válida
    if opcion_elegida2 >= 1 && opcion_elegida2 <= size(valores_cumplidos2, 1)
        Nrs = valores_cumplidos2(opcion_elegida2, 1);
        ts = valores_cumplidos2(opcion_elegida2, 2);
        Gt = valores_cumplidos2(opcion_elegida2, 3);
        Nb = valores_cumplidos2(opcion_elegida2, 4);
        fprintf('Has elegido Nrs = %.2f\n\n', Nrs);
    else
        error('Opción no válida. Ejecute nuevamente');
    end
else
    error('No se encontraron valores que cumplan las condiciones.');
```

```

end

% Símbolos no disponibles en tabla ASCII (SOLO PARA IMPRESION)
alfaSymbol = char(945);
thetaSymbol = char(952);

if Ncp == 1
    B = Nrs/2;
    fprintf('Numero de bobinas totales tipo "Half coil"      B = %.d\n', B)
elseif Ncp == 2
```

```

        B = Nrs;
        fprintf('Numero de bobinas totales tipo "Whole coil"           B = %.d\n',B)
    end

    np = Nrs / (p * f);           % Numero de posibilidades (probabilidad de conexión
debe ser mayor a 2)
    tp = pi*Der*1000/p;           % paso de polo
    Gf = Gt/f;                     % Grupos por fase
    Rf = round(Nrs / f);           % Numero de Bobinas por fase
    Rp = round(Nrs / p);           % Numero de ranuras por polo (paso de ranura o paso
de bobina)
    Rb = round(Rp + 1 - Nb);       % ranura por bobina (aproximado), debe realizar
mejor el diagrama y corroborar a aquí el valor
    ang_rp = 180 / Rp;             % ángulo de alcance de cada ranura en grados
electricos
    ang_b = ang_rp * Rb;           % Angulo de alcance que abarca cada bobina
    ang_s = 360/Nrs;               % Angulo por ranura
    ang_pm = 360 / p;              % ángulo de paso por polo (ángulo mecánico)
    ang_pe = ang_pm*p/2;           % ángulo de paso por polo (ángulo eléctrico),
siempre debe ser 180º
    Rbf = round(120 / ang_rp);     % Desplazamiento de ranuras por fase (donde empieza
el devanado de la siguiente fase)
    % , distribución y devanado
    Kp = sin((ang_b/2)*(pi/180));   % Factores de paso
    Kd=sin((Nb*ang_rp/2)*(pi/180))/(Nb*sin((ang_rp/2)*(pi/180))); % Factor de
distribución
    Kw = Kp*Kd;                     % Factor de
devanado

    fprintf('Paso de polo de rotor (distancia entre polo)           tp = %.3f [mm]\n',
tp)
    fprintf('Paso de ranura de estator (distancia entre ranura) ts = %.3f [mm]\n',
ts);
    fprintf('Numero de posibilidad (comprobación valor entero) np = %d\n', np);
    fprintf('Grupos totales por polo y fase                          Gt = %d\n', Gt);
    fprintf('Grupos por fase                                          Gf = %d\n', Gf);
    fprintf('Numero bobinas por polo y fase o grupo imbricado        Nb = %d\n', Nb);
    fprintf('Bobinas por cada fase                                    Rf = %d\n', Rf);
    fprintf('Ranuras por polo (paso ranura o paso bobina)            Rp = %d\n', Rp);
    fprintf('ranura a ranura por bobina                              Rb = %d\n', Rb);
    fprintf(['Angulo de alcance por ranura y polo                    ',alfaSymbol,'rp =
%.2f [º electrico]\n'], ang_rp);
    fprintf(['Angulo de alcance por bobina y ranura                  ',alfaSymbol,'b =
%.2f [º electrico]\n'], ang_b);
    fprintf(['Angulo por ranura                                     ',alfaSymbol,'s =
%.3f [º mecanico]\n'],ang_s)
    fprintf(['Angulo paso por polo (angulo mecanico)                 ',alfaSymbol,'p =
%.2f [º mecanico]\n'], ang_pm);
    fprintf(['Angulo paso por polo (angulo electrico)                ',alfaSymbol,'p_e =
%.2f [º electrico]\n'], ang_pe);
    fprintf('Siguiete juego de ranuras y bobinas por fase          Rbf = %d\n', Rbf);
    fprintf('Factor de paso                                           Kp = %.3f\n',Kp)
    fprintf('Factor de distribución                                    Kd = %.3f\n',Kd)
    fprintf('Factor de devanado                                       Kw = %.3f\n',Kw)

    fprintf(['\nDesde este punto, el codigo depende de suposiciones de ciertos
valores, estos\n' ...

```

```

    'deben ser probados con el fin de obtener los mejores resultados de diseño
para\n' ...
    'devanados de campo y armadura, respecto de las dimensiones de ranuras y
polos.\n\n']])

Dis_Devanado=imread('img_DisDevanados.jpg');
figure()
imshow(Dis_Devanado);

fprintf(['\nLos siguientes valores son los asumidos para un dimensionamiento
aproximado\n' ...
    'del generador, pero primero algunas recomendaciones para el usuario:\n' ...
    '- Anote los valores para no perder un posible diseño\n' ...
    '- la mayoría son factores de acortamiento, uno relevante es el "Kap"\n' ...
    '- Investigue los datos, mayor énfasis en corrientes, densidades y
resistencias\n' ...
    '- Simule una vez y observe los resultados previos, observe la superficie
de\n' ...
    ' conductor de ambos devanados e investigue su resistencia por km\n' ...
    '- Cambie las variables y trate de llegar a un valor cercano a la potencia
"S"\n\n' ...
    'En palabras del propio autor, le sugiere la siguiente metodología:\n' ...
    '1. Diseñe el rotor y ajuste parámetros del campo\n' ...
    '2. Si la densidad de flujo no es buena, redefina el diseño anterior de
rotor\n' ...
    '3. Diseñe el estator y parámetros de armadura\n' ...
    '4. Compruebe la potencia, si no es la esperada redefina o la superficie\n'
...
    ' de ranura o largo de núcleo, si aún tiene problemas, redefina todo
nuevamente\n' ...
    '5. Si la potencia es la esperada, recalcule los parámetros del devanado
campo y\n' ...
    ' armadura para valores nominales estimados\n' ...
    '6. Calcule reactancias y resistencias, simule en elementos finitos y ajuste
a\n' ...
    ' a valores requeridos de voltaje\n' ...
    '7. Estime el devanado de amortiguamiento (damper) y perdidas.\n\n']])

% Valores asumidos de rotor
SF = 2.08;          % Superficie del conductor de devanado
Kap = 0.7;         % Factor de polo (pole pitch factor) [0.5 - 0.83]
Kpb = 0.7;         % Factor de cuerpo (pole body factor) [0.33 - 0.75]
Kpss = 0.2;        % Factor impuesto [0.12 - 0.2]
KFF = 0.8;         % Factor de llenado de devanado de campo (field-winding fill
factor) [0.5 - 0.9]
IF = 10;           % Corriente de campo a full carga, debe ser menor a que IFmax
IFn1 = 0.45*IF;    % Corriente de campo en vacío
u0 = 4*pi*10^-7;  % Permeabilidad del vacío

% Valores asumidos del estator
Wso = 2;           % Anchura de apertura de ranura (width of slot opening)
hso = Wso;         % Apertura de ranura (slot opening)
hsw = 5;           % Altura de cuña de ranura (height of slot wedge)
Kts = 1;           % Factor de anchura desde el diente a la ranura (imposing the
tooth to slot width factor) [0.85 - 1.15]
Kpbsy = 1;         % Factor entre la anchura del cuerpo del polo y el yugo de
estator [0.5 -1.5]

```

```

Ksys = 0.83;      % Factor de altura de yugo estator (imposed to define the
height of stator yoke) [0.3 - 0.83]
Kaf = 0.5;      % Factor de llenado o relleno de ranura [0.33 - 0.66 ] (slot
fill factor)

% Valores asumidos para análisis Full Load
rFkm = 8.09;    % Resistencia por kilómetro en conductor de campo (investigar)
Tref = 20;     % Temperatura de referencia del conductor por su resistencia
por km
Top = 100;     % Temperatura de operación del generador

% Valores del devanado amortiguador (Damper Winding)
KDp = 0.8;     % Factor de devanado amortiguador [0.8 - 0.9] o [1.1 - 1.2]
KDs = 0.1;     % Factor de porción de total de cobre de armadura por barra
[0.07-0.3]

fprintf('- DATOS ASUMIDOS POR USUARIO\n\n')

fprintf('Factor de paso polar [0.5 - 0.83]')           Kap = %.3f\n',Kap)
fprintf('Factor de cuerpo polar [0.33 - 0.75]')        Kpb = %.3f\n',Kpb)
fprintf('Factor de altura de taco polo [0.12 - 0.2]')  Kpss = %.3f\n',Kpss)
fprintf('Factor de llenado de devanado campo [0.5 - 0.9]') Kff = %.3f\n',Kff)
fprintf('Factor anchura del diente a la ranura [0.85-1.15]') Kts = %.3f\n',Kts)
fprintf('Factor anchura del cuerpo polo y yugo de estator') Kpbsy =
%.3f\n',Kpbsy)
fprintf('Factor de altura de yugo estator [0.3 - 0.83]') Ksys = %.3f\n',Ksys)
fprintf('Factor de llenado de ranura [0.33 - 0.66]')    Kaf = %.3f\n',Kaf)
fprintf('Factor devanado amortiguador [0.8-0.9] o [1.1-1.2]') KDp = %.3f\n',KDp)
fprintf('Factor de porción por barra [0.1-0.3]')      KDs = %.3f\n',KDs)
fprintf('corriente de campo nominal')                 IF = %.3f
[A]\n',IF)
fprintf('Corriente de campo en vacío (IFnl < IF)')     IFnl = %.3f
[A]\n',IFnl)
fprintf('Permeabilidad del Vacío')                    u0 = %.7f
[H/m]\n',u0)
fprintf('Anchura de apertura de ranura [2 - 8]')      Wso = %.3f
[mm]\n',Wso)
fprintf('Apertura de ranura')                         hso = %.3f
[mm]\n',hso)
fprintf('Altura de cuña de ranura [2 - 10]')          hsw = %.3f
[mm]\n',hsw)
fprintf('resistencia por km en conductor campo (revisar)') rFkm = %.3f
[ohm/km]\n',rFkm)
fprintf('Temperatura de referencia de conductor por ohm/km') Tref = %.3f
[°C]\n',Tref)
fprintf('Temperatura operación de generador (típico 100)') Top = %.3f
[°C]\n',Top)

fprintf('\nA continuación los resultados de diseño:\n\n')

% Diseño de Rotor
hpsa = ((Der*1000)/2)-(cos((Kap/2)*ang_pm*pi/180)*(Der*1000/2)); % Altura de
seccion de arco del taco del polo (arc-section height of pole shoes)
Wps = 2*tan(ang_pm*(Kap/2)*pi/180)*((Der*1000/2)-hpsa);      % Ancho del taco
polar (width of pole shoes)
Wpb = Wps*Kpb;      % Anchura del cuerpo de polo (width of pole body)
hpss = (Der*1000)*Kpss/p; % seccion recta de la altura de taco de polo
(straight section height of pole shoes)

```

```

hps = hpsa + hpss;           % Altura del taco de polo (height of pole shoes)
Wpbc = (Wps - Wpb)/2;       % Anchura de un taco del polo (Width of pole body)
[mm]
hpb = (Der*1000/2) - hps - ((Wps/2)*tan(((180-ang_pm)/2)*pi/180)); % Altura del
cuerpo de polo (height of pole body)
TF = round(hpb*Wpbc*Kff/SF); % Numero de vueltas del devanado de campo
Rag=Lag/(u0*Ls*1000*((ts-Wso))); % Reluctancia de entrehierro (Reluctance of
the air gap)
FluxPB = TF*IFn1/(Rag/2);   % Flujo en el cuerpo del polo en vacío (flux
in the pole body)
Bpb = (FluxPB/1000)/(Lr*(Wpb/1000)); % Densidad del flujo em el cuerpo del polo
(Flujo=B*S*cos(a))
% Diseño de ranuras
Dst = (Dis*1000)+2*(hso+hs); % Diámetro de la parte superior de la ranura
ang_st = ang_s/(1+Kts);      % Angulo de la superficie por ranura
Wst = Dst*tan((ang_st/2)*pi/180); % Anchura de la parte superior de ranura
(Top of slot width)
Wsw = (Wst-Wso)/2;          % Anchura de cuña de ranura (Width of slot
wedge)
hsy = Wpb*Kpbsy;            % Altura del yugo de estator (height of
stator yoke)
hs = hsy*Ksys;              % Altura de ranura (height of the slot)
ang_sei = ang_s/2;          % Angulo de inclinación de ranura para
mantener el diente paralelo
Wsb = Wst+(2*hs*tan(ang_sei*pi/180)); % Anchura inferior de ranura (bottom of slot
width)
Des = (Dst + 2*hs + 2*hsy)/1000; % Diámetro externo de estator (External
diameter of stator)
Ss = hs*(Wsb+Wst)/2;        % Superficie de ranura trapezoidal (slot
trapezoidal surface)
TA = round((Vf*1000)/(sqrt(2)*pi*fr*Kw*FluxPB/1000)); % Numero de vueltas en la
armadura por fase por analisis de vacío
Tac1 = (TA/(Ncs*Nb));        % Numero de vueltas en armadura por bobina
% Comprueba si el número redondeado es par o impar
Tac_rd=round(Tac1);
if mod(Tac_rd, 2) == 1
    % Si es impar, ajusta al par más cercano
    if Tac_rd - floor(Tac1) < ceil(Tac1) - Tac_rd
        Tac = Tac_rd - 1; % Ajusta hacia abajo si el número original está más
cerca del entero inferior
    else
        Tac = Tac_rd + 1; % Ajusta hacia arriba si el número original está más
cerca del entero superior
    end
else
    % Si ya es par, no es necesario ajustar
    Tac = Tac_rd;
end

Sac= Ss/(Tac*Ncp);          % Superficie de conductor del devanado de armadura

if Sac > 96.1
    Sac = 107.2;
    Ja = 3.75;
    rAkm = 0.14;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
elseif Sac < 96.1 && Sac > 76.2
    Sac = 85.1;

```

```

    Ja = 4.11;
    rAkm = 0.23;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
elseif Sac < 76.2 && Sac > 60.4
    Sac = 67.4;
    Ja = 4.45;
    rAkm = 0.29;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
elseif Sac < 60.4 && Sac > 47.9
    Sac = 53.4;
    Ja = 4.87;
    rAkm = 0.37;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
elseif Sac < 47.9 && Sac > 38
    Sac = 42.4;
    Ja = 5.18;
    rAkm = 0.47;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
elseif Sac < 38 && Sac > 30.15
    Sac = 33.6;
    Ja = 5.71;
    rAkm = 0.57;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
elseif Sac < 30.15 && Sac > 23.95
    Sac = 26.7;
    Ja = 6.23;
    rAkm = 0.71;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
elseif Sac < 23.95 && Sac > 19
    Sac = 21.1;
    Ja = 6.68;
    rAkm = 0.91;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
elseif Sac < 19
    Sac = 13.3;
    Ja = 8.045;
    rAkm = 1.44;
    Tac = round(Ss/(Ncp*Sac));
end

Ddac = sqrt((4/pi)*Sac); % Diámetro del conductor de armadura
Ia = Sac*Ja; % Corriente de armadura en conducto
Sa = sqrt(3)*Ia*VLL; % Potencia de salida del generador
Pa = fp*Sa; % Potencia Activa del generador

% Diseño a full carga
FluxPB_fl=TF*IF/(Rag/2); % Flujo en el cuerpo de polo en
operacion nominal
Ean = (sqrt(2)*pi*TA*fr*Kw*FluxPB_fl/1000)/1000; % FEM de fase neutro en carga
nominal
ds = (Dst+hs)*(ang_b/p)*(pi/180); % arco de ranura entre dos ranuras de
la misma bobina
LAT = (2*pi*ds/2)+(2*Ls*1000); % Longitud total de una vuelta de
bobina en la armadura
Raref = LAT*TA*rAkm*(10^-6); % Resistencia de fase de Armadura
RA = Raref*((243.5+Top)/(243.5+Tref)); % Resistencia de fase de Armadura a
temperatura nominal
Lfc = (2*pi*((Wpb+Wpbc)/2))+ (2*Lr*1000); % Longitud total del del devanado campo

```

```

Rfref = LFc*TF*rFkm*(10^-6); % Resistencia de fase de Armadura
RF = Rfref*((243.5+Top)/(243.5+Tref)); % Resistencia de Campo a temperatura
nominal
Bst = (Bpb/(1-(ang_st/ang_s)))*0.90; % Densidad de flujo en el diente de
ranura

% Diseño de Devanado de Amortiguado
ang_d = ang_s*(KDp); % paso de devanado amortiguado (ángulo entre
barras de amortiguado)
NDb = round(ang_pm*Kap/ang_d); % Numero de barras de amortiguado
Sat = Ss*Nrs*Kaf; % Fracción de superficie total de conductor
armadura
SDb = Sat*KDs/(NDb*p); % Superficie de la barra amortiguadora
DDb = sqrt((4/pi)*SDb); % Diámetro de la barra de amortiguado
% Perdidas en devanados
PAC = 3*RA*Ia^2; % Perdidas en devanado armadura
PFc = RF*IF^2; % Perdidas en devanado campo

fprintf('- DISEÑO DE ROTOR DE POLOS SALIENTES\n\n')

fprintf('Anchura del cuerpo de polo Wpb = %.3f [mm]\n',
Wpb)
fprintf('Altura del cuerpo de polo hpb = %.3f [mm]\n',
hpb)
fprintf('Anchura complementaria del cuerpo del polo Wpbc = %.3f [mm]\n',
Wpbc)
fprintf('Altura de sección de arco del polo hpsa = %.3f [mm]\n',
hpsa)
fprintf('Sección recta de la altura de taco de polo hpss = %.3f [mm]\n',
hpss)
fprintf('Altura del taco de polo hps = %.3f [mm]\n',
hps)
fprintf('Anchura del taco de polo Wps = %.3f [mm]\n',
Wps)
fprintf('Superficie del conductor del devanado campo SF = %.3f
[mm^2]\n', SF)
fprintf('Numero de vueltas del devanado de campo TF = %.d
[vueltas]\n', TF)
fprintf('Reluctancia de entrehierro Rag = %.3f
[A*v/mWb]\n', Rag)
fprintf('Flujo en cuerpo del polo FluxPB = %.3f
[mWb]\n', FluxPB)
fprintf('Densidad del flujo en el polo Bpb = %.3f [T]\n',
Bpb)

fprintf('\n- DISEÑO DE RANURAS DE ESTATOR\n\n')

fprintf('Diámetro externo de estator Des = %.3f [m]\n',
Des)
fprintf('Diámetro hasta parte superior de la ranura Dst = %.3f [mm]\n',
Dst)
fprintf(['Angulo de la superficie por ranura ',thetaSymbol,'st =
%.3f [° mecanico]\n'], ang_st)
fprintf('Anchura inferior de ranura Wst = %.3f [mm]\n',
Wst)
fprintf('Anchura superior de ranura Wsb = %.3f [mm]\n',
Wsb)

```

```

    fprintf('Anchura de cuña de ranura                Wsw = %.3f [mm]\n',
Wsw)
    fprintf('Altura del yugo de estator                hsy = %.3f [mm]\n',
hsy)
    fprintf('Altura de ranura                          hs  = %.3f [mm]\n',
hs)
    fprintf(['Angulo inclinación de ranura          ',thetaSymbol,'sei =
%.3f [° mecanico]\n'], ang_sei)
    fprintf('Superficie de ranura trapezoidal        Ss  = %.3f [mm^2]\n',
Ss)
    fprintf('Numero de vueltas en armadura fase        TA  = %.d
[vueltas]\n', TA)
    fprintf('Numero de vueltas por bobina serie por polo fase Tac = %.d
[vueltas]\n', Tac)
    fprintf('Superficie de conductor del devanado armadura Sac = %.3f [mm^2]\n',
Sac)
    fprintf('Diámetro de conductor de devanado armadura Ddac = %.3f [mm]\n',
Ddac)
    fprintf('Corriente de armadura                          Ia  = %.3f [A]\n',
Ia)
    fprintf('Potencia Aparente del generador (aproximada) Sa  = %.3f [kVA]\n',
Sa)
    fprintf('Potencia Activa del generador (aproximada) Pa  = %.3f [kW]\n',
Pa)

    fprintf('\n- DISEÑO A FULL CARGA\n\n')

    fprintf('Flujo en polo en operación nominal                FluxPBnm = %.3f
[mWb]\n', FluxPB_fl)
    fprintf('V. inducido de fase en operación nominal        Ean = %.3f [kV]\n',
Ean)
    fprintf('Longitud total de una vuelta de bobina en armadura LAT = %.3f [mm]\n',
LAT)
    fprintf('Resistencia de fase de devanado Armadura        RA  = %.3f [Ohm]\n',
RA)
    fprintf('Longitud total de vuelta polo de devanado campo LFc = %.3f [mm]\n',
LFc)
    fprintf('Resistencia de devanado Campo                    RF  = %.3f [Ohm]\n',
RF)
    fprintf('Densidad del flujo en diente de ranura          Bst = %.3f [T]\n',
Bst)

    fprintf('\n- DISEÑO DE DEVANADO DE AMORTIGUADO (DAMPER WINDING)\n\n')

    fprintf(['angulo entre barras de amortiguado    ',alfaSymbol,'D =
%.3f [° mecanico]\n'], ang_d)
    fprintf('Numero de barras de amortiguado por polo        NDb = %.d\n', NDb)
    fprintf('Superficie de la barra amortiguadora          SDb = %.3f [mm^2]\n',
SDb)
    fprintf('Diámetro de la barra de amortiguado          DDb = %.3f [mm]\n',
DDb)

    fprintf('\n- PERDIDAS EN DEVANADOS\n\n')

    fprintf('Perdidas de cobre en devanado de armadura        PAc = %.3f [W]\n',
PAc)
    fprintf('Perdidas de cobre en devanado de campo          PFc = %.3f [W]\n',
PFc)

```



```

    fprintf(['\nLlegados a este punto, tome estos valores y simule en elementos
finitos,\n' ...
'no trate a este diseño como la verdad final de diseño, es más, se
recomienda\n' ...
'que parte de estos valores para su diseño y prueba ajustándolos en
elementos\n' ...
'finitos ya que lo calculado guarda un porcentaje de error conforme la
potencia\n' ...
'del generador aumenta debido a todas las variables asumidas, la razón es
que\n' ...
'este código tiene sus limitantes, ya que se ha tratado de calcular la
mayoría\n' ...
'de variables para evitar en lo mínimo la toma de decisión del usuario,
recuerde\n' ...
'que este es solo una aproximación, es hecho para los fines de este
proyecto.\n' ...
'De hecho una limitante es la configuración interna de conductores de
devanado\n' ...
'armadura y sus densidades de corriente, por lo que no recomiendo usarlo a\n'
...
'valores mayores a 10MW.\n' ...
'Si puede usar la metodología proporcionada en el documento de grado o la\n'
...
'referencia original de la metodología para su propia interpretación y
ajustes\n\n'])

```

ANEXO B: Resultados Obtenidos por Código de MATLAB

Se presenta los resultados del código iterativo que permite al usuario, mediante decisiones, encontrar los parámetros necesarios para el diseño básico de los componentes principales de una mini central hidroeléctrica, bajo la metodología presentada en el capítulo tres, respecto de la organización, pasos a seguir y conceptos a dominar, se presentan los siguientes resultados de cálculo preliminar respecto de los datos de entrada configurados para este proyecto, resaltando de color ciertos parámetros de mayor relevancia en el proceso.

DATOS DE ENTRADA

=====

DATOS DE ENTRADA SOLICITADOS

- Punto de la toma de embalse sobre el nivel del mar [m] z1 = 116
- Punto de instalacion de turbina sobre el nivel del mar [m] z2 = 90
- Punto de descarga al rio sobre el nivel del mar [m] z3 = 85
- Caudal de diseño maximo [m3/s] Qd = 30
- Caudal de Equipamento o caudal medio en el año [m3/s] Qequi = 30
- Velocidad de rio aguas abajo (por C. ecologico) [m/s] v3 = 2
- Longitud de la tubería [m] L = 65
- Estimado de tiempo en horas que su central funciona t = 8

DATOS DE ENTRADA PREESTABLECIDOS EN EL CODIGO

- Gravedad g = 9.81 [m/s]
- Frecuencia de red fr = 60 [Hz]
- Factor de potencia estimado de su central fp = 0.90

Tubería de presión

DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA DE PRESION

=====

Para el diseño de tubería de presión, se puede calcular el valor óptimo de diámetro, sin embargo, este código presenta valores aceptables de diámetro en función de las pérdidas de entre el 4% a 10%, y un valor de comparación según Fahlbush que a medida que aumenta la longitud de la tubería, este deja de ser preciso por las pérdidas que supone. Se recomienda probar con otros valores menores a los presentados si el diámetro es muy grande (si su valor de diámetro es muy menor, corre riesgo de tener muchas pérdidas).

Elija entre las siguientes opciones:

- Opción (1) para calcular el diámetro óptimo
- Opción (2) para ingresar un diámetro

Opción elegida: 1

Valores que cumplen las condiciones de Diámetro:

Opción	Diámetro [m]	Perdidas [%]	D. según Fahlbush [m]
1	3.05	5.31	3.06e+00
2	3.00	5.69	3.06e+00
3	2.95	6.10	
4	2.90	6.55	
5	2.85	7.03	
6	2.80	7.57	
7	2.75	8.15	
8	2.70	8.80	
9	2.65	9.51	
10	2.60	10.29	
11	2.55	11.15	
12	2.50	12.11	
13	2.45	13.17	
14	2.40	14.35	

Elige una opción (número): 12

Has elegido un Diámetro interno

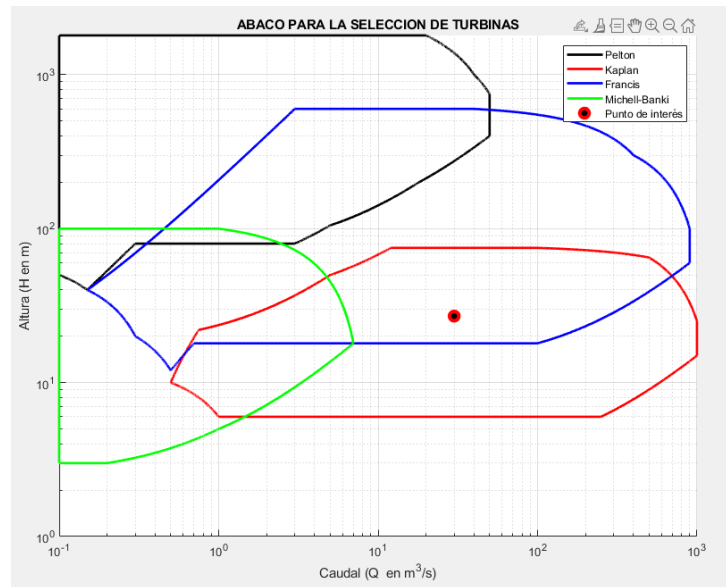
D = 2.50

Analizando las pérdidas obtenidas de entre 5% y 15%, notamos que existe una gran diferencia respecto del porcentaje con la variación de unos 60 cm respecto del primer y último valor de diámetro, se considera aceptable escoger un diámetro de entre el 5% y 10% de pérdidas, pero para efectos de este proyecto en la propuesta de mini generación o pequeñas centrales, se escogió de manera arbitraria la opción 12, con un diámetro de tubería de 2.5 m y unas pérdidas del 12.11%, tal que se obtuvieron los siguientes resultados de diseño para turbina.

Salto Bruto	Hb = 31.000 [m]
Porcentaje de pendiente	m = 47.692 [%].
Velocidad en Tubería y entrada a turbina	v2 = 6.112 [m/s]
- Pérdidas en Tubería:	
Pérdidas de Entrada en Tubería	he = 0.952 [m]
Pérdidas por Fricción en Tubería	hf = 0.517 [m]
Pérdidas por válvula en Tubería	hv = 2.284 [m]
Pérdidas totales en tubería de presión	ht = 3.753 [m]
Porcentaje de pérdida, aceptable [4% - 12%]	perdidas = 12.11 [%]
- Sobrepresión por golpes de Ariete:	
Celeridad de la onda en tubería	a = 826.462 [m/s]
Tiempo de parada	Tp = 3.013 [s]
Longitud Crítica	Lc = 1247.015 [m]
Altura de Sobrepresión por Golpes De Ariete	dh = 26.884 [m]
Caida total de la Tubería	Ht = 57.884 [m]
- Otros valores de diseño:	
Salto Neto	Hn = 27.043 [m]
Presión 2 Manométrica en turbina	P2 = 199365.700 [Pa]
Espesor de la Tubería de Presión	es = 13.132 [mm]
Diámetro Exterior de la Tubería	De = 2.526 [m]
- Potencias en la tubería:	
Potencia Generada en tubería	Pgt = 6995.348 [kW]
Potencia No Generada en tubería	Ppt = 970.755 [kW]

Como resultados de mayor relevancia obtenemos la velocidad dentro de la tubería, Carga total de la tubería, el salto neto y a la potencia aprovechada, siendo cercana a 7 [MW], la generación aproximada de instalación utilizando el vertedero de la instalación que se sabe tiene un diámetro de entrada cercano a los 2.5 metros de diámetro, en este componente se utilizaron los conceptos de ecuación de Bernoulli y de conservación de energía, así también la consideración del golpe de ariete por sobrepresión y pérdidas en la tubería. Este diseño se ve reflejado en elementos finitos de análisis en ANSYS.

Turbina Hidráulica Kaplan



Nuestro Abaco nos permite decidir qué tipo de turbina es posible dimensionar para dicho caudal de diseño y altura neta, en este caso, se eligió una turbina hidráulica Kaplan, pero también se ha propuesto un diseño básico de las turbinas hidráulicas, Francis, Pelton y Michell Banki.

SELECCIÓN DE TURBINA

Las turbinas seleccionables son:

- (1) TurbinaKaplan
- (2) TurbinaFrancis

Por favor, elige el número de la turbina deseada: 1

Has seleccionado: TurbinaKaplan

DIMENSIONAMIENTO DE TURBINA HIDRAULICA KAPLAN CON CAMARA ESPIRAL

Caudal Minimo Tecnico para TK	Qmt = 7.50 [m3/s]
Potencia Nominal de Turbina Kaplan	Pt = 6506 [kW]
Velocidad Especifica en Turbina Kaplan	Ne = 470.841 [adimensional]
Velocidad Sincrona Aproximada en T.Kaplan	Ns = 360.000 [rpm]
Razon de embalamiento maximo en T.K	ro = 2.2
Velocidad de embalamiento en la turbina Kaplan	Nmx = 792.000 [rpm]
Coefficiente De Cavitacion Turbina Kaplan	cc = 0.511
Altura de Aspiracion	Hs = 4.074 [m]

- Dimensiones de rodete de Turbina Kaplan:

Coefficiente de velocidad periferica o tangencial	Ku = 1.548
Diametro exterior de las palas del rodete	DM = 1.891 [m]
Diametro de rodete	Dm = 0.853 [m]
Radio de rodete	rm = 0.426[m]
Desde centro de turbina a final de la misma	Hm = 1.099 [m]
Desde centro de C. espiral a centro de turbina	Hl = 0.765 [m]
Altura de Alabe	Hal = 0.621 [m]

Observamos mediante cálculos, que la velocidad de giro y por ende de sincronismo es de 360 rpm, una potencia aprovechada de 6.5 MW y un diseño aproximado de la estructura del rodete. La turbina se consideraría de tipo medio lenta por su velocidad específica. De tal manera se procede hacer el análisis de alabes de rodete para determinar el número, velocidades y ángulos salida y entrada.

- Analisis inicial de incidencia de fluido en alabe

```

velocidad absoluta salida de distribuidor      c1 = v2*eps = 15.089 [m/s]
velocidad tangencial de entrada y salida      u = u1 = u2 = 35.662 [m/s]
angulo tangencial de incidencia               α1 = 62.718 [°]
angulo tangencial de salida                   α2 = 90.000 [°]
angulo de deslizamiento de fluido en entrada β1 = 25.011 [°]
angulo de deslizamiento de fluido en salida   β2 = 20.609 [°]
velocidad meridional de entrada y salida      clm = c2m = c2 = 13.411 [m/s]
velocidad angular sincrona                    w = 37.720 [rad/s]
velocidad absoluta resultante                 clue = 6.917[m/s]
eficiencia de turbina                         ntk = 0.930
espacio libre entre alabes                    t_al = 1.331 [m]
aproximacion de iteracion                     zi = 4
Delta entre radios para secciones             dr = 0.130[m]

```

- Dimensiones de Secciones en Alabes:

iteracion	vel. in/out (ui)	vel. absoluta (clui)	vel. angular entrada (wli)	vel. angular salida (w2i)
1	16.084 [m/s]	15.340 [m/s]	13.431 [rad/s]	20.941 [rad/s]
2	20.978 [m/s]	11.761 [m/s]	16.273 [rad/s]	24.899 [rad/s]
3	25.873 [m/s]	9.536 [m/s]	21.136 [rad/s]	29.142 [rad/s]
4	30.767 [m/s]	8.019 [m/s]	26.407 [rad/s]	33.563 [rad/s]
5	35.662 [m/s]	6.918 [m/s]	31.718 [rad/s]	38.100 [rad/s]

iteracion	variaciones de α [°]	variaciones de β1i [°]	variaciones de β2i [°]
1	0.000 [°]	86.826 [°]	39.822 [°]
2	38.793 [°]	55.499 [°]	32.590 [°]
3	50.805 [°]	39.383 [°]	27.399 [°]
4	57.898 [°]	30.521 [°]	23.551 [°]
5	62.710 [°]	25.012 [°]	20.609 [°]

iteracion	radio de secciones (ri) [m]	segmento de cuerda (li) [m]	Radio de curvatura [m]
1	0.426 [m]	1.010 [m]	0.705 [m]
2	0.556 [m]	1.138 [m]	1.316 [m]
3	0.686 [m]	1.320 [m]	1.967 [m]
4	0.816 [m]	1.521 [m]	2.751 [m]
5	0.945 [m]	1.732 [m]	3.671 [m]

Numero maximo de alabes en turbina

Za = 5 Alabes

Observamos que el número de convergencia se aproxima a las 5 iteraciones, por lo que es el número de alabes a diseñar en rodete, el diseño cuenta con una convergencia igual a la eficiencia planteada inicialmente para la suposición de valores iniciales de cálculo en la turbina, esta se detalla en el capítulo tres en la descripción de la turbina hidráulica Kaplan. Adicionalmente notamos que el ángulo de incidencia entrada respecto del eje para lograr la velocidad angular síncrona es de 62.71°, que es lo más proximo a los 90° y se rige a la lógica del golpe en los alabes.

- Dimensiones de la camara espiral de acero:

Apertura de camara espiral (union a tuberia)	A1 = 2.590 [m]
	B1 = 2.720 [m]
	C1 = 3.049 [m]
Desde centro de distribuidor hasta sec. externa	D1 = 3.518 [m]
Desde centro de distribuidor hasta sec. interna	E1 = 2.529 [m]
Diametro de distribuidor	F1 = 3.032 [m]
	G1 = 2.606 [m]
	H1 = 2.265 [m]
Altura de distribuidor	I1 = 0.723 [m]
Diametro de seccion de entrada en camara espiral	L1 = 2.174 [m]
Diametro de seccion de salida en camara espiral	M1 = 1.265 [m]

- Dimensiones del Tubo de Aspiracion:

Distancia libre hasta centro de alabe	Ht = 0.523 [m]
Altura de tubo de aspiracion	N = 3.780 [m]
	O = 2.632 [m]
Radio de direccion	P = 2.317 [m]
	Q = 1.174 [m]
Altura de salida de tubo de aspiracion	R = 2.293 [m]
Largo total desde centro de turbina	S = 8.863 [m]
	T = 2.725 [m]
Ancho maximo de tubo de aspiracion	Z = 5.291 [m]

Para finalizar el diseño de la turbina hidráulica Kaplan, se presenta un cálculo de variables basadas en el dimensionamiento de la cámara espiral, distribuidor y tubo de aspiración que pueden ser de referencia en la figura anterior y que también se ve reflejada en el diseño para el software de elementos finitos.

Generador Síncrono

DIMENSIONAMIENTO DE GENERADOR SINCRONO DE EJE VERTICAL TIPO: POLOS SALIENTES

Se asume un generador sincrónico de polos salientes, conexión estrella (Y)

El diseño de un generador depende de muchos factores de características civiles y eléctricas, sin embargo, se presenta una aproximación a diseño básico de generador sincrónico que se adapta a valores de este código.

Asumimos generador trifásico, # de fases	f = 3
Potencia del generador	Pa = 6277.975 [kW]
Potencia aparente	S = 6975.528 [kVA]
Energía entregada por generador durante 8[h]	Eg = 50224 [kWh]
Par de polos	pp = 10
polos totales de la máquina	p = 20
Velocidad sincrónica del generador	Ns = 360.000 [rpm]
Velocidad sincrónica del generador	ws = 37.699 [rad/s]
Torque Mecánico	Tm = 166528.462 [N*m]
Peso rotor	G = 21.460 [Ton]
Factor Inercia o Efecto Voltante (GD ² o PD ²)	GD ² = 56.463 [t*m ²]

- DIAMETRO Y LONGITUDES DEL ALTERNADOR

Valores que cumplen las condiciones de paso polar y factor de inercia para Diámetros aceptables. De la lista, elija la opción que más le convenga (es mejor que la condición paso polar este en los valores centrales del rango y en segundo lugar un alto nivel de factor de utilización de material)

Opción	Diámetro [m]	Longitud [m]	Condición Paso Polar [5.5 - 12.5]	Factor de material
1	2.18	0.76	6.96	5.35
2	2.18	0.78	7.14	5.21
3	2.18	0.80	7.33	5.08
4	2.18	0.81	7.39	5.04
5	2.19	0.79	7.22	5.08
6	2.23	0.74	6.65	5.29
7	2.23	0.75	6.72	5.23
8	2.24	0.73	6.53	5.29
9	2.25	0.71	6.32	5.36
10	2.28	0.64	5.61	5.82
11	2.28	0.66	5.79	5.65
12	2.28	0.68	5.96	5.48
13	2.28	0.70	6.14	5.32
14	2.28	0.72	6.32	5.18
15	2.30	0.65	5.69	5.59

Elige una opción (número): 15

Como resultados iniciales tenemos una máquina de 20 polos salientes con giro nominal de 360 rpm, escogemos un diámetro de 2.3 m de diámetro y 0.65 m de largo que tiene una condición de paso polar de 5.7, un valor aceptable para una máquina de tamaño justo.

Diámetro externo de rotor	Der = 2.300 [m]
Longitud de estator	ls = 0.650 [m]
Velocidad máxima de embalamiento	Vmx = 95.412 [m/s]
Factor de utilización de material	fm = 5.593 [kVA*min/m^3]
Condicion de Paso Polar (polo*L/D)	CTp = 5.688
Longitud de Entrehierro (Aproximado)	Lag = 30.000 [mm]
Longitud de Rotor	Lr = 0.585 [m]
Logitud entre cubiertas del estator	L_cubierta = 2.950 [m]
Diámetro interno de estator	Dis = 2.330 [m]
Diámetro interno de rotor o exterior del eje	Dir = 285.575 [mm]
Diámetro de la carcaza	D_carcaza = 4.400 [m]
Diámetro del foso	Dfoso = 6.500 [m]
- Inercias y Pesos	
Momento de Inercia polar de masa giratoria	I = 14115.844 [Kg*m^2]
Momento Giratorio de rotor	GR^2 = 14.116 [N*m^2]
Energía Cinética De Rotor	Ec = 10030.916 [kW*s]
Peso del rotor sin eje	Wr = 22.350 [ton]
Constante de Inercia	H = 1.438 [kW*s/kVA]
Constante de Inercia Natural	Hf = 1.706 [kW*s/kVA]

Los demás valores de diseño de diámetros y longitudes de rotor, entrehierro, estator juegan un papel importante en el análisis de desempeño del flujo, evidenciado en los siguientes análisis, cabe destacar que a partir de este punto todas las variables influyen de manera significativa en los cálculos, la constante de inercia natural esta cercano a un valor típico de 2 para generador grandes de inercia considerables.

```

elija un numero de caminos en paralelo o tambien llamado capas para la conexion
de bobinado, valor de [1 o 2]:
Numero de caminos en paralelo          Ncp = 2

tipicamente el numero de caminos en serie, es el mismo valor de polos de la maquina
Numero de caminos en serie            Ncs = 20

- CONEXION DE DEVANADO DE ARMADURA (CONEXION DE IMBRICADO)

Valores que cumplen las condiciones de Numero de ranuras de estator "Nrs":
Opción      Nrs
1           120.00
2           180.00
3           240.00
4           300.00
5           360.00
6           420.00
7           480.00
Elige una opción (número): 1
Has elegido Nrs = 120.00

Numero de bobinas totales tipo "Whole coil"      B = 120
Paso de polo de rotor (distancia entre polo)    tp = 361.283 [mm]
Paso de ranura de estator (distancia entre ranura) ts = 60.995 [mm]
Numero de posibilidad (comprobacion valor entero) np = 2
Grupos totales por polo y fase                  Gt = 60
Grupos por fase                                 Gf = 20
Numero bobinas por polo y fase o grupo imbricado Nb = 2
Bobinas por cada fase                           Rf = 40
Ranuras por polo (paso ranura o paso bobina)    Rp = 6
ranura a ranura por bobina                      Rb = 5
Angulo de alcance por ranura y polo              arp = 30.00 [° electrico]
Angulo de alcance por bobina y ranura           ab = 150.00 [° electrico]
Angulo por ranura                               as = 3.000 [° mecanico]
Angulo paso por polo (angulo mecanico)          ap = 18.00 [° mecanico]
Angulo paso por polo (angulo electrico)         ap_e = 180.00 [° electrico]
Siguiete juego de ranuras y bobinas por fase   Rbf = 4
Factor de paso                                   Kp = 0.966
Factor de distribucion                           Kd = 0.966
Factor de devanado                              Kw = 0.933

```


Los parámetros de imbricado se verán reflejados en la distribución de las bobinas, que mejor se observan en el diseño de devanado de armadura (ANEXO C) y vista de generador en ANSYS de los siguientes incisos, sin embargo, se registraron variables determinantes como el número de ranuras (120), el número de bobinas por polo y fase que es 2, Ranuras por polo (6), ángulo de alcance de polo (18°), entre otros.

```
- DATOS ASUMIDOS POR USUARIO

Factor de paso polar [0.5 - 0.83])           Kap = 0.700
Factor de cuerpo polar [0.33 - 0.75]        Kpb = 0.700
Factor de altura de taco polo [0.12 - 0.2]   Kpss = 0.200
Factor de llenado de devanado campo [0.5 - 0.9] Kff = 0.800
Factor anchura del diente a la ranura [0.85-1.15] Kts = 1.000
Factor anchura del cuerpo polo y yugo de estator Kpbsy = 1.000
Factor de altura de yugo estator [0.3 - 0.83] Ksys = 0.830
Factor de llenadode ranura [0.33 - 0.66]     Kaf = 0.500
Factor devanado amortiguador [0.8-0.9] o [1.1-1.2] KDp = 0.800
Factor de porcion por barra [0.1-0.3]       KDs = 0.100
corriente de campo nominal                  IF = 10.000 [A]
Corriente de campo en vacio (IFnl < IF)     IFnl = 4.500 [A]
Permeabilidad del Vacio                     u0 = 0.0000013 [H/m]
Anchura de apertura de ranura [2 - 8]       Wso = 2.000 [mm]
Apertura de ranura                          hso = 2.000 [mm]
Altura de cuña de ranura [2 - 10]           hsw = 5.000 [mm]
resistencia por km en conductor campo (revisar) rFkm = 8.090 [ohm/km]
Temperatura de referencia de conductor por ohm/km Tref = 20.000 [°C]
Temperatura operacion de generador (tipico 100) Top = 100.000 [°C]
```

A continuacion los resultados de diseño:

```
- DISEÑO DE ROTOR DE POLOS SALIENTES

Anchura del cuerpo de polo                   Wpb = 176.672 [mm]
Altura del cuerpo de polo                    hpb = 323.295 [mm]
Anchura complementaria del cuerpo del polo   Wpbc = 37.858 [mm]
Altura de seccion de arco del polo           hpsa = 6.945 [mm]
Seccion recta de la altura de taco de polo   hpss = 23.000 [mm]
Altura del taco de polo                      hps = 29.945 [mm]
Anchura del taco de polo                     Wps = 252.389 [mm]
Superficie del conductor del devanado campo SF = 2.080 [mm^2]
Numero de vueltas del devanado de campo     TF = 4707 [vueltas]
Reluctancia de entrehierro                   Rag = 622.562 [A*v/mWb]
Flujo en cuerpo del polo                     FluxPB = 68.046 [mWb]
Densidad del flujo en el polo                Bpb = 0.658 [T]
```

De este apartado observamos como el flujo en vacío toma valores de 0.658 [T], lo que es aceptable considerando que la densidad de flujo en operación nominal suele estar entre 1 y 1.7 [T], tal que un mejor análisis de la interpretación de estos resultados se detalla en los demás incisos

Diametro externo de estator	Des = 2.991 [m]
Diametro hasta parte superior de la ranura	Dst = 2344.000 [mm]
Angulo de la superficie por ranura	θst = 1.500 [° mecanico]
Anchura inferior de ranura	Wst = 30.685 [mm]
Anchura superior de ranura	Wsb = 38.364 [mm]
Anchura de cuña de ranura	Wsw = 14.342 [mm]
Altura del yugo de estator	hsy = 176.672 [mm]
Altura de ranura	hs = 146.638 [mm]
Angulo inclinacion de ranura	θsei = 1.500 [° mecanico]
Superficie de ranura trapezoidal	Ss = 5062.601 [mm ²]
Numero de vueltas en armadura fase	TA = 471 [vueltas]
Numero de vueltas por bobina serie por polo fase	Tac = 24 [vueltas]
Superficie de conductor del devanado armadura	Sac = 107.200 [mm ²]
Diametro de conductor de devanado armadura	Ddac = 11.683 [mm]
Corriente de armadura	Ia = 402.000 [A]
Potencia Aparente del generador (aproximada)	Sa = 9608.725 [kVA]
Potencia Activa del generador (aproximada)	Pa = 8647.853 [kW]
- DISEÑO A FULL CARGA	
Flujo en polo en operacion nominal	FluxPBnm = 151.214 [mWb]
V. inducido de fase en operacion nominal	Ean = 17.714 [kV]
Longitud total de una vuelta de bobina en armadura	LAt = 2324.234 [mm]
Resistencia de fase de devanado Armadura	RA = 0.200 [Ohm]
Longitud total de vuelta polo de devanado campo	LFc = 1843.968 [mm]
Resistencia de devanado Campo	RF = 91.536 [Ohm]
Densidad del flujo en diente de ranura	Bst = 1.185 [T]
- DISEÑO DE DEVANADO DE AMORTIGUADO (DAMPER WINDING)	
angulo entre barras de amortiguado	αD = 2.400 [° mecanico]
Numero de barras de amortiguado por polo	NDb = 5
Superficie de la barra amortiguadora	SDB = 303.756 [mm ²]
Diametro de la barra de amortiguado	DDb = 19.666 [mm]
- PERDIDAS EN DEVANADOS	
Perdidas de cobre en devanado de armadura	PAC = 96860.842 [W]
Perdidas de cobre en devanado de campo	PFC = 9153.605 [W]
>>	

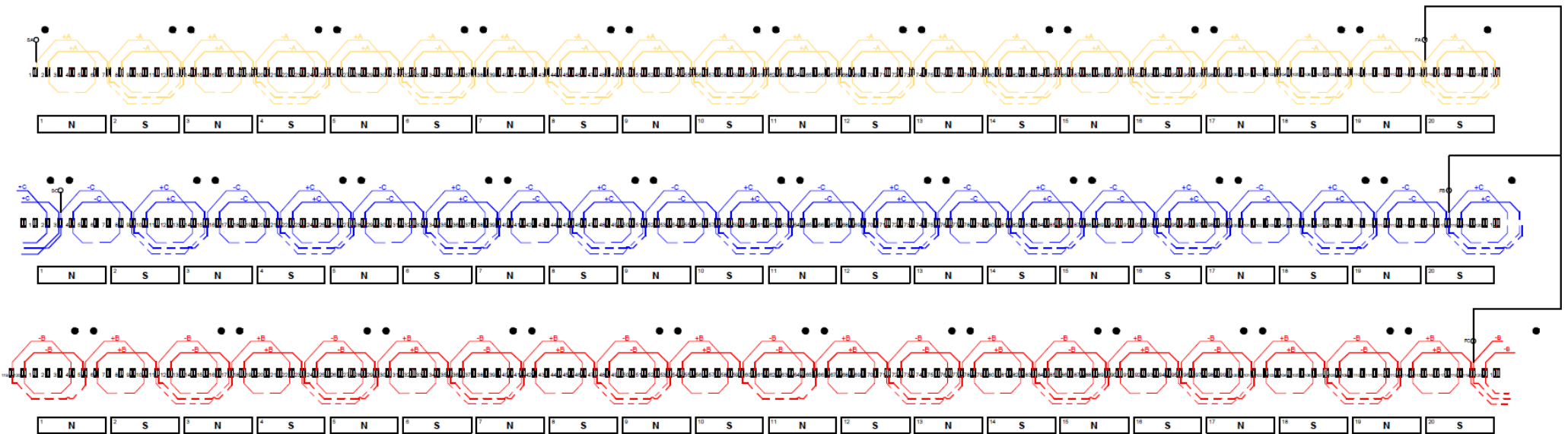
De igual manera observamos que una potencia aproximada de generación es de 9.6 KVA o mejor expresando en 8.6 kW por el uso del factor de potencia.

ANEXO C: Diseño en AutoCAD

Conexión Bobinado de Imbricado

DIAGRAMA DE CONEXIÓN DE RANURAS
(ESTRELLA TRIFASICO, WHOLE COIL, 120 ranuras, 120 bobinas, 20 polos)

Autores: Mario Farias, Daniel Herrera



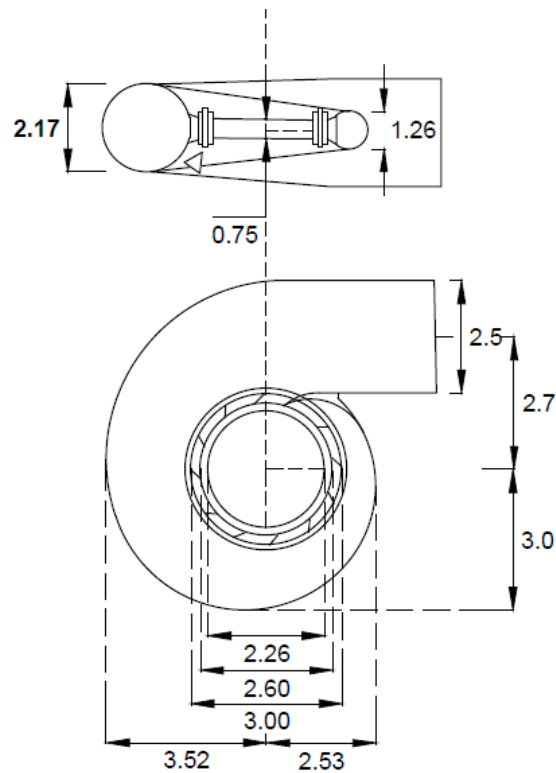
Con los datos de diseño del código de MATLAB, se dibuja el imbricado de conexión del estator, de tal manera tenemos una organización estable con 120 ranuras y 120 bobinas, así mismo al ser una conexión "Whole coil" con un solo camino en paralelo o mejor dicho un solo camino serie, se obtiene una distribución de valor entero para el número de bobinas por fase, teniendo en total 60 grupos bobinados, 20 por cada fase como se muestra en la imagen, cada polo representa 18° mecánicos de alcance, mientras que cada ranura tiene 3° de alcance mecánico, así mismo se tiene un alcance por ranura polo o alcance por bobina de 30° eléctrico, que es un valor aceptable considerando la cantidad de ranuras y su distribución, finalmente bajo cálculos, el factor de distribución estimado es de 0.933 que de igual manera es un valor más que acertado para la conexión.

ANEXO D: Diseño de Turbina Hidráulica Kaplan

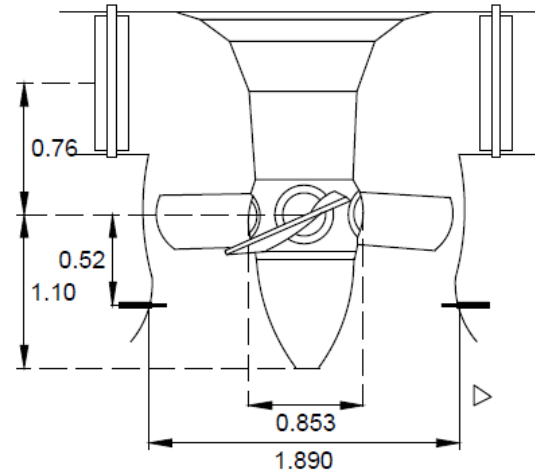
DISEÑO DE TURBINA HIDRÁULICA KAPLAN CON CAMARA ESPIRAL DE ACERO

Autores: Mario Farias, Daniel Herrera

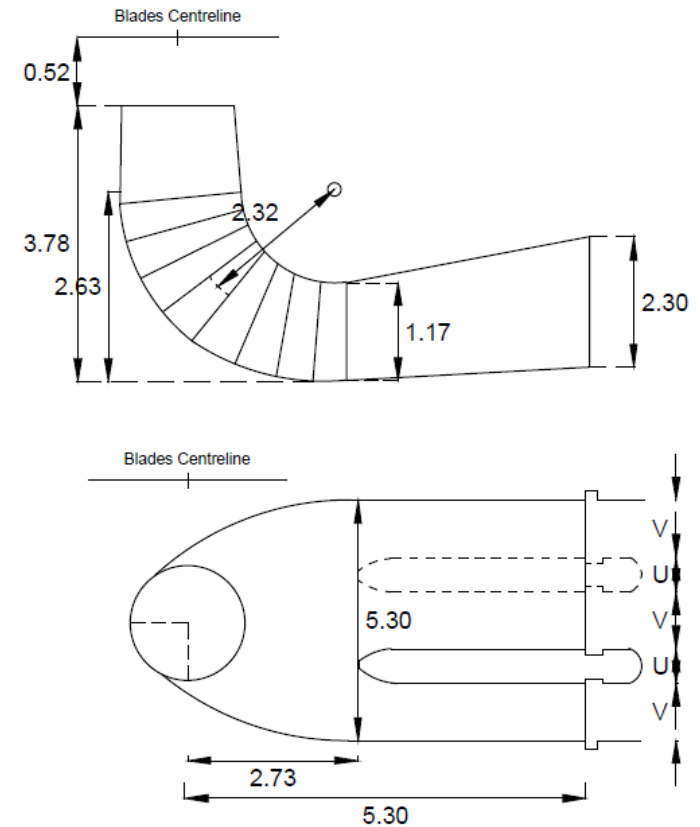
Dimensiones de Cámara Espiral



Dimensiones De Rodete



Dimensiones de Tubo De Aspiración

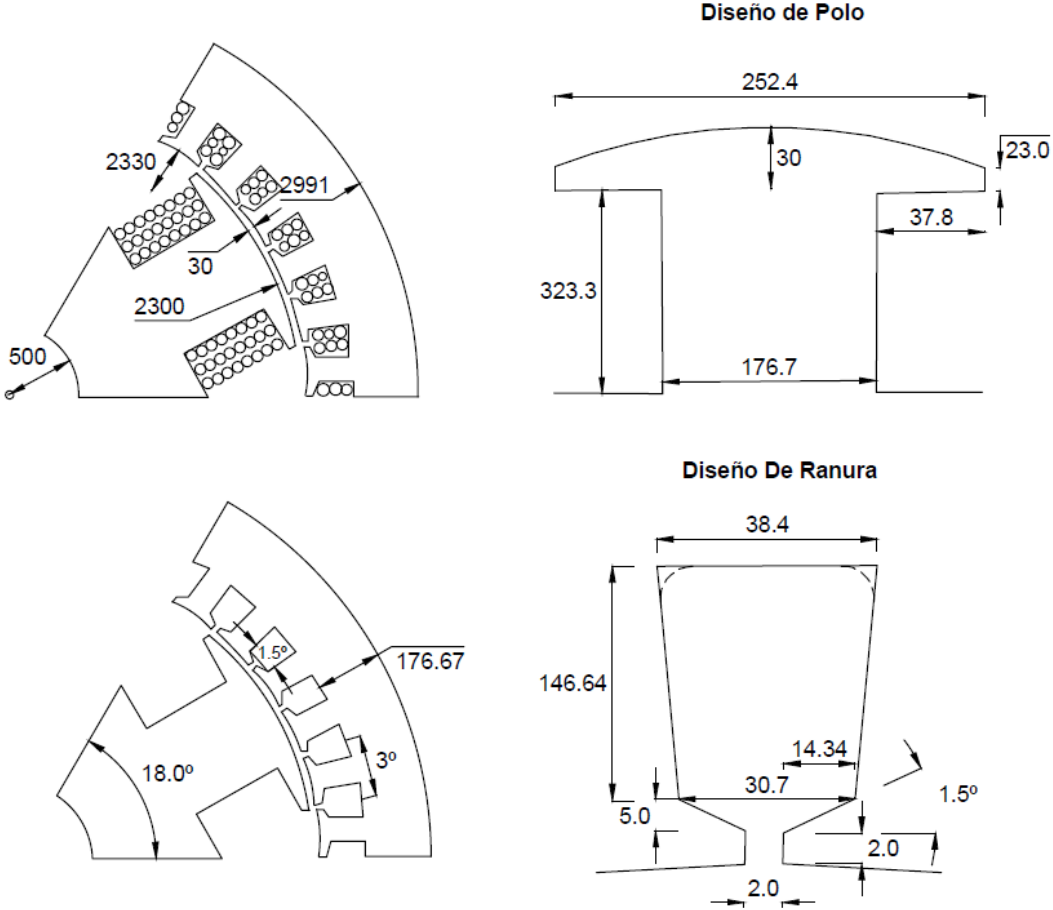


Nota: Todas las unidades se encuentran en metros

ANEXO E: Diseño de Estator y Rotor de Máquina Síncrona

DISEÑO DE ESTATOR Y ROTOR DE MAQUINA SINCRONA DE 20 POLOS

Autores: Mario Farias, Daniel Herrera



Nota: Todas las unidades de longitud se encuentran en milímetros