



**UNIVERSIDAD
MICHOCANA DE SAN
NICOLÁS DE HIDALDO**



**Ciencia y
Tecnología**

Secretaría de Ciencia, Humanidades,
Tecnología e Innovación



**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO DE LA FACULTAD DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

**REDISEÑO GEOMÉTRICO DE UN DIFUSOR DEL TUBO DE
ASPIRACIÓN DE UNA TURBINA GMM PARA OBTENER UN
MAYOR RENDIMIENTO ENERGÉTICO**

TESIS

Que para obtener el grado de
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

Ing. Rafael Zamudio Cadenas

ASESORES:

Dr. Sergio Ricardo Galván González

*Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Michoacana de San
Nicolás de Hidalgo*

Dra. Tania Marie Arispe Angulo

*Laboratório de Tecnologia Submarina de la Universidade Federal do Rio de
Janeiro*

Morelia, Michoacán, mayo de 2025

AGRADECIMIENTOS

A mi familia, quienes han sido mi pilar de apoyo a lo largo de todo este proceso. Su amor, comprensión y constante aliento me han dado la fuerza necesaria para superar los desafíos y llegar a esta meta. Gracias por estar siempre a mi lado, por creer en mí y por ser mi fuente de inspiración.

A mis asesores, el Dr. Sergio Ricardo Galván González y la Dra. Tania Marie Arispe Angulo, les agradezco profundamente por su guía, paciencia y dedicación. Sus conocimientos y consejos han sido fundamentales para el desarrollo de esta tesis. Gracias por su tiempo y por ayudarme a crecer tanto académica como personalmente. También agradezco a mi mesa sinodal, el Dr. Víctor López Garza, el Dr. Crisanto Mendoza Covarrubias y el M.C. Hugo Cuauhtémoc Gutiérrez Sánchez, por haber aceptado formar parte del proyecto y por su tiempo y trabajo dedicados al mismo.

A la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, por brindarme el espacio y las herramientas necesarias para llevar a cabo este proyecto. Estoy muy agradecido por la oportunidad de aprender y desarrollarme en un entorno tan enriquecedor.

Finalmente, quiero expresar mi agradecimiento al Consejo Nacional de Humanidades, Ciencias y Tecnologías, CONAHCYT por el apoyo financiero proporcionado durante mis estudios. Sin su contribución, muchas de las oportunidades de investigación y crecimiento académico no habrían sido posibles.

CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS.....	i
CONTENIDO.....	ii
ÍNDICE DE FIGURAS	v
ÍNDICE DE TABLAS.....	viii
RESUMEN.....	ix
ABSTRACT.....	x
INTRODUCCIÓN.....	1
DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	6
JUSTIFICACIÓN.....	7
HIPÓTESIS	8
OBJETIVOS.....	9
• Objetivo general.....	9
• Objetivos específicos	9
CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO	10
1.1 Energía hidráulica.....	10
1.2 Turbinas hidráulicas	11
1.3 Turbina Francis.....	14
1.4 Tubo de aspiración.....	15
1.5 Estado del arte	18
CAPÍTULO 2. METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN	24
2.1 Dinámica de fluidos computacional	24
2.2 Ecuaciones de Navier-Stokes	28
2.2.1 Ecuación de continuidad.....	28

2.2.2 Ecuación de momentum.....	29
2.3 Modelos de turbulencia	30
2.4 Modelo k- ω SST.....	31
CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA.....	36
3.1 Clúster de cálculo	36
3.2 Parametrización del difusor y relaciones l/L	38
3.3 Generación del script.....	38
3.4 Preprocesamiento.....	42
3.5 Propiedades.....	44
3.6 Postprocesamiento	48
3.7 Parámetros de comportamiento	49
CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS	51
4.1 Análisis cuantitativo	51
4.1.1 Factor de corrección de energía cinética axial.....	51
4.1.2 Factor de recuperación de energía cinética tangencial	52
4.1.3 Factor de momentum	53
4.1.4 Intensidad de giro.....	54
4.2 Análisis cualitativo	55
4.2.1 Flujo másico.....	55
4.2.2 Presión estática	57
4.2.3 Presión total	58
4.2.4 Velocidad	59
4.2.5 Velocidad axial	60
4.2.6 Velocidad tangencial.....	62

4.3 Parámetros de comportamiento	63
4.3.1 Factor de recuperación de presión promedio	63
4.3.2 Factor de recuperación de Shárán	64
4.3.3 Factor de pérdida de energía	64
4.4 Eficiencia hidráulica	65
CONCLUSIONES	68
TRABAJO A FUTURO	69
BIBLIOGRAFÍA	70

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Participación de las energías renovables en el consumo final total de energía para países seleccionados (REN21, 2022).	1
Figura 2: Panorama mundial de la energía renovable (REN21, 2022).....	2
Figura 3: Generación hidroeléctrica por región hasta el año 2050. (International Energy Agency, 2012)	2
Figura 4: Generación total de energía eléctrica por tecnología 2022 (Secretaría de Energía, 2023).	3
Figura 5: Configuración de un sistema híbrido, (Arévalo Cordero, 2017)	4
Figura 6: Esquema de una central hidroeléctrica típica, (Solano, 2013).	11
Figura 7: Direcciones de flujo para las turbinas Pelton, Francis y Kaplan (Sabins Civil Engineering, 2013).	12
Figura 8: Relación entre la carga y el flujo de agua en las turbinas Pelton, Francis y Kaplan (Sabins Civil Engineering, 2013).	13
Figura 9: Relación entre la eficiencia y la velocidad específica homóloga N_s entre las turbinas Pelton, Francis y Kaplan (Sabins Civil Engineering, 2013).	13
Figura 10. Esquema de una turbina Francis indicando sus componentes principales, (Husain et al., 2008).	15
Figura 11: Distribución de energía a través de una turbina de reacción, (Husain et al., 2008).	16
Figura 12: tipos de tubo de aspiración, (Husain et al., 2008).	17
Figura 13: Componentes de un tubo de aspiración. (Soni et al., 2010).	17
Figura 14: Parametrización en 2 dimensiones del tubo de aspiración utilizando un punto de control $P(y_i, z_i)$, (Herrera Sandoval, 2017).	18
Figura 15: Geometrías resultantes óptimas del tubo de aspiración en los procesos de optimización con configuración Divergencia - Ducto: a) pared recta, b) pared logarítmica, c) pared hiperbólica, d) pared hiperbólica de Prâsil, (Herrera Sandoval, 2017).	19
Figura 16: Geometrías para cada difusor obtenidas en el proceso de optimización, (Herrera-Sandoval et al., 2025).	19

Figura 17: Factor de pérdida de presión para cada geometría y forma de la pared (Herrera-Sandoval et al., 2025)	20
Figura 18: Principales variables relacionadas con los parámetros del codo del tubo de tiro a) DT LOG, b) DT HIP-HIP, c) DT ARC-HIP, d) DT LOG-HIP, (Arispe et al., 2018).....	20
Figura 19: mallado en dirección axial del Caso2, (Bounous, 2008).	21
Figura 20: sección transversal del tubo de aspiración de la turbina GAMM tipo Francis, (Ciocan et al., 2012).	22
Figura 21: Gráfica de Pareto para la función objetivo. a) Factor de recuperación de presión; b) Coeficiente de pérdidas de energía, (Nam Mun et al., 2017).....	22
Figura 22: Diferentes disciplinas contenidas dentro de la dinámica de fluidos computacional, (Tu et al., 2018).....	25
Figura 23: Funciones de interconectividad de los tres principales elementos dentro de un marco de análisis de CFD, (Tu et al., 2018).	26
Figura 24: Pasos en simulaciones CFD, (Andersson et al., 2011).	27
Figura 25: Estaciones de trabajo del clúster de cálculo.....	37
Figura 26: Ventiladores del nodo 1. El ventilador central tiene menos RPM que los dos en los extremos.....	37
Figura 27: Tornillo capado en el nodo 3.	38
Figura 28: Blocaje del tubo de aspiración a analizar.....	40
Figura 29: Mallado de la relación $l/L = 1$	41
Figura 30: Parámetros de calidad de malla con relación $l/L = 1$	41
Figura 31: Mallado para las relaciones l/L	42
Figura 32: Definición del predistribuidor (S1).	42
Figura 33: Pantalla de recarga de archivos de malla.	43
Figura 34: Editor de transformación de malla.	44
Figura 35: Dominio computacional del rotor y el tubo de aspiración con relación $l/L = 1$.	44
Figura 36: Detalles de frontera a la entrada del predistribuidor.	45
Figura 37: Detalles de frontera a la salida del tubo de aspiración.....	45
Figura 38: Dominio de interfaces para cada sección.....	47

Figura 39: Sistemas de solución para la simulación.....	47
Figura 40: Definición de la ejecución de la simulación.	48
Figura 41: Planos generados con superficies en la relación $l/L = 1$	48
Figura 42: Factores de recuperación de energía axial obtenidos para las relaciones l/L en múltiples superficies.	52
Figura 43: Factor de corrección de energía cinética tangencial para las diferentes relaciones l/L en múltiples superficies.....	53
Figura 44: Factores de momentum obtenidos para las diferentes relaciones l/L en múltiples superficies.	54
Figura 45: Intensidades de giro obtenidas para las diferentes relaciones l/L en múltiples superficies.	55
Figura 46: Flujos máxicos para las relaciones l/L	56
Figura 47: Presión estática para las relaciones l/L ,	57
Figura 48: Presión total para las relaciones $l/L =$ a) 1, b) 0.86, c) 0.42, d) 0.30, e) 0.29, y f) 0.28	59
Figura 49: Velocidad promedio para las relaciones l/L	60
Figura 50: Velocidad axial para las relaciones l/L	61
Figura 51: Velocidad tangencial para las relaciones l/L	62
Figura 52: Coeficientes de recuperación promedio obtenidos para las diferentes relaciones l/L en múltiples superficies.....	63
Figura 53: Coeficientes de recuperación de Shárán obtenidos para las diferentes relaciones l/L en múltiples superficies.....	64
Figura 54: Factores de pérdida de energía obtenidos para las diferentes relaciones l/L en múltiples superficies.	65
Figura 55: Eficiencias totales para las relaciones l/L	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características de las diferentes geometrías en base a su relación l/L	40
Tabla 2: Valores de torques individuales y totales para el rotor.	66

RESUMEN

El tubo de aspiración de una turbina hidráulica es uno de los elementos más importantes de una central hidroeléctrica, esto gracias a la gran recuperación de energía que ocurre en esta zona. De las tres partes del tubo de aspiración (cono-difusor, codo y tubo de salida), es en el cono-difusor donde ocurren $\frac{3}{4}$ partes de la recuperación de energía. Asimismo, esta sección tiene por objetivo disminuir la velocidad de flujo y aumentar la recuperación de presión. Por tanto, el presente trabajo tiene por objetivo encontrar un diseño eficiente mediante el rediseño del cono-difusor. Para resolver este problema se utilizó una metodología que incluye un estudio paramétrico y análisis a través de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para generar diferentes geometrías de un cono-difusor en relaciones divergencia-ducto para, posteriormente, ensamblar el elemento al resto del tubo de aspiración en una turbina Francis GAMM y evaluarlas, así validando investigaciones previas. Se compararon las relaciones $l/L = 0.28, 0.29, 0.30, 0.42, 0.86$ y 1 , las cuales son la relación entre la longitud del ducto (l) y la longitud total del difusor (L), evaluando de forma cuantitativa su factor de corrección de energía cinética (α_{ax}), factor de corrección de energía tangencial (α_{tg}), el factor de momentum (β) y la intensidad de giro (S), el coeficiente de recuperación de presión promedio (C_{p_m}), el coeficiente de recuperación de Shárán ($C_{p_{sh}}$) y el factor de pérdida de energía (ζ), así como la eficiencia a través del flujo del fluido (η). Asimismo, se analizó de forma cualitativa los parámetros que se usaron para calcular los factores previamente mencionados.

Los resultados obtenidos concluyeron que la mejor relación fue $l/L = 0.42$ ya que, si bien no obtuvo la mayor eficiencia de todas, sí tuvo la mejor corrección del flujo y una mejor pérdida de energía. Por tanto, se puede concluir que esta relación es la geometría ideal y la que se puede utilizar en trabajos futuros para los cuales los rodets de las turbinas pueden adaptarse para mejorar su eficiencia.

Palabras clave: cono-difusor, Dinámica de Fluidos Computacional, eficiencia, presión, tubo de aspiración.

ABSTRACT

The draft tube of a hydraulic turbine is one of the most important elements of a hydroelectric power plant, thanks to the great energy recovery that occurs in this area. Of the three parts of the draft tube (diffuser cone, elbow and outlet pipe), it is in the diffuser cone where $\frac{3}{4}$ of the energy recovery occurs. Likewise, this section aims to decrease the flow rate and increase pressure recovery. Therefore, the present work aims to find an efficient design by redesigning the diffuser cone. To solve this problem, a methodology was used that includes a parametric study and analysis through Computational Fluid Dynamics (CFD) to generate different geometries of a cone-diffuser in divergence-duct relationships to subsequently assemble the element to the rest of the suction tube of a Francis GAMM turbine and evaluate them, thus validating previous research. The ratios $l/L = 0.28, 0.29, 0.30, 0.42, 0.86$ and 1 , which are the relationship between the length of the duct (l) and the total length of the diffuser (L) were compared, quantitatively evaluating their kinetic energy correction factor (α_{ax}), tangential energy correction factor (α_{tg}), momentum factor (β) and swirl (S), average recovery coefficient (C_{p_m}), Sharan recovery coefficient ($C_{p_{sh}}$) and energy loss factor (ζ), as well as efficiency through fluid flow (η). Likewise, the parameters used to calculate the aforementioned factors were qualitatively analyzed.

The results obtained concluded that the best ratio was $l/L = 0.42$ since, although it did not obtain the highest efficiency of all, it did have the best flow correction and a better energy loss. Therefore, it can be concluded that this relationship is the ideal geometry and the one that can be used in future works for which the turbine runners can be adapted to improve their efficiency.

Key words: Computational Fluid Dynamics, diffuser cone, draft tube, efficiency, pressure.

INTRODUCCIÓN

En el mundo moderno, sin duda alguna el principal problema a enfrentar a futuro es el del cambio climático. Las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) relacionadas a la generación de energía eléctrica mediante la quema de combustibles fósiles son los mayores contribuyentes al mismo. Debido al incremento de la demanda energética, la cual se calcula incrementará en un 41% para el año 2050 (U.S. Energy Information Administration, 2023), las energías renovables son la alternativa principal para alcanzar un desarrollo sustentable. Debido a ello, es necesario enfocar esfuerzos en la producción de energía mediante fuentes renovables, limpias y virtualmente inagotables, como se aprecia en la Figura 1.

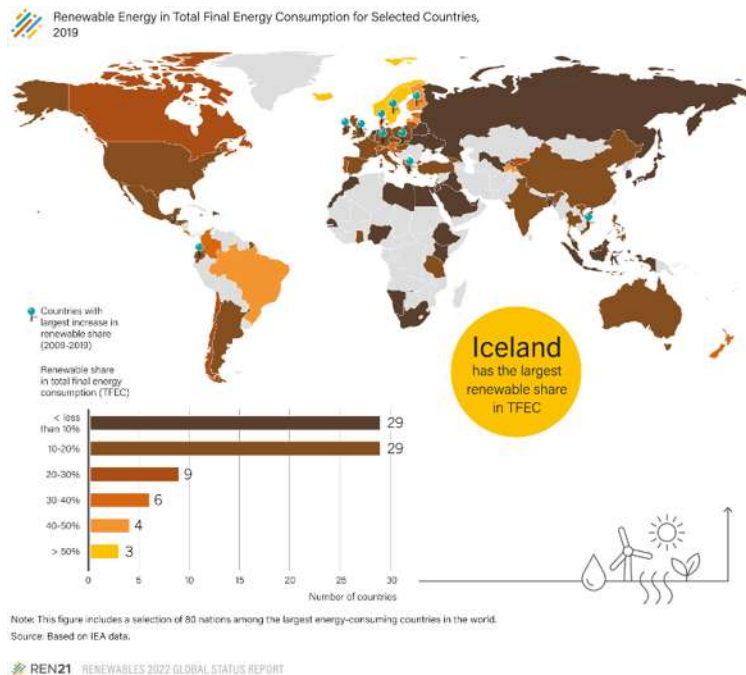


Figura 1: Participación de las energías renovables en el consumo final total de energía para países seleccionados (REN21, 2022).

En primer lugar, es válido diferenciar entre las energías no renovables y renovables. Las primeras corresponden a aquellas provenientes de la quema de combustibles fósiles, tales como el petróleo, el gas natural o el carbón; por otra parte, una energía renovable es aquella que es capaz de recuperarse y regenerarse naturalmente. Entre las energías renovables más comunes encontramos la energía solar, geotérmica, eólica, nuclear o, la que nos interesa, la

energía hidráulica. (BBVA, n.d.). En la Figura 2 se puede apreciar cómo se reparten estas energías a nivel mundial.

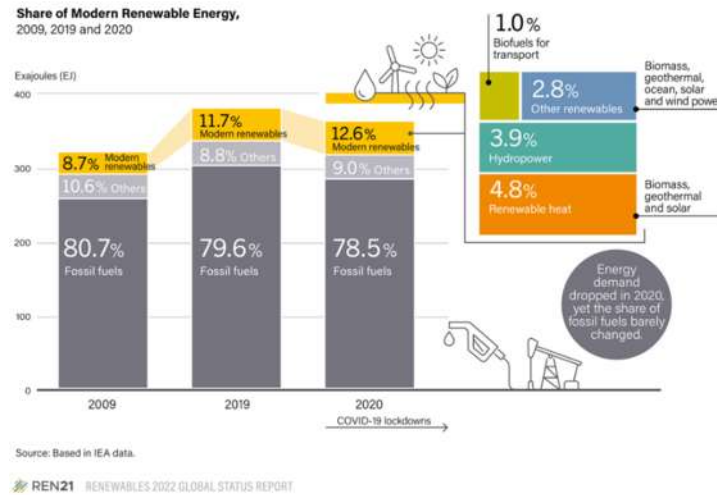


Figura 2: Panorama mundial de la energía renovable (REN21, 2022).

El potencial de la energía hidráulica es bastante considerable, y una gran alternativa para regiones en vías de desarrollo como lo son América Latina, África o Asia.

Según la *International Energy Agency*, en un escenario donde el incremento de la temperatura mundial sea 2°C el límite, estima que para el año 2050 se tendría una capacidad instalada de energía hidráulica de 1947 GW, con una producción cercana de 7100 TWh. (International Energy Agency, 2012). Esta evolución se aprecia en la Figura 3.

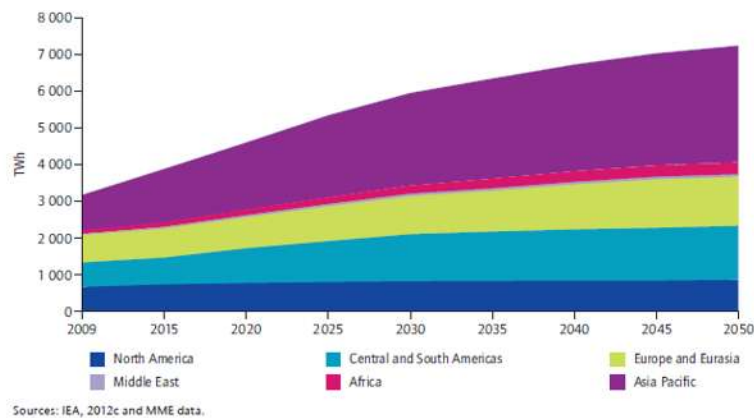


Figura 3: Generación hidroeléctrica por región hasta el año 2050. (International Energy Agency, 2012)

En el caso particular de México, la cantidad de energía neta generada en el año 2022 fue de 333,662 GWh, de los cuales 31.2% corresponden a las energías renovables, y 10.4% del total corresponde a la energía hidráulica (Secretaría de Energía, 2023). La Figura 4 muestra el reparto de las fuentes de energía eléctrica en México.

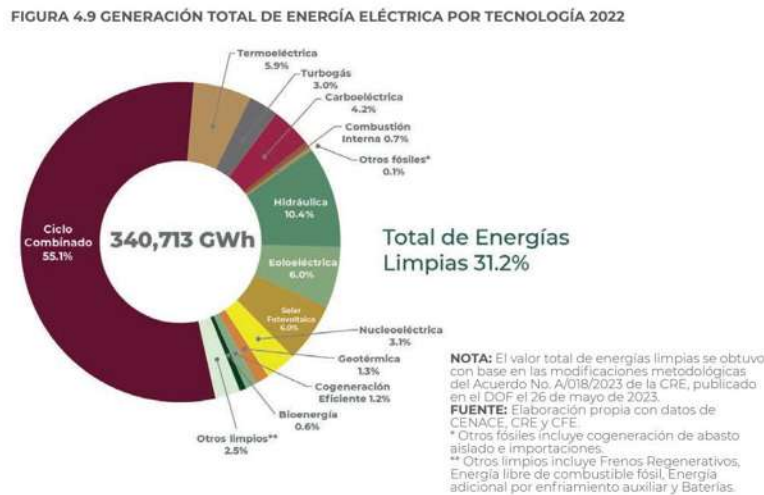


Figura 4: Generación total de energía eléctrica por tecnología 2022 (Secretaría de Energía, 2023).

La energía hidráulica es aquella que se genera mediante el movimiento del agua aprovechando sus energías cinética y potencial. Hasta el año 2020, la energía hidráulica consistía en un 3.9% del total de la energía renovable mundial.

Una de las mayores ventajas de la energía hidroeléctrica es que es flexible. Algunas instalaciones pueden cambiar rápidamente desde potencia cero hasta la potencia máxima de salida. Dado que las plantas pueden generar potencia a la red inmediatamente, pueden proveer respaldo esencial durante cortes de energía o interrupciones (United States Department of the Energy, n.d.-a).

Lo anterior es particularmente importante cuando se consideran las redes interconectadas híbridas (Figura 5). Una red interconectada es aquella que combina diferentes tipos de fuentes de energía, ya sean convencionales o renovables, para generar, distribuir y gestionar la electricidad de manera eficiente. Para una red híbrida que utilice energía hidráulica, es ésta quien debe trabajar por fuera de su mejor eficiencia (es decir, a

eficiencias más bajas), lo que provoca inestabilidades del flujo en el tubo de aspiración, lo que reduce el coeficiente de potencia y la recuperación de presión. (Arévalo Cordero, 2017)

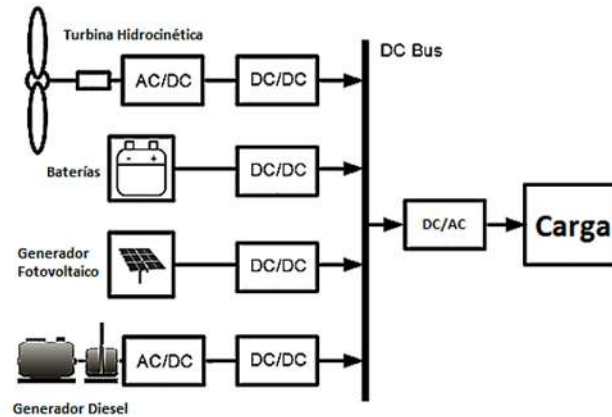


Figura 5: Configuración de un sistema híbrido, (Arévalo Cordero, 2017)

El presente trabajo pretende rediseñar el tubo de aspiración de una central hidráulica, más específicamente el cono-difusor a la salida del rodete. La razón para evaluar esta sección es debido a que es la zona más accesible a realizar cambios, tanto por su manufactura como su instalación y mantenimiento. Se realizará una evaluación cuantitativa y cualitativa la cual resultará en la obtención de una geometría que provea un mayor rendimiento hidráulico, así como menores pérdidas de presión y una corrección del flujo. Estos resultados pueden posteriormente aplicarse a redes mixtas.

El trabajo se divide en cuatro capítulos. El primer capítulo presenta la investigación bibliográfica acerca del funcionamiento de las centrales hidráulicas y sus elementos. También se presenta el método computacional utilizado para llevar a cabo las simulaciones. Finalmente, se presentan las investigaciones previas sobre los tubos de aspiración de una central hidráulica, las cuáles fueron usadas como base para la presente investigación.

El segundo capítulo explica la metodología de evaluación del proyecto, y es donde se detalla el software utilizado, así como el modelo de turbulencia que se usó en el mismo.

El tercer capítulo describe la metodología experimental aplicada para la obtención de las nuevas geometrías del difusor, su parametrización y todo el proceso de simulación computacional llevado a cabo.

El cuarto capítulo corresponde al análisis de resultados, tanto cuantitativos como cualitativos. Se obtuvieron la recuperación de energía axial y tangencial, el factor de momentum y la intensidad de giro (*swirl*), así como el coeficiente de recuperación de presión promedio y el factor de pérdida de energía, los cuales son parámetros de comportamiento.

Finalmente se llega a las conclusiones, donde se discuten los resultados obtenidos y se habla sobre posibles investigaciones para el futuro.

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El rendimiento energético de las turbinas hidráulicas es un factor clave en la eficiencia global de las plantas hidroeléctricas. Una parte fundamental de este sistema es el cono-difusor del tubo de aspiración, el cual tiene como función transformar la energía cinética remanente en presión, contribuyendo al aumento de la eficiencia global de la turbina. Sin embargo, el diseño geométrico de este componente puede no estar optimizado, lo que resulta en una pérdida significativa de energía, afectando directamente el rendimiento de la turbina y, por ende, la cantidad de energía eléctrica generada.

En el caso específico de la turbina GAMM, se ha identificado que el cono-difusor del tubo de aspiración presenta limitaciones en su diseño actual que impiden maximizar la conversión de energía. Estas limitaciones pueden estar relacionadas con la geometría divergente del difusor, lo cual afecta la recuperación de presión y el flujo del agua a través del sistema.

El presente proyecto se enfoca en el rediseño geométrico del difusor del tubo de aspiración con el fin de mejorar su eficiencia energética. A través de la optimización de la divergencia del cono-difusor, se busca minimizar las pérdidas de energía, logrando así una mejor corrección del flujo y, en consecuencia, un incremento en el rendimiento total de la turbina.

El problema a resolver, por tanto, consiste en identificar las deficiencias en el diseño actual del difusor del tubo de aspiración de la turbina GAMM, realizar las modificaciones geométricas necesarias y validar el nuevo diseño mediante simulaciones numéricas, con el objetivo final de obtener un mayor rendimiento energético en el sistema de generación hidroeléctrica.

JUSTIFICACIÓN

El sector energético actual enfrenta múltiples desafíos, especialmente en lo que respecta a la eficiencia y sostenibilidad de las fuentes de energía renovables. Las centrales hidroeléctricas, al ser una de las principales fuentes de energía renovables, desempeñan un papel crucial en la generación de energía limpia. Para maximizar su potencial es necesario mejorar sus componentes, especialmente aquellos que afectan directamente el rendimiento de las turbinas, como es el cono-difusor del tubo de aspiración.

El cono-difusor juega un elemento clave en convertir la energía cinética en presión, lo que tiene un impacto directo en la eficiencia global de la turbina. Se ha notado que un diseño divergente del cono puede reducir las inestabilidades del flujo de agua en el tubo de aspiración, lo que se traduciría en beneficios para la planta en términos de producción de energía.

Además, el rediseño del cono puede generar ganancias económicas y ambientales a largo plazo, al permitir más energía con la misma infraestructura y menores gastos de mantenimiento. Esto puede permitir contribuir hacia el desarrollo de modelos energéticos más eficientes y sostenibles.

HIPÓTESIS

El rediseño de la geometría del difusor en el tubo de aspiración en la turbina GAMM (*Gesellschaft für Angewandte Mathematik und Mechanik* – Sociedad de Matemáticas Aplicadas y Mecánica) mediante un estudio paramétrico y el uso de herramientas CFD permitirá encontrar un diseño que provea de mayor eficiencia energética, menores pérdidas de presión, menor pérdida de energía y una mejor corrección de flujo.

OBJETIVOS

- **Objetivo general**

Rediseñar la geometría de un difusor tras acoplarse el mismo a un tubo de aspiración para una turbina Francis GAMM de alta velocidad específica para obtener una mayor eficiencia energética, mayor recuperación de energía, mejor corrección del flujo y reducción pérdidas de presión, esto mediante la comparación de relaciones l/L del difusor utilizando Dinámica de Fluidos Computacional.

- **Objetivos específicos**

- Generar el código (script) de la geometría.
- Parametrizar la geometría.
- Realizar análisis CFD.
- Supervisar la ejecución del proceso.
- Analizar y procesar los resultados obtenidos.

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO

Una central hidroeléctrica es una de las formas más comunes de generar energía renovable, dada su alta capacidad de generarla, así como su alta eficiencia. Sin embargo, la misma no está exenta de sus desventajas: sus altos costos de fabricación, operacionales y de mantenimiento, las alteraciones que pueden presentar a los sistemas fluviales o ser susceptibles a fenómenos naturales, tales como las sequías son algunos de ellos. Por eso, es importante maximizar su eficiencia para aminorar estas desventajas y poder aprovechar la energía hidráulica a su máxima capacidad.

Este capítulo tiene por objetivo presentar los conocimientos básicos sobre la maquinaria de centrales hidráulicas, sus estructuras, así como la forma en que las mismas aportan a la recuperación de energía y a la eficiencia hidráulica del tubo de aspiración. De esta forma, se tendrá un mejor entendimiento de su funcionamiento.

Asimismo, en este capítulo se presenta el estado del arte, el cual nos muestra estudios previos relacionados a la energía hidráulica, así como los componentes del tubo de aspiración, lo que permitirá comprender de mejor manera el proyecto presente.

1.1 Energía hidráulica

La energía hidráulica es aquella que aprovecha la masa de agua en movimiento para convertirla en energía mecánica, que es posteriormente convertida en diferentes tipos de energía, siendo la más común la eléctrica.

Una central hidroeléctrica está compuesta por múltiples componentes:

- **La presa:** una pared de concreto que almacena agua como reservorio aguas arriba.
- **Rebosaderos:** elementos que permiten liberar parte del agua retenida sin que pase por la sala de máquinas.
- **Destruyores de energía:** reducen la energía del agua para evitar erosiones en el terreno o sobrecarga.
- **Sala de máquinas:** construcción donde se sitúan las máquinas y elementos de regulación y control de la central.

- **Turbina:** transforma la energía cinética de una corriente de agua en energía mecánica.
- **Alternador:** tipo de generador eléctrico que transforma la energía mecánica en eléctrica.
- **Conducciones:** un sistema de canales o tuberías que tienen por objetivo alimentar de agua las turbinas. Pueden realizarse ya sea excavando el terreno o de forma artificial mediante estructuras de hormigón.
- **Válvulas:** dispositivos que permiten controlar y regular la circulación del agua por las tuberías.
- **Chimeneas de equilibrio:** pozos de presión de las turbinas que se utilizan para evitar el llamado “golpe de ariete”, que se produce cuando hay un cambio repentino de presión debido a la abertura o cierre rápido de las válvulas.

La Figura 6 muestra los componentes de una central hidroeléctrica promedio.

(Fundación Endesa, 2013)

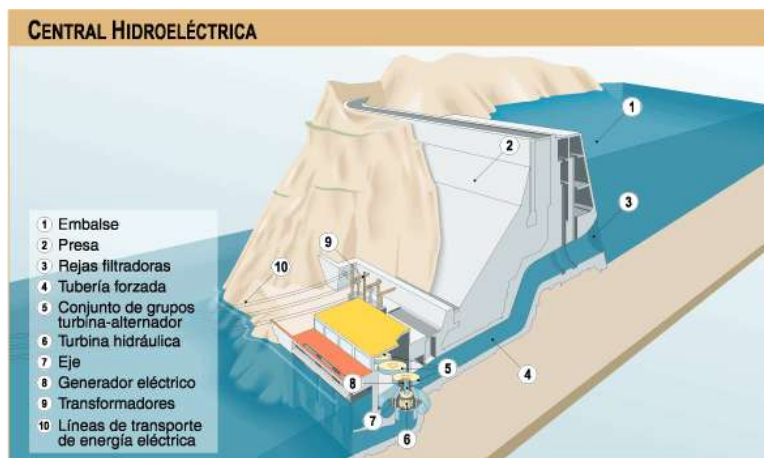


Figura 6: Esquema de una central hidroeléctrica típica, (Solano, 2013).

1.2 Turbinas hidráulicas

Una turbina hidráulica es el elemento fundamental con el que se aprovecha la energía. Su objetivo es transformar la energía cinética de una corriente de agua en energía mecánica. Su componente más importante es el rotor, que es la serie de palas que son impulsadas por el agua.

Las turbinas más utilizadas por centrales hidroeléctricas son las siguientes:

- **Turbina Pelton:** son conocidas también como turbinas de presión. En ella, un fuerte chorro de agua es responsable de impulsar el rotor. Las turbinas Pelton son recomendadas para casos con reservorios de gran altura (300 - 4000 m) y bajo flujo de agua.
- **Turbina Kaplan:** esta turbina es usada para casos opuestos a la Pelton. Un gran flujo de agua asegura eficiencia en la producción de energía reactiva, así que cuando el agua está disponible en grandes cantidades a baja presión, esta turbina es la mejor opción.
- **Turbina Francis:** la turbina Francis es el punto medio entre las turbinas anteriores. Su energía mecánica generada viene tanto de una fuerza de reacción como de una fuerza de impulso.

Cada una de las turbinas trabaja con una dirección de flujo diferente, siendo tangencial para la turbina Pelton, axial para la Kaplan y mixta para la Francis, como se aprecia en la Figura 7:

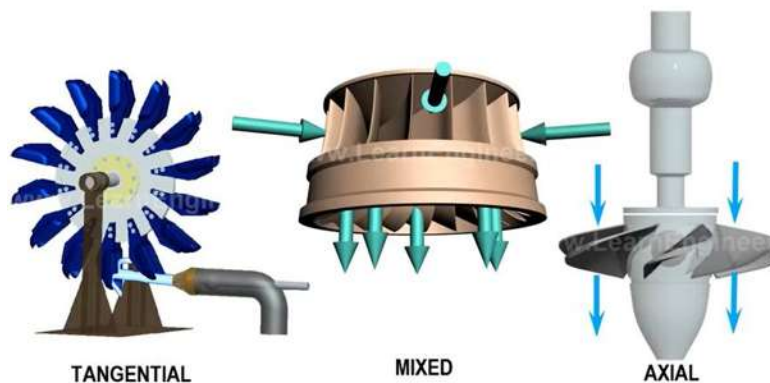


Figura 7: Direcciones de flujo para las turbinas Pelton, Francis y Kaplan (Sabins Civil Engineering, 2013).

Los siguientes gráficos muestran la relación entre la carga y el flujo de agua, dando una idea de en qué situaciones usar cada turbina:

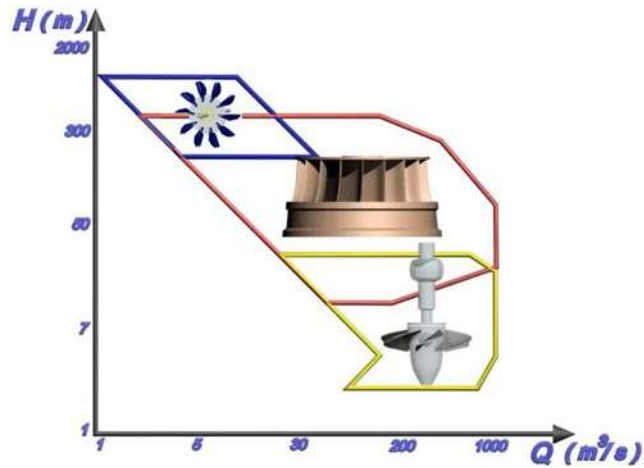


Figura 8: Relación entre la carga y el flujo de agua en las turbinas Pelton, Francis y Kaplan (Sabins Civil Engineering, 2013).

De forma similar, la Figura 9 muestra la eficiencia de cada turbina con respecto a su velocidad específica homóloga N_s :

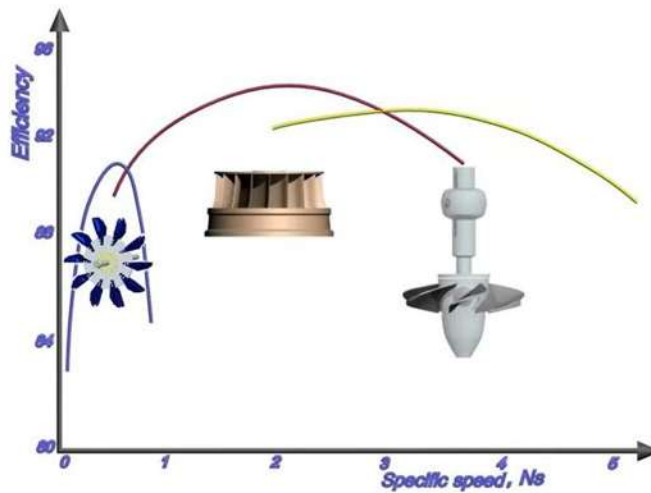


Figura 9: Relación entre la eficiencia y la velocidad específica homóloga N_s entre las turbinas Pelton, Francis y Kaplan (Sabins Civil Engineering, 2013).

Dado que la turbina Francis cubre un amplio margen en ambos gráficos, es la turbina preferida para ser usada en las centrales hidroeléctricas. (Sabins Civil Engineering, 2013)

1.3 Turbina Francis

La turbina Francis fue la primera turbina hidroeléctrica moderna y fue inventada por el ingeniero británico-estadounidense James Francis en 1849. Una turbina Francis tiene un rodete con palas fijas, generalmente nueve o más. Se introduce agua justo por encima del rodete y alrededor de él, que luego cae a través de él, haciendo que las palas giren. Las turbinas Francis se utilizan comúnmente para situaciones de altura media a alta (130 a 2000 pies), aunque también se han utilizado para alturas más bajas. Las turbinas Francis funcionan bien tanto en orientación horizontal como vertical. (United States Department of the Energy, n.d.-b)

Como se dijo anteriormente, las turbinas Francis son aquellas con un flujo mixto. Éstas contribuyen a aproximadamente el 60% del total de la energía hidráulica generada en el mundo. En este tipo de turbinas la energía se transfiere mediante un rotor al eje de la flecha el torque resultante se transfiere a un generador mediante un eje. En la Figura 10 se presenta un esquema de una turbina Francis. El flujo entra por la carcasa que dirige el agua hacia el rodete. La carcasa tiene un área descendente para mantener la uniformidad de la velocidad del flujo hacia los álabes fijos.

La turbina cuenta con álabes de retención y álabes guía, cuyo propósito es convertir una parte de la energía de presión en energía cinética. El flujo proveniente de la carcasa se encuentra con los álabes de retención, que son fijos, y éstos dirigen el flujo hacia la sección del rodete y así reducen el flujo de entrada. Mientras tanto, los álabes guía se utilizan para controlar el caudal y asegurarse que la producción de energía esté sincronizada con la demanda de energía, así como de controlar el ángulo de flujo hacia la entrada del rodete.

La baja presión en la salida de la turbina puede causar problemas de cavitación, por lo que la instalación de un tubo de aspiración especial es fundamental para transformar la velocidad de la carga estática debido a su área decreciente y así evitar la cavitación. (Gorla & Khan, 2003)

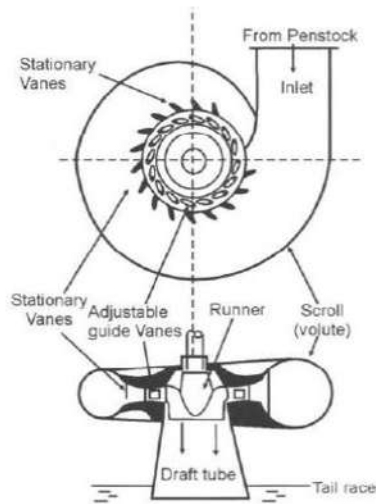


Figura 10. Esquema de una turbina Francis indicando sus componentes principales, (Husain et al., 2008).

La turbina Gamm, por otra parte, es un modelo estándar de las turbinas Francis. Este modelo fue desarrollado por la *Gesellschaft für Angewandte Mathematik und Mechanik* (acrónimo Gamm), una sociedad alemana para la promoción de la ciencia, fundada en 1922 por el físico Ludwig Prandtl y el matemático Richard von Mises. (MacTutor, 2004)

La turbina Gamm está conformada por una carcasa espiral tipo Piguet y está diseñada para tener una distribución de velocidad meridional. Asimismo, el anillo cuenta con 24 álabes fijos y 24 álabes guía. El rodete cuenta con 13 cuchillas, individualmente fundidas en resina epoxi reforzada con fibra de carbono. (Avellan et al., 1990)

1.4 Tubo de aspiración

Es la salida de la turbina. Su función es darle continuidad al flujo y recuperar el salto perdido en las instalaciones que están por encima del nivel de agua a la salida. En general se construye en forma de difusor, para generar un efecto de aspiración, el cual recupera parte de la energía. La presión en la descarga es atmosférica y la presión a la salida del rodete es de vacío (debajo de la atmosférica). Entonces, el cabezal neto actuando en la turbina incrementa. De esta forma, la turbina trabaja con una carga mayor y puede desarrollar una mayor potencia.

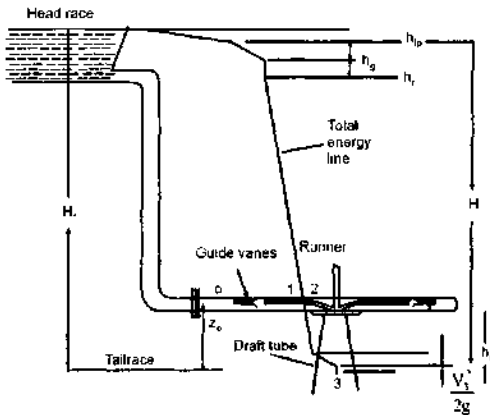


Figura 11: Distribución de energía a través de una turbina de reacción, (Husain et al., 2008).

Con referencia de la Figura 11 y aplicando la ecuación de Bernoulli, se puede usar la Ecuación 1 para analizar un tubo de aspiración:

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^3}{2g} + z_2 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^3}{2g} + z_3 \quad (1)$$

Ecuación de Bernoulli

donde \$h_d\$ representa las pérdidas en el difusor. Asimismo, considerando a \$P_3 = \text{atmosférica} = 0\$, la descarga es tomada como datum y por tanto \$z_3 = 0\$. Reescribiendo la Ecuación 1 se obtiene:

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{V_3^3 - V_2^3}{2g} - z_2 + h_d$$

donde \$V_3 < V_2\$ y, si \$h_d\$ se desprecia, \$P_2/\gamma\$ es negativa.

El tubo de aspiración existe en diferentes tipos, siendo los principales:

- a) Tubo recto divergente
- b) Con división de Moody
- c) De codo simple
- d) Con entrada circular y salida rectangular

(Husain et al., 2008)

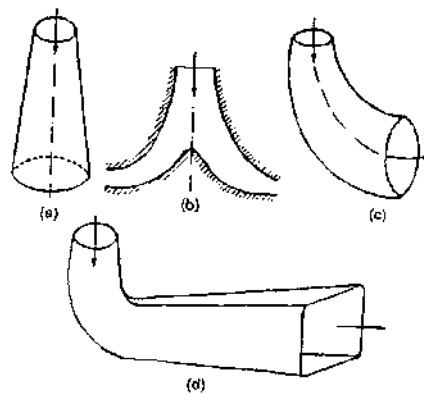


Figura 12: Tipos de tubo de aspiración, (Husain et al., 2008).

Los elementos que conforman el tubo de aspiración, según la Figura 13, son los siguientes:

- **Cono-difusor:** es el elemento que conecta directamente con la turbina. Su función principal es sellar la presión atmosférica en la parte inferior del rodete de la turbina. Por tanto, se aumenta la carga neta en el mismo, lo que permite una mayor descarga y, en consecuencia, mayor potencia y eficiencia. (Lee, 2021)
- **Codo:** este elemento tiene por objetivo cambiar la dirección del flujo de vertical a horizontal, es decir, cambiarlo a 90° .
- **Difusor de salida:** su propósito es conectar el codo con el canal de salida con una mayor recuperación de presión del flujo aguas debajo del codo. (Soni et al., 2010)

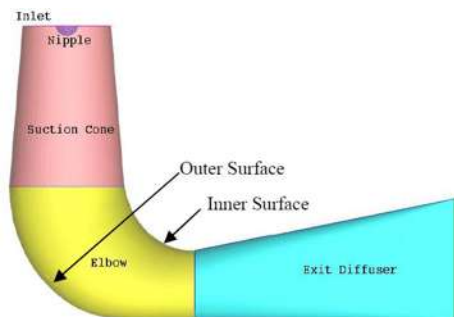


Figura 13: Componentes de un tubo de aspiración. (Soni et al., 2010)

La importancia del tubo de aspiración consiste en la obtención de un flujo uniforme después de salir del rodete de la turbina gracias a la altura, y al mismo tiempo reducir las pérdidas de presión que reducen la energía ganada por la altura.

1.5 Estado del arte

Herrera Sandoval (2017) realizó una evaluación del comportamiento del cono-difusor de un tubo de aspiración, complementando su estudio con métodos tradicionales de diseño.

Su metodología consistió en reducir el costo computacional mediante la distribución y paralelización de las geometrías resultantes en un clúster de cálculo, alcanzando un diseño óptimo fijado por una función objetivo limitado por restricciones de las variables geométricas del cono.

Las geometrías fueron basadas en la relación l/L , siendo l la distancia desde la entrada del flujo hasta el fin de la divergencia, mientras que L es la distancia desde la entrada del flujo hasta el fin del difusor, como lo define la Figura 14.

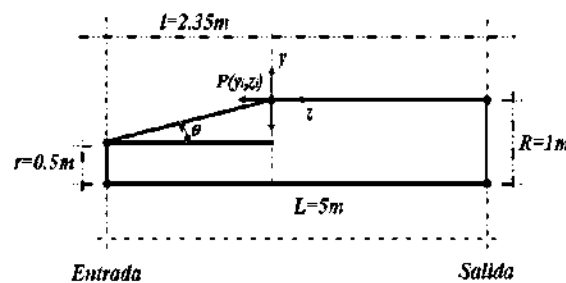


Figura 14: Parametrización en 2 dimensiones del tubo de aspiración utilizando un punto de control $P(y_i, z_i)$, (Herrera Sandoval, 2017).

De esta forma, Herrera realizó diversas configuraciones divergente-ducto y ducto-divergente en su respectivo dominio computacional, como se observa en la Figura 15.

Mediante un proceso de optimización en un clúster, Herrera generó diversas geometrías para el difusor que fueron analizadas mediante CFD, encontrando un ángulo que mejoraba su rendimiento en aproximadamente 1.8%.

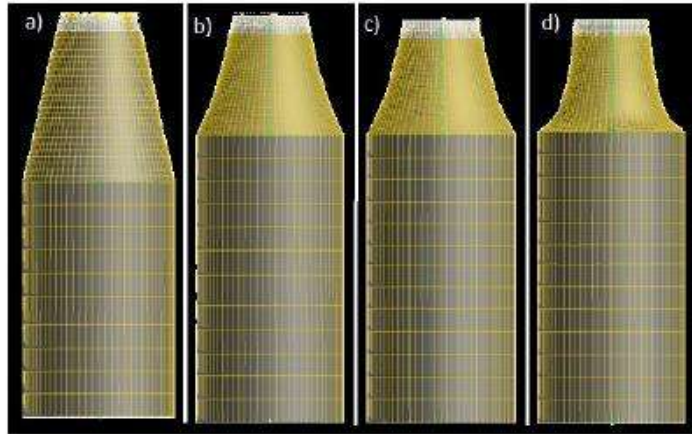


Figura 15: Geometrías resultantes óptimas del tubo de aspiración en los procesos de optimización con configuración Divergencia - Ducto: a) pared recta, b) pared logarítmica, c) pared hiperbólica, d) pared hiperbólica de Prâsil, (Herrera Sandoval, 2017).

Este trabajo fue expandido por el mismo Herrera (2023). En este trabajo presentó las geometrías anteriores con sus relaciones l/L , siendo las mostradas en la Figura 16.

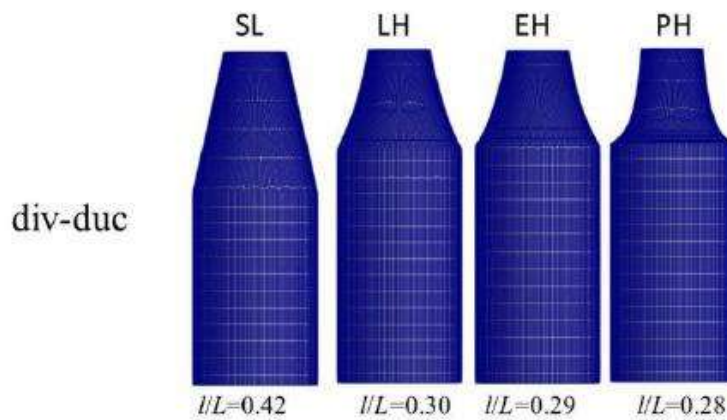


Figura 16: Geometrías para cada difusor obtenidas en el proceso de optimización, (Herrera-Sandoval et al., 2025).

Finalmente, en el postprocesamiento el factor de pérdidas de presión ζ para cada una de las geometrías, que se pueden ver en la Figura 17.

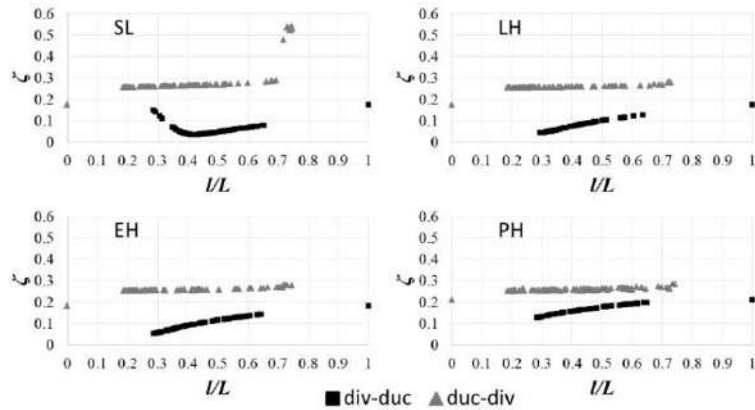


Figura 17: Factor de pérdida de presión para cada geometría y forma de la pared (Herrera-Sandoval et al., 2025)

Arispe & de Oliveira (2018) realizaron por su parte la parametrización del codo de un tubo de aspiración basada en la geometría de una turbina Francis GAMM. De forma similar a Herrera, Arispe realizó una serie de análisis CFD en FORTRAN para definir tres geometrías: curva con espiral logarítmica, curva con arco circular y curva espiral hiperbólica. Con la combinación de estas curvas se definió un plano longitudinal, resultando en cuatro geometrías para el tubo de aspiración (Figura 18).

Los resultados obtenidos arrojaron que la eficiencia fue mayor en la turbina que en el tubo original. Específicamente, la espiral hiperbólica fue la que tuvo el mejor rendimiento con una eficiencia del 94.93% respecto a la geometría original, mientras que la geometría logarítmica tuvo el menor coeficiente de pérdida (0.2127).

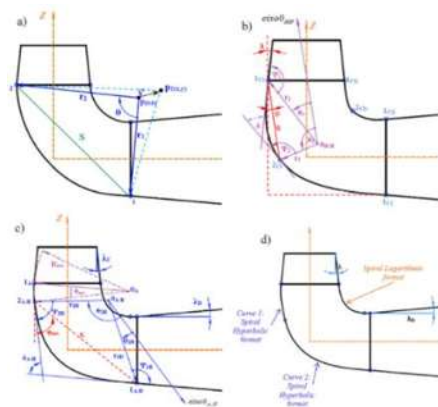


Figura 18: Principales variables relacionadas con los parámetros del codo del tubo de tiro a) DT LOG, b) DT HIP-HIP, c) DT ARC-HIP, d) DT LOG-HIP, (Arispe et al., 2018).

Bounous (2008) también presentó un estudio de un difusor cónico ERCOFTAC, enfocándose en la validación de diferentes casos con el software OpenFOAM. Para ello, el modelo matemático considerado fue el modelo Shear Stress Transport (SST).

En su metodología realizó comparaciones entre las geometrías y en particular su mallado. Asimismo, comparó diferentes condiciones de frontera a la entrada usando un perfil de velocidad. El valor constante de los componentes de velocidad axial se usa en cada simulación es reemplazada por una ecuación proporcional a la posición r a lo largo del radio del tubo.

Tras sus simulaciones, obtuvo que los mejores resultados se obtuvieron con un dominio geométrico con un botadero tras el difusor cónico (llamado Caso2), el cual provee de condiciones de salida del difusor similares a las de las mediciones. En la Figura 19 se observa el mallado que obtuvo tras concluir su estudio.



Figura 19: Mallado en dirección axial del Caso2, (Bounous, 2008).

Asimismo, Ciocan, Muntean y Susan-Resiga (2012) presentaron el diseño del tubo de aspiración de una turbina Francis GAMM al momento de estudiar la inestabilidad autoinducida de la misma en una descarga parcial (Figura 20). Este trabajo es especialmente relevante ya que fue el utilizado como referencia para la modificación de la geometría hecha por Arispe, y por tanto será el tubo de aspiración que se utilizará en este mismo trabajo.

Tras analizar sus resultados numéricos, concluyeron que para optimizar un rotor de turbina para un tubo de aspiración preexistente la clave es minimizar la región de estancamiento, así como reducir las pulsaciones de presión controlando la velocidad de la intensidad de giro, de forma que se tenga una intensidad de giro más favorable.

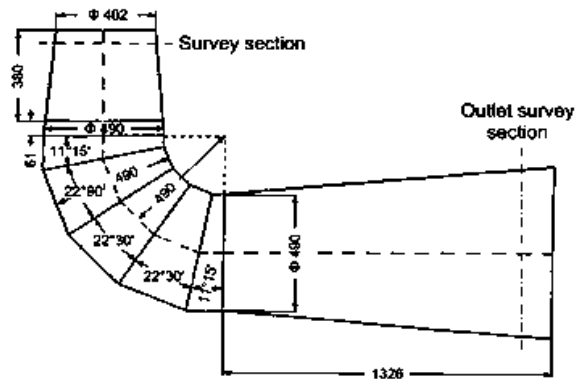


Figura 20: sección transversal del tubo de aspiración de la turbina GAMM tipo Francis, (Ciocan et al., 2012).

Mun, Ba, Yue & Kim (2017) también mejoraron el rendimiento de una turbina hidráulica, usando un método de optimización multi-objetivo en el tubo de aspiración combinando el diseño del experimento (DOE), la función de base radial (RBF) y el algoritmo genético de clasificación no dominado (NSGA-II).

El objetivo de su estudio es minimizar la pérdida del coeficiente de energía (ζ) y maximizar el factor de recuperación de presión (C_p). Se realizaron soluciones de Pareto óptimas para obtener los mejores parámetros del tubo de aspiración, así como obtener una notable mejora de rendimiento sobre el original. Esto se puede ver en la Figura 21.

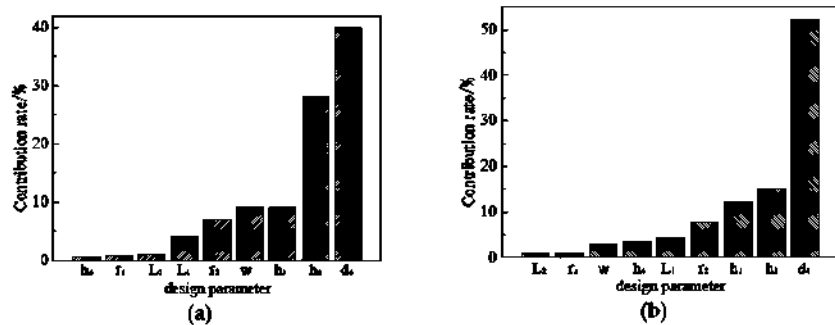


Figura 21: Gráfica de Pareto para la función objetivo. a) Factor de recuperación de presión; b) Coeficiente de pérdidas de energía, (Nam Mun et al., 2017).

Zhou, Hu, Huang, Wu, Tang y Cervantes (2024) presentaron un tubo de una turbina tipo Francis con un difusor cónico inclinado con el objetivo de mitigar las fluctuaciones de

presión y daño por fatiga inducidos por inestabilidades del flujo. El estudio resultó en la presentación de dos diseños óptimos denominados Opt-1 y Opt-2 desde los frentes de Pareto.

La correspondiente amplitud de fluctuación de presión máxima se redujo en un 15% y un 20%, respectivamente, en comparación con el tradicional. Así, se obtuvo una disminución del 81% de la recuperación de la presión fluctuante para el tubo de aspiración modificado, lo que condujo a un par del rodete más estable y, en consecuencia, a una menor oscilación de potencia.

CAPÍTULO 2. METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) es una herramienta fundamental para la ingeniería, dado que permite realizar estudios y resolver una gran variedad de problemas del ramo. Esta herramienta permite modelar y simular procesos reales evitando la fabricación de prototipos y el desarrollo experimental.

Para una central de energía, el uso de esta herramienta puede ser usado para predecir el rendimiento de los componentes de una turbina hidráulica durante el proceso de diseño o proponer modificaciones al mismo. Asimismo, se puede usar para estudiar fenómenos hidráulicos cuyo análisis mediante ensayos experimentales resulta complejo o costoso.

Este capítulo tiene por objetivo presentar el funcionamiento básico de la herramienta CFD a utilizar, explicando a detalle el modelo de turbulencia a utilizar y la forma en que se busca resolver el proyecto aquí presentado.

2.1 Dinámica de fluidos computacional

La Dinámica de Fluidos Computacionales es una rama del estudio de la mecánica de fluidos, y con una creación relativamente reciente. La mecánica de fluidos es el estudio de los fluidos, ya sea en movimiento (modo dinámico) o bien en reposo (modo estacionario). El CFD está particularmente interesado en el primero, sobre todo en la forma en que el comportamiento del fluido influye en procesos que pudieran incluir transferencia de calor y posiblemente reacciones químicas en flujos combustibles. Adicionalmente, las características físicas del fluido en movimiento se pueden describir a partir de ecuaciones matemáticas, usualmente en forma de diferenciales parciales, que gobiernan el proceso de interés. A estas ecuaciones usualmente se les llama ecuaciones gobernantes.

El CFD tiene por objetivo resolver estas ecuaciones mediante lenguajes de programación (es decir, la parte *computacional* del proceso), utilizando lenguajes de programación que convierten estas ecuaciones matemáticas en programas de computación o paquetes de software. Por tanto, podemos decir que la dinámica de fluidos computacionales es simplemente el estudio del flujo de fluidos mediante simulaciones numéricas, que

involucra utilizar programas computacionales o paqueterías de software realizadas en computadoras de alta velocidad para alcanzar las soluciones numéricas.

La Figura 22 muestra las tres disciplinas que conforman la dinámica de fluidos computacionales, y cómo cada parte es necesaria para alcanzar la resolución ideal a los problemas de fluidos.

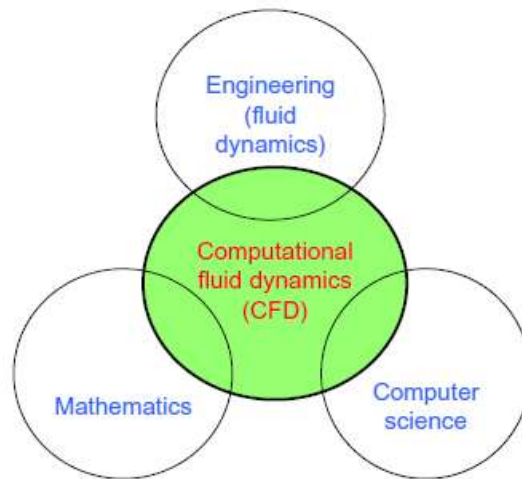


Figura 22: Diferentes disciplinas contenidas dentro de la dinámica de fluidos computacional, (Tu et al., 2018).

Hay tres elementos en los que consiste un análisis CFD:

- **Preprocesamiento:** permite introducir los datos de entrada al programa de solución, convirtiéndolos luego a un formato compatible para la solución.
- **Solución:** se encarga de resolver de forma iterativa las ecuaciones que se han activado previamente en el preprocesamiento. El tiempo de ejecución depende de los recursos computacionales y el tamaño y características del modelo numérico.
- **Postprocesamiento:** herramientas gráficas que permiten analizar los resultados. Permite gestionar la información generada.

(Tu et al., 2018)

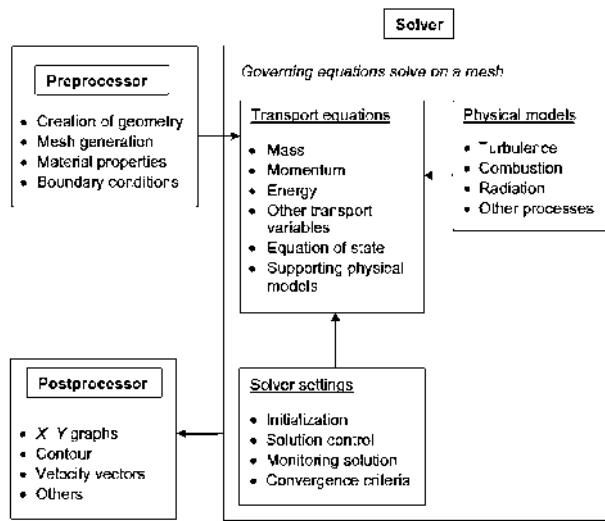


Figura 23: Funciones de interconectividad de los tres principales elementos dentro de un marco de análisis de CFD, (Tu et al., 2018).

Para realizar simulaciones CFD se deben seguir los siguientes pasos:

1. **Modelado geométrico:** para resolver un problema CFD se necesita iniciar con un dibujo de la geometría, ya sea en 2D o 3D. Para ello se puede usar un programa CAD incluido en software de CFD o uno externo.
2. **Generación de la malla:** se genera una discretización del dominio de estudio en una estructura formada por elementos o volúmenes más pequeños, denominados celdas o elementos, llamado mallado. Este debe ser preciso, ya que un error en la calidad de la malla resulta en resultados inadecuados. Por tanto, la calidad debe evaluarse antes de realizar las simulaciones.
3. **Definir modelos:** para un flujo laminar de una fase, las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden resolver directamente, pero para flujos turbulentos y multifase el usuario debe seleccionar el apropiado. Para cada uno, también deben establecerse diversos parámetros, aunque usualmente los parámetros por defecto son la mejor opción.
4. **Establecer propiedades:** todas las propiedades del fluido deben ser definidas aquí, tales como su densidad, viscosidad, presión, composición y dependencia a la presión. Esta información puede encontrarse dentro del propio software o en bases de datos en línea.

5. **Estableces condiciones iniciales y de frontera:** se deben definir las condiciones de entrada y salida, así como en las paredes y otras fronteras. También deben introducirse las simetrías.
6. **Resolución:** se pueden elegir soluciones basadas en presión o densidad, y para problemas inestables se debe elegir métodos de paso de tiempo implícitos o explícitos. También se deben definir esquemas numéricos para mejorar la convergencia, tales como redes múltiples o esquemas upwind.
7. **Postprocesamiento/análisis:** el primer objetivo del postprocesamiento es analizar la calidad de la solución. Los resultados de este análisis darán la información local acerca del flujo, concentraciones, temperatura, razón de reacción, entre otros.

(Andersson et al., 2011)

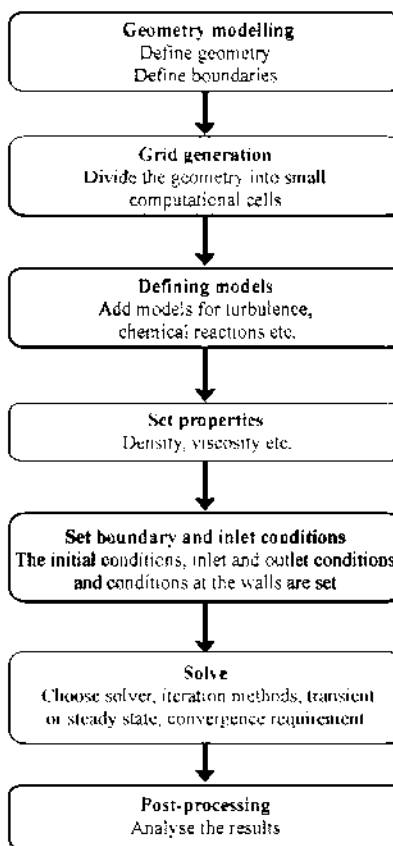


Figura 24: Pasos en simulaciones CFD, (Andersson et al., 2011).

2.2 Ecuaciones de Navier-Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes son ecuaciones diferenciales parciales que describen el movimiento de fluidos incompresibles. Se basan en las leyes de conservación de la masa, el movimiento lineal (segunda ley de Newton) y, en algunos casos, la energía (primera ley de la termodinámica).

Las ecuaciones fueron derivadas independiente y progresivamente por Claude-Louis Navier (1785-1836) y Sir George Stokes (1819-1903). Ambos se basaron en aplicar la segunda ley de Newton al flujo de fluidos, tomando en consideración los efectos de viscosidad y presión para describir el flujo viscoso del fluido. (SimWiki | SimScale, 2023)

Su importancia dentro de la mecánica de fluidos computacional se debe a que son usadas para aproximar numéricamente los datos y resultados. Esto se logra mediante métodos como volúmenes, elementos y diferencias finitas.

2.2.1 Ecuación de continuidad

La masa en un volumen de control no se crea ni se destruye. La masa de un elemento es fija y está dada por δm . Denotando el volumen del elemento por δV tenemos:

$$\delta m = \rho \delta V \quad (2)$$

Dado que la masa se conserva, se establece que la razón del cambio en el tiempo de la masa del fluido es cero ya que el elemento se mueve a lo largo del flujo. Por tanto, tenemos;

$$\frac{D(\delta m)}{Dt} = 0 \quad (3)$$

Combinando las ecuaciones 2 y 3 tenemos:

$$\frac{D(\rho \delta V)}{Dt} = \delta V \frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{D(\delta V)}{Dt} = 0 \quad (4)$$

o

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{D\rho}{Dt} + \rho \left[\frac{1}{\delta V} \frac{D(\delta V)}{Dt} \right] = 0 \quad (5)$$

Reconociendo que el término en corchetes en la ecuación 5 es el significado físico de $\nabla \cdot \vec{V} = 0$ se obtiene:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (6)$$

Ecuación de continuidad

La Ecuación 6, por tanto, es la ecuación de continuidad en forma no-conservativa.

2.2.2 Ecuación de momentum

El momentum describe el movimiento de una masa y se mide como el producto de la masa y velocidad de un objeto. Mientras el momentum en un volumen de control se mantenga constante, la conservación de momentum implica que éste no es creado ni destruido. Y solo puede cambiar a través de fuerzas basadas en las leyes de Newton.

Sabiendo que la ecuación de la segunda ley de Newton es:

$$\vec{F} = \vec{m} \times \vec{a} \quad (7)$$

Ecuación de la segunda ley de Newton

donde F es la fuerza neta aplicada a cualquier partícula, a es la aceleración y m la masa. En el caso de un fluido es conveniente expresar la ecuación en términos del volumen de partículas como:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = f = f_{cuerpo} + f_{sup} \quad (8)$$

en donde f es la fuerza ejercida en la partícula de fluido por unidad de volumen, y f_{cuerpo} es la fuerza aplicada a toda la masa ρg . Las fuerzas externas f_{sup} se expresan a través de las fuerzas de presión y viscosidad:

$$f_{sup} = \nabla \cdot \tau_{ij} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} = f_{presión} + f_{viscosidad} \quad (9)$$

Por tanto, F_x puede ser expresado como:

$$F_x = \left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx dy dz + \rho f_x dx dy dz \quad (10)$$

Considerando el lado derecho de la Ecuación 10, la masa del elemento del fluido es fija y es igual a:

$$m = \rho dx dy dz \quad (11)$$

Masa del elemento del fluido

Asimismo, la aceleración del elemento del fluido es la razón del cambio de tiempo en su velocidad. Por tanto, el componente de aceleración en dirección x es simplemente la razón del cambio de tiempo en u y, dado que se sigue el movimiento de un fluido, esta razón de cambio de tiempo es dada por una derivada sustancial. Entonces:

$$a_x = \frac{Du}{Dt} \quad (12)$$

Aceleración del elemento del fluido

Combinando las ecuaciones 10, 11 y 12 obtenemos:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (13.a)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (13.b)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (13.c)$$

Ecuaciones de momentum para x, y y z

Las Ecuaciones 13.a, b y c son los componentes x, y y z, respectivamente, de la ecuación de momentum. (Anderson, 2009)

2.3 Modelos de turbulencia

La turbulencia se puede definir como desorden, un flujo aleatorio y caótico en su naturaleza. Las características de un flujo turbulento son las siguientes:

- Proceso completamente no lineal.
- Flujo altamente difusivo.
- Flujo tridimensional.
- Involucra múltiples escalas de longitud y tiempo.

Un modelo de turbulencia se refiere a un conjunto de ecuaciones y suposiciones que se utilizan para representar y simular el comportamiento de la turbulencia en un flujo fluido. Su mayor utilidad radica en la simplificación y aproximación de la turbulencia de manera que sea más manejable desde el punto de vista computacional.

La formulación RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) son una formulación de las ecuaciones de Navier-Stokes en la que las variables del flujo (velocidad, presión, etc.) se descomponen en una parte promedio y una parte fluctuante mediante el enfoque de Reynolds. Este método permite describir el comportamiento de un flujo turbulento sin necesidad de resolver directamente todas las escalas de la turbulencia, lo que reduce significativamente el costo computacional.

Los modelos de turbulencia son un conjunto de ecuaciones que permiten cerrar el sistema RANS al proporcionar una forma de estimar las tensiones de Reynolds. Estos modelos introducen hipótesis y aproximaciones para capturar los efectos de la turbulencia sin resolver explícitamente todas sus escalas.

Los dos términos adicionales clásicos pertenecen a este modelo: el modelo $k-\varepsilon$, el modelo $k-\omega$ (SST) y el modelo de esfuerzo de Reynolds (Soria Guillén, 2018).

2.4 Modelo $k-\omega$ SST

Existen tres variantes del modelo $k-\omega$: Wilcox, Wilcox modificado y SST, siendo el último el que será usado para la presente investigación.

El modelo de turbulencia $k-\omega$ SST es un modelo de viscosidad turbulenta de dos ecuaciones. Las siglas SST significan *Shear Stress Transport*, es decir, transporte de esfuerzo cortante. Este modelo fue creado en 1994 por Florian R. Menter para abordar la alta sensibilidad de la corriente libre en el modelo de turbulencia $k-\omega$ y mejorar las predicciones de gradientes de presión adversos.

El objetivo del modelo es combinar la formulación robusta y precisa del modelo $k-\omega$ en la región cercana a la pared con la independencia del flujo libre del modelo $k-\varepsilon$ en el campo lejano. Esto se logra convirtiendo el modelo $k-\varepsilon$ en una formulación $k-\omega$, y esto

permite que en las partes internas de la capa límite el modelo se pueda usar hasta la pared a través de la subcapa viscosa. Es por esto que el modelo SST se suele emplear para números de Reynolds bajos, sin ninguna función adicional.

La ecuación para la energía cinética turbulenta k es la siguiente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{P}_k - Y_k + S_k \quad (14)$$

Energía cinética k

La ecuación para la velocidad de disipación específica ω es la siguiente:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \tilde{P}_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (15)$$

Velocidad de disipación específica ω

Aclarando los diferentes términos de las ecuaciones:

- \tilde{P}_k representa la generación de energía cinética debido a gradientes de velocidad media. Se calcula de la siguiente forma:

$$P_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (16)$$

Generación de energía

- P_ω representa la producción de ω :

$$P_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} P_k \quad (17)$$

Producción de velocidad de disipación específica

El coeficiente α tiene un valor de

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t / Re_\omega}{1 + Re_t / Re_\omega} \right) \quad (18)$$

Coeficiente de difusividad térmica α

donde $Re_\omega = 2.95$.

El coeficiente α^* amortigua la viscosidad turbulenta causando una corrección del número de Reynolds bajo, y viene dado por la expresión:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t/Re_k}{1 + Re_t/Re_k} \right) \quad (19)$$

*Coficiente de amortiguación de la viscosidad turbulenta α^**

donde

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad R_k = 6 \quad \alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad \beta_i = 0.072$$

- Γ_k y Γ_ω representan la difusividad efectiva de k y ω , respectivamente, y se calculan con las siguientes expresiones.

$$\Gamma_k = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \quad \Gamma_\omega = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \quad (20)$$

Difusividad efectiva k y ω

donde σ_k y σ_ω son los números de Prandtl turbulentos para k y ω . La viscosidad turbulenta μ_t se calcula de la forma:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (21)$$

Viscosidad turbulenta

donde S es la magnitud de la velocidad de deformación y

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k2}}} \quad \sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega2}}} \quad (22)$$

Números de Prandtl para k y ω

F_1 y F_2 son las funciones de mezcla y se obtienen de las siguientes expresiones:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad \Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega2} D_\omega^+ y^2} \right]$$

$$D_\omega^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right]$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^4) \quad \Phi_2 = \max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \quad (23)$$

Funciones de mezcla

donde y es la distancia a la siguiente superficie y D_{ω}^+ es la parte positiva del término de difusión cruzada.

Algunas de las constantes del modelo utilizadas fueron:

$$\sigma_{k1} = 1.176 \quad \sigma_{\omega 1} = 2 \quad \sigma_{k2} = 1 \quad \sigma_{\omega 1} = 1.168 \quad a_1 = 0.31$$

- Y_k y Y_{ω} representan la disipación de k y ω , respectivamente, y se calculan de la siguiente manera:

- Disipación de k :

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (24)$$

Disipación de la energía

donde

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & x_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680x_k^2}{1 + 400x_k^2} & x_k > 0 \end{cases}$$

$$x_k = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)]$$

$$\beta_i^* = \beta_{\infty}^* \left(\frac{\frac{4}{15} + \left(\frac{Re_t}{R_{\beta}}\right)^4}{1 + \left(\frac{Re_t}{R_{\beta}}\right)^4} \right)$$

$$\zeta^* = 1.5 \quad R_{\beta} = 8 \quad R_{\infty}^* = 0.09$$

- Disipación de ω :

$$Y_{\omega} = \rho \beta f_{\beta} \omega^2 \quad (25)$$

Disipación de disipación específica

donde

$$f_{\beta} = \frac{1 + 70x_{\omega}}{1 + 80x_{\omega}}$$

$$x_{\omega} = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(\beta_{\infty}^*\omega)^3} \right|$$

$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ es el tensor de la velocidad media de rotación

$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ es el tensor de la velocidad de deformación

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right]$$

La función de compresibilidad $F(M_t)$ se define como.

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases}$$

$$M_t^2 = \frac{2k}{a^2} \quad M_{t0} = 0.25 \quad a = \sqrt{\gamma RT} \quad (26)$$

Función de compresibilidad

- D_{ω} representa el término de difusión cruzada

$$D_{\omega} = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (27)$$

Término de difusión cruzada

donde $\sigma_{\omega,2} = 1.168$

(López Sánchez et al., 2017)

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA

Para el rediseño del difusor del tubo de aspiración de una turbina de una central hidroeléctrica, son fundamentales algunas consideraciones: primero, el flujo dentro del tubo de aspiración es altamente tridimensional y complejo; segundo, el desempeño del tubo de aspiración es muy sensible a las condiciones del diseño geométrico y requiere una correcta parametrización; tercero, no existe un método completamente satisfactorio para predecir el desempeño cualitativo y cuantitativo del tubo de aspiración con un flujo de entrada arbitrario; y por último, el rediseño debe estar sujeto a restricciones tales como el flujo másico, intensidad de giro, flujo inverso en la entrada, así como a evaluaciones de funciones objetivo.

De tal forma, este capítulo tiene por objetivo describir a detalle la metodología que se llevó a cabo para mejorar las características de un difusor. Se busca, por tanto, determinar una combinación de parámetros geométricos que mejoren el desempeño general del tubo de aspiración. En las siguientes secciones se detallará cada etapa a detalle.

3.1 Clúster de cálculo

Para llevar a cabo la parametrización se hará uso de un clúster de cálculo (Figura 25), el cual reducirá el tiempo de cómputo necesario para el proceso de optimización debido a la gran cantidad de análisis CFD que se realizarán.

El clúster se construyó con un nodo maestro de 12 Gb de RAM, procesador Intel i7 de 8 núcleos a 2.5 GHZ y 1 TB de disco duro, cuya función principal es la de distribuir el trabajo a las estaciones de trabajo disponibles.

Para realizar el proceso de optimización el clúster cuenta con diez nodos, cada uno con 16 GB de RAM, un procesador AMD fx800 de 8 núcleos a 4 GHZ y un disco duro de 960 GB.



Figura 25: Estaciones de trabajo del clúster de cálculo.

Para optimizar el clúster se llevó a cabo un proceso de mantenimiento. En éste se limpiaron todos los nodos usando un limpiador para CPU y aire comprimido. También se le puso pasta térmica nueva al procesador y se le colocaron los nuevos discos duros.

Entre lo que se encontró al momento de dar mantenimiento, lo primero fue que en el nodo 1 el ventilador central tiene una velocidad menor a la de los otros dos ventiladores.



Figura 26: Ventiladores del nodo 1. El ventilador central tiene menos RPM que los dos en los extremos.

En el nodo 3 también se encontró un pequeño problema, el cual fue un tornillo capado en la tapa del nodo. Esto debió ser corregido, ya que de no hacerlo se pueden tener dificultades para abrirlo y por tanto no se le puede dar el mantenimiento correspondiente.



Figura 27: Tornillo capado en el nodo 3.

3.2 Parametrización del difusor y relaciones l/L

Para la selección del difusor se decidió utilizar un difusor con las siguientes dimensiones:

- Área de entrada al difusor (A_{en}) = 0.12691 m²
- Área de salida del difusor (A_{sal}) = 0.188694 m²
- Longitud total del difusor (L) = 0.44 m
- Longitud de la divergencia (l) = variable

La razón para seleccionar estas dimensiones fue debido a la investigación de Arispe & de Oliveria (2018), donde el área de salida del rotor y la entrada al codo tienen las medidas de A_{en} y A_{sal} , respectivamente.

Para la selección de las relaciones l/L , se decidió utilizar las mismas cuatro relaciones generadas por Herrera (2017), siendo estas $l/L = 0.28, 0.29, 0.30$ y 0.42 . A las relaciones anteriores se les agregaron la relación original ($l/L = 0.86$) y otra completamente divergente ($l/L = 1$).

3.3 Generación del script

Para generar el tubo de aspiración se utilizó un archivo tipo script, con comandos de edición escritos en lenguaje Tcl/Tk utilizado por Arispe et al., (2018) Este archivo modifica la geometría base del tubo de aspiración de la turbina Francis GAMM, presentadas por Ciococan et al. (2012).

Este script fue editado para que la longitud de la divergencia l correspondiera a las relaciones descritas anteriormente. Posteriormente, del total de 144 puntos de referencia del script se giran los primeros 60, los cuales corresponden a la sección del difusor. Estos puntos se giraron 30° utilizando las fórmulas:

$$\begin{array}{ll} \text{a) } x=x'\cos(\alpha)-y'\sin(\alpha) & \text{b) } y=x'\sin(\alpha)+y'\cos(\alpha) \end{array} \quad (28)$$

Rotaciones de los puntos en a) x y b) y

siendo α el ángulo girado, mientras que x' y y' son las coordenadas originales de los puntos de referencia de la geometría.

El script es interpretado por el programa comercial ICEM CFD, incluido en la biblioteca de ANSYS, resultando así en la construcción de la geometría y mallado del tubo de aspiración.

Una vez abierto el script, se genera una nube de puntos que definen las coordenadas en 3D de la geometría del tubo de aspiración. A partir de ellos se generan las curvas de las diferentes secciones transversales del tubo de aspiración, de forma que se generan varias capas según la altura a la que se encuentren los puntos. En seguida se generan las superficies uniendo las curvas correspondientes.

El siguiente paso es generar cada uno de los componentes del tubo de succión. El primer componente corresponde al difusor de divergencia-ducto (también llamado cono de entrada), el segundo componente corresponde al codo y finalmente el tercer componente corresponde a la salida del tubo de aspiración. Finalmente, las últimas geometrías corresponden a la entrada del flujo (*inlet*) y a la salida del flujo (*outlet*). Todo esto finalmente nos brinda una geometría.

En seguida se genera el bloqueo, que consiste en tomar secciones de la geometría para que se puedan mallar. Las secciones fueron seleccionadas en base a la altura a la que se encuentran. El resultado se puede apreciar en la Figura 28:

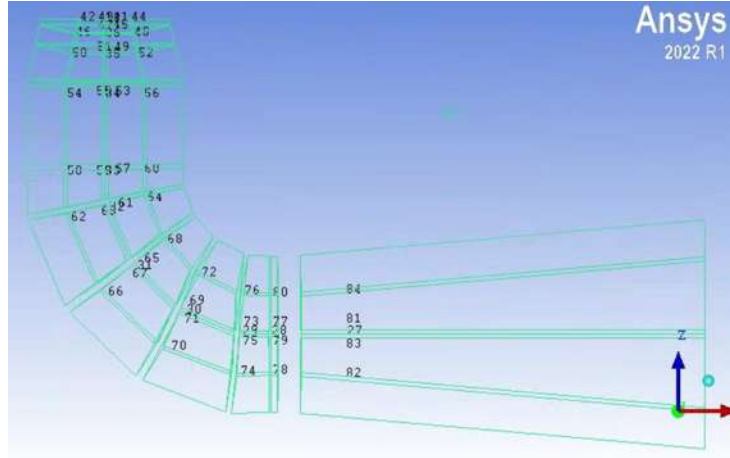


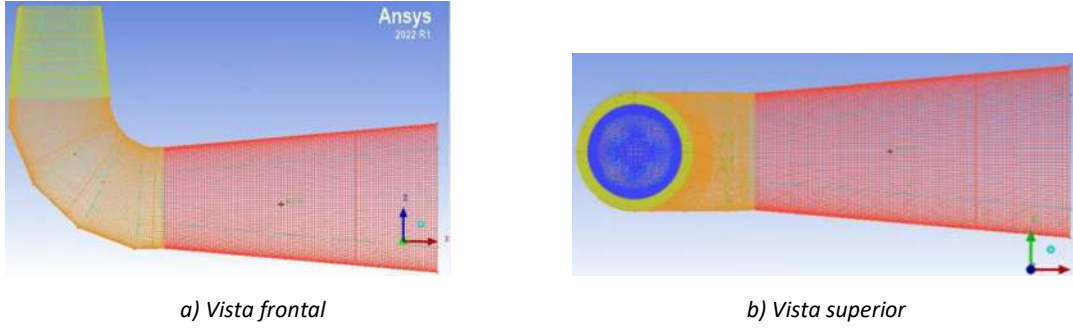
Figura 28: Blocaje del tubo de aspiración a analizar.

Finalmente, una vez dividida la geometría en bloques es que se puede comenzar el mallado, siendo la malla generada es una hexaédrica suave. La calidad de la malla la determinamos de utilizando los parámetros calidad, calidad ortogonal y skew. Los resultados para cada geometría fueron los siguientes:

Tabla 1: Características de las diferentes geometrías en base a su relación I/L.

I/L	1	0.86	0.42	0.3	0.29	0.28
Elementos	1873676	1882720	1864632	1864632	1873676	1864632
Nodos	1847614	1856583	1838645	1838645	1847614	1838645
Calidad mínima	0.717627	0.717625	0.717627	0.717627	0.717627	0.717627
Calidad máxima	0.999935	1	1	1	1	1
Calidad ortogonal mínima	0.70834	0.70834	0.70834	0.70834	0.70834	0.70834
Calidad ortogonal máxima	1	1	1	1	1	1
Skew mínimo	0.553433	0.553433	0.553433	0.553433	0.553433	0.553433
Skew máximo	1	1	1	1	1	1

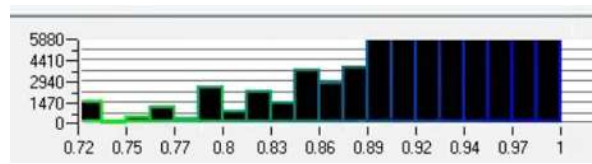
El resultado del mallado, así como su calidad, calidad ortogonal y skew se aprecian en la Figura 29:



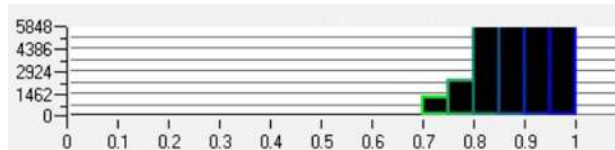
a) Vista frontal

b) Vista superior

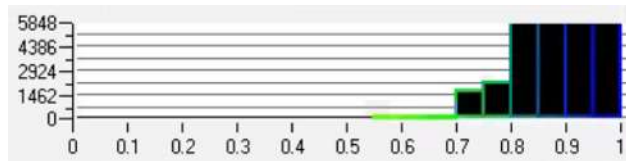
Figura 29: Mallado de la relación $l/L = 1$.



a) Calidad de malla



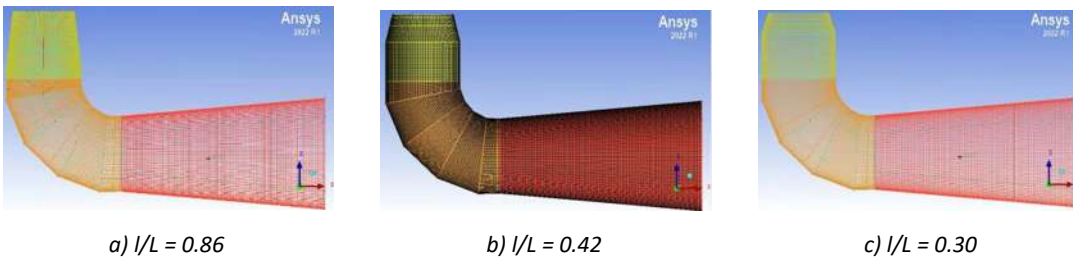
b) Calidad ortogonal de malla



c) Skew de malla

Figura 30: Parámetros de calidad de malla con relación $l/L = 1$.

El resto de las geometrías se pueden ver en la figura 31:



a) $l/L = 0.86$

b) $l/L = 0.42$

c) $l/L = 0.30$

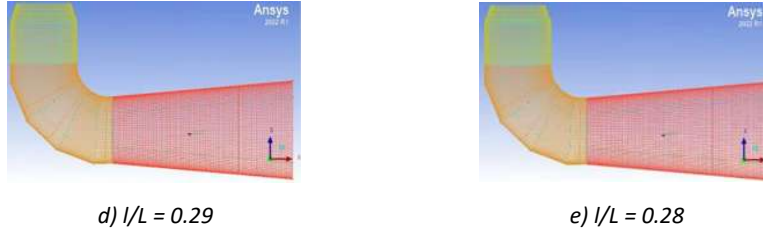


Figura 31: Mallado para las relaciones I/L .

3.4 Preprocesamiento

En esta etapa son creados los componentes de la turbina, siendo los denominados como: predistribuidor (S1), distribuidor (S2), rotor (R1) y tubo de aspiración (S3), siendo este último el componente que se cambiará de acuerdo a la geometría que se esté utilizando.

Para llevar esto a cabo, en CFX-Pre se seleccionó el caso para turbomáquinas. Se configuran los componentes hidráulicos estacionarios y rotativos, comenzando por el predistribuidor. El proceso de configuración comienza cargando el archivo de malla. Posteriormente, se verifica y configura la información de los contornos o regiones del dominio computacional asignando a cada superficie la región correspondiente: entrada y salida del dominio, superficies de periodicidad, *Hub* y *Shroud*.



Figura 32: Definición del predistribuidor (S1).

El proceso descrito anteriormente es el mismo que se usa para el distribuidor, únicamente se cambia el nombre a S2.

En el caso del rotor (R1), ahora el componente llevará por nombre R y será de tipo rotativo, dando le un valor de 500 rpm. El proceso de configuración de las regiones o contornos del dominio es similar al proceso detallado líneas arriba.

El último componente a cargar corresponde al tubo de aspiración (S3). La configuración fue realizada considerando la malla de la geometría base, para posteriormente cambiar las mallas correspondientes a cada una de las geometrías que resultan de la parametrización. En cuanto a las regiones correspondientes, únicamente hay que considerar la entrada (*inlet*) y la salida (*outlet*), que corresponden al mallado del tubo de aspiración.

El siguiente paso fue la unión del rotor con el tubo de aspiración. Para ello, se recarga la malla para colocar el nuevo mallado, lo que se puede apreciar en la Figura 33:

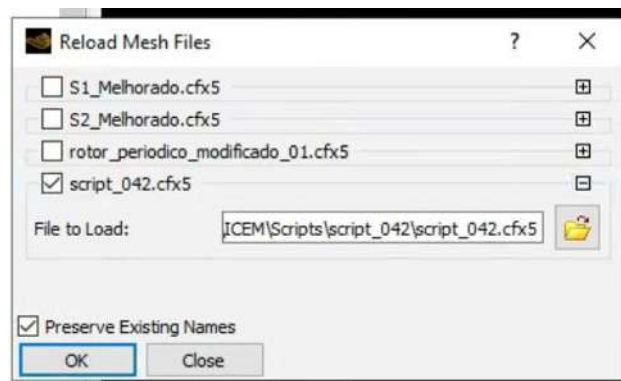


Figura 33: Pantalla de recarga de archivos de malla.

Posteriormente, se tiene que mover la geometría 1 mm en Dz positiva, esto para que ambos mallados se pongan en contacto. Al transformar la malla este error se puede corregir, lo que se aprecia en la Figura 34:

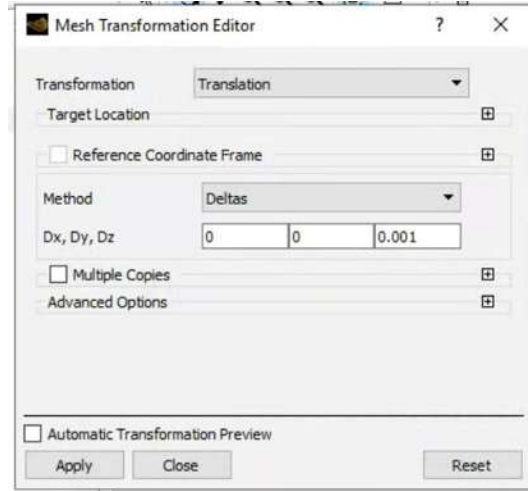


Figura 34: Editor de transformación de malla.

En la Figura 35 se puede apreciar el dominio computacional del rotor y el tubo de aspiración como una sola pieza, la cual tiene un total de 4004898 nodos y 9107434 elementos. Los pasos anteriores deben repetirse para cada una de las simulaciones de cada geometría.

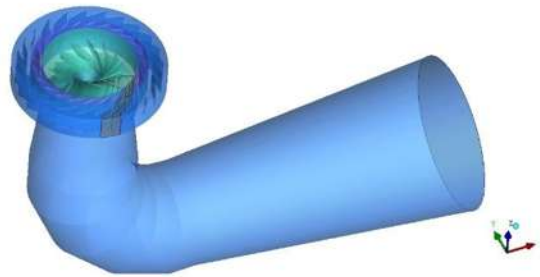


Figura 35: Dominio computacional del rotor y el tubo de aspiración con relación $l/L = 1$

3.5 Propiedades

El siguiente paso fue definir las físicas del sistema. Primeramente, el tipo de fluido fue agua, la presión de referencia fue de 1 atm, se desactiva la transferencia de calor ya que no se está trabajando con la parte térmica y el modelo de turbulencia a usar es Shear Stress Transport (SST). Estos son los valores predeterminados dados por CFX.

Una vez establecido el modelo de turbulencia se configura la frontera *Inlet* llamada INLET_S1, que define la entrada del dominio. La condición de frontera considerada es la

presión total, con valor de 58092 Pa, el cual fue previamente calculado con base al valor de la altura de energía correspondiente al punto de eficiencia máxima. Estas características se aprecian en la Figura 36:

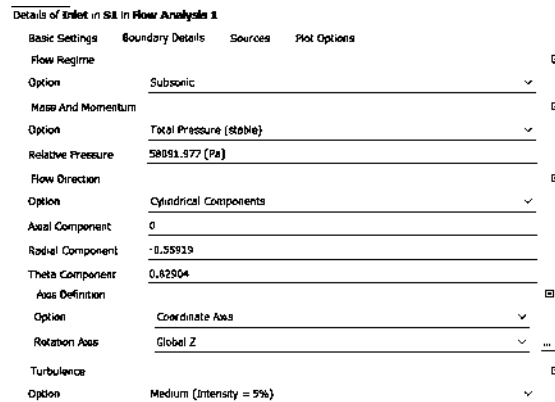


Figura 36: Detalles de frontera a la entrada del predistribuidor.

Adicionalmente, es configurada la frontera que caracteriza la salida del fluido en el dominio computacional, denominado *Outlet*. La condición de frontera considerada fue el flujo másico con valor de 371.212 kg/s.

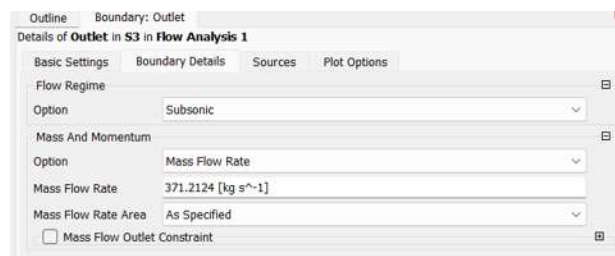


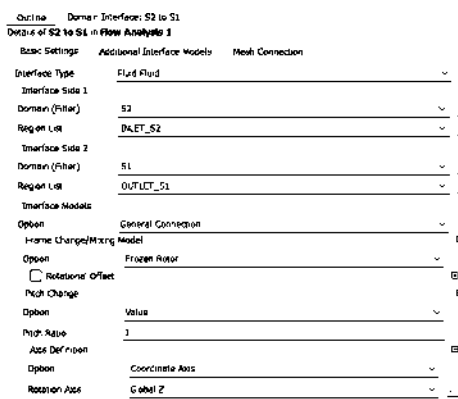
Figura 37: Detalles de frontera a la salida del tubo de aspiración.

En el proceso de configuración de las condiciones de frontera, se verifica que las fronteras correspondientes al Hub, Shroud, álabes y el contorno del tubo de aspiración estén correctamente configuradas con la condición de pared, teniendo cuidado al considerar la pared rotativa en el caso del Hub y el álabe del rotor.

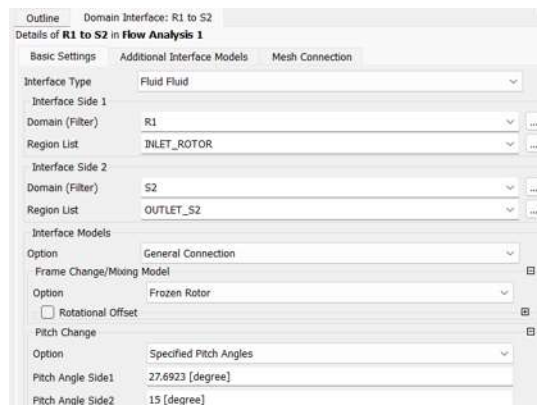
Finalmente, se deben comprobar las interfaces entre los componentes, que serán las secciones que enviarán la información de un componente a otra. Las interfaces deben ser:

- Periodicidad en el predistribuidor.
- Periodicidad en el distribuidor.
- Periodicidad en el rotor.
- Entrada del distribuidor y salida del predistribuidor (S2 a S1).
- Entrada del rotor y salida del distribuidor (R1 a S2).
- Entrada del tubo de aspiración y salida del rotor (S3 a R1).

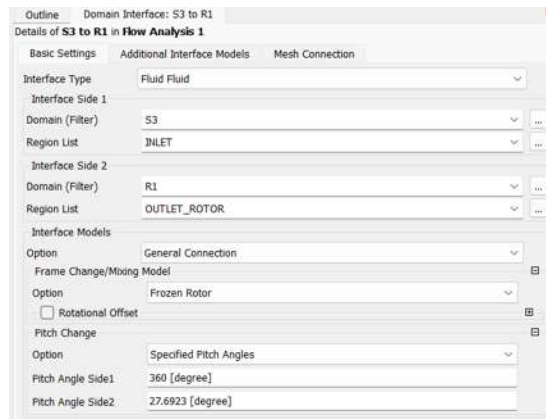
Para las tres últimas interfaces, se deben realizar los cambios de paso necesarios para que las relaciones entre los componentes sean correctas. En el caso de *S2 a S1* es necesario colocar un cambio de valor 1, así las relaciones serán 1:1 ya que, al ambos componentes tienen 24 álabes y el canal periódico de cada uno corresponde a un pasaje de fluido alrededor de un álabes con un paso de $360/24$ (15°); en el caso de *R1 a S2* se ha de especificar el ángulo, siendo este de 27.6923° (considerando solo una sola cuchilla de las 13 del rotor) en el lado 1 y de 15° en el lado 2; finalmente, para el caso de *S3 a R1* el ángulo para el lado 1 es de 360° y de 27.6923° para el lado 2.



a) S2 a S1



b) R1 a S2



c) S3 a R1

Figura 38: Dominio de interfaces para cada sección.

Una vez establecidas las condiciones de frontera se configuran los esquemas de solución y el criterio de convergencia, como se muestra en la Figura 39:

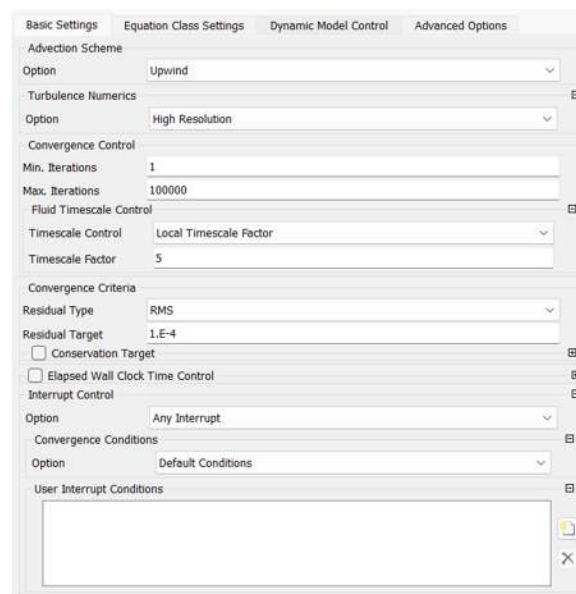


Figura 39: Sistemas de solución para la simulación.

En este momento se ejecuta la simulación, la cual tiene doble precisión y usa 4 núcleos de la computadora.

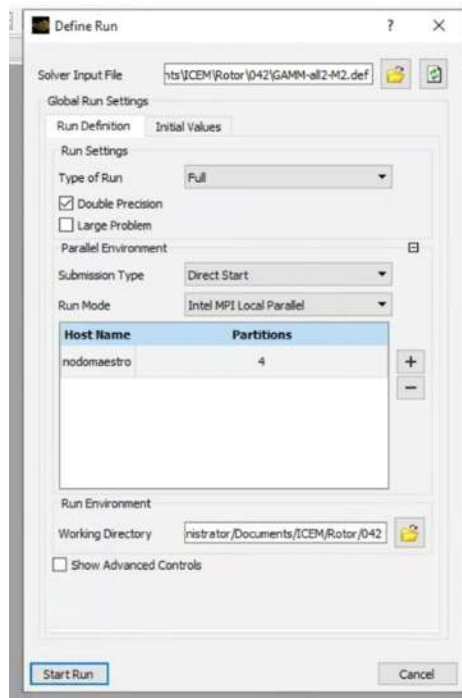


Figura 40: Definición de la ejecución de la simulación.

El tiempo total de la simulación son aproximadamente 15 horas.

3.6 Postprocesamiento

En este punto se deben realizar diversos planos de los cuales se van a obtener diversos parámetros, los cuales se utilizarán para el análisis de resultados. Los planos se pueden apreciar en la Figura 41:

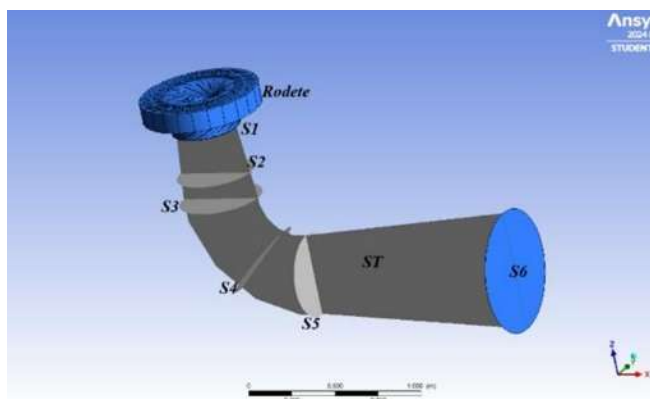


Figura 41: Planos generados con superficies en la relación $I/L = 1$.

Donde el plano 1 corresponde a la entrada al cono-difusor, el plano 2 se encuentra en el cambio de divergencia a ducto (o, en el caso de la relación completamente divergente, a la mitad de la altura del cono-difusor), el plano 3 a la salida del cono-difusor y entrada al codo, el plano 4 a la mitad del codo, el plano 5 a la salida del codo y entrada al tubo de salida, y finalmente el plano 6 a la salida del flujo. También se incluyó un plano transversal ZX el cual ayudará al análisis cualitativo del proyecto.

3.7 Parámetros de comportamiento

Un parámetro de comportamiento es el criterio de diseño bajo el cual se optimiza, expresado como función de las variables de diseño. La elección de la función objetivo es regida por la naturaleza del problema.

La primera función objetivo seleccionada fue el coeficiente de recuperación de presión promedio, Cp_m , el cual indica el incremento en presión estática comparado con la energía cinética con un flujo promedio en la entrada, y nos permite representar el desempeño del tubo de aspiración. El Cp_m se define de la siguiente manera:

$$Cp_m = \frac{\frac{1}{A_{sal}} \int_{sal} P dA - \frac{1}{A_{en}} \int_{en} P dA}{\frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_{en}} \right)^2} \quad (29)$$

Coficiente de recuperación de presión promedio

Donde P es la presión estática, ρ la densidad del agua, Q el flujo volumétrico y A el área de la sección transversal. Shárán (1976) reescribe la Ecuación 29 de la siguiente forma:

$$Cp_{sh} = \alpha_{en} \left[1 - \frac{\alpha_{sal}/\alpha_{en}}{AR^2} \right] - \frac{P_{ten} - P_{tsal}}{\frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_{en}} \right)^2} \quad (30)$$

Coficiente de recuperación de Shárán

Donde P_t es la presión total promedio de una sección transversal, AR es la relación del área de salida sobre el área de entrada y α es el factor de corrección de energía cinética.

El segundo término de la Ecuación 31 también se le conoce como factor de pérdida de energía ζ , el cual cuantifica la energía convertida en una forma que no se puede utilizar,

es decir, en pérdidas. Considerando la pérdida de presión total desde la entrada a la salida en relación con la energía cinética a la entrada, se puede definir ζ de la siguiente forma:

$$\zeta = \frac{\frac{1}{A_{en}} \int_{en} P_t dA - \frac{1}{A_{sal}} \int_{sal} P_t dA}{\frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_{en}} \right)^2} \quad (31)$$

Factor de pérdida de energía

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos para las geometrías generadas utilizando la metodología previamente descrita, la cual nos ha ayudado a determinar la geometría que permitirá desarrollar de mejor manera el flujo en el ducto y así alcance su mayor rendimiento.

El análisis se llevará a cabo de tres formas: la primera corresponde al análisis cuantitativo que ayudará a determinar la uniformidad del flujo; la segunda corresponde al análisis cualitativo que nos permite observar los fenómenos del flujo a través del tubo de aspiración; la tercera y última define los resultados de las funciones objetivo, las cuales nos ayudarán a determinar la geometría con menores pérdidas de energía. Asimismo, también se analizará la eficiencia del sistema.

4.1 Análisis cuantitativo

El análisis cuantitativo del flujo se lleva a cabo tiene por objetivo describir la uniformidad del flujo de forma axial y tangencial, el comportamiento del momentum y la intensidad de giro a lo largo del tubo de aspiración.

4.1.1 Factor de corrección de energía cinética axial

El factor de corrección de energía cinética axial corresponde a la uniformidad del perfil de flujo axial en la sección de referencia. Está dado por la Ecuación 32:

$$\alpha_{ax} = \frac{1}{AV^3} \int_A u^3 dA \quad (32)$$

Factor de corrección de energía cinética axial

Donde A es el área de referencia, V la velocidad promedio de la sección, u la velocidad axial en un área diferencial y dA el área de elemento diferencial.

La Figura 42 presenta la comparación de los valores de corrección de energía cinética α_{ax} para la geometría original, así como para todas las relaciones parametrizadas para el difusor. Mientras mayor sea el valor de este parámetro se representarán perfiles no uniformes, y mientras más se acerquen a la unidad serán más uniformes. Es posible notar como la

función del difusor tiene por objetivo uniformizar el perfil de velocidad axial, ya que es en esta sección donde tenemos los resultados más próximos a la unidad. Debido a lo anterior es que la relación completamente divergente en S2 tiene una forma diferente al resto de relaciones, ya que la forma le da una velocidad axial más uniforme.

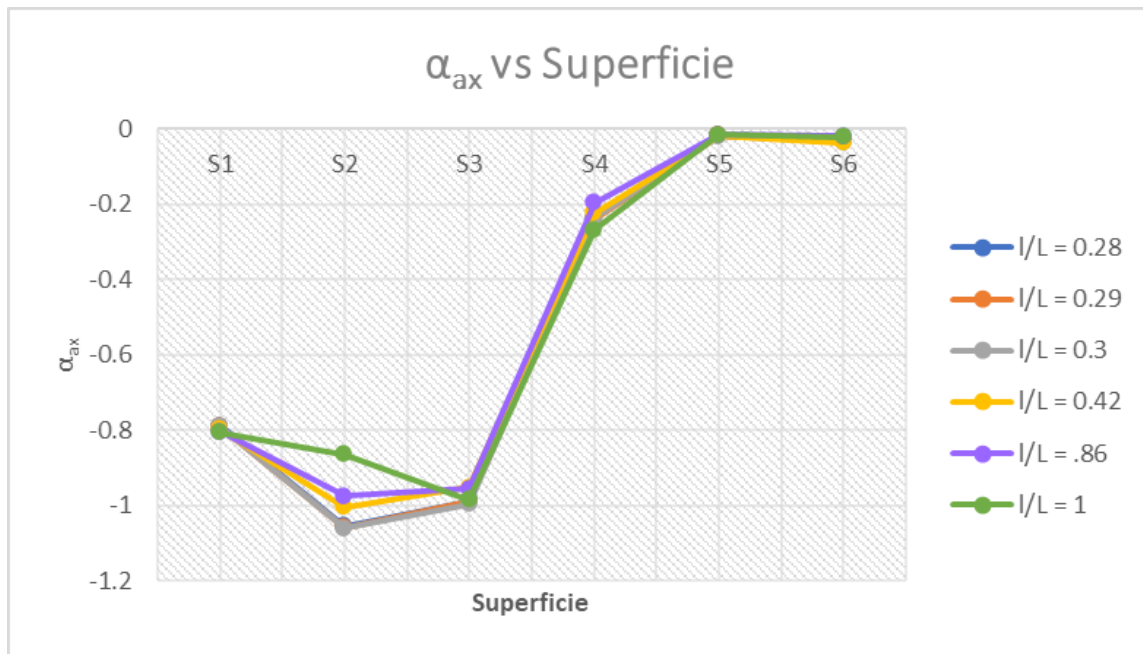


Figura 42: Factores de recuperación de energía axial obtenidos para las relaciones I/L en múltiples superficies.

4.1.2 Factor de recuperación de energía cinética tangencial

De manera parecida a la Ecuación 32, el factor de recuperación de energía tangencial interpresa la uniformidad del flujo, pero en este caso del perfil de velocidad tangencial, siendo w la velocidad tangencial del elemento diferencial.

$$\alpha_{tg} = \frac{1}{AV^3} \int_A w^2 u \, dA \quad (33)$$

Factor de recuperación de energía tangencial

La Figura 43 compara los valores del factor de corrección de energía tangencial α_{tg} para la geometría original, así como las geometrías parametrizadas del difusor. En este caso, el difusor cumple con su función de uniformizar el flujo tangencialmente.

Asimismo, de forma similar, la sección S2 de la relación completamente divergente tiene un valor diferente al resto de relaciones debido a la dirección de flujo más uniforme. Esto nos indica una recuperación tangencial más uniforme comparada con el resto de relaciones.

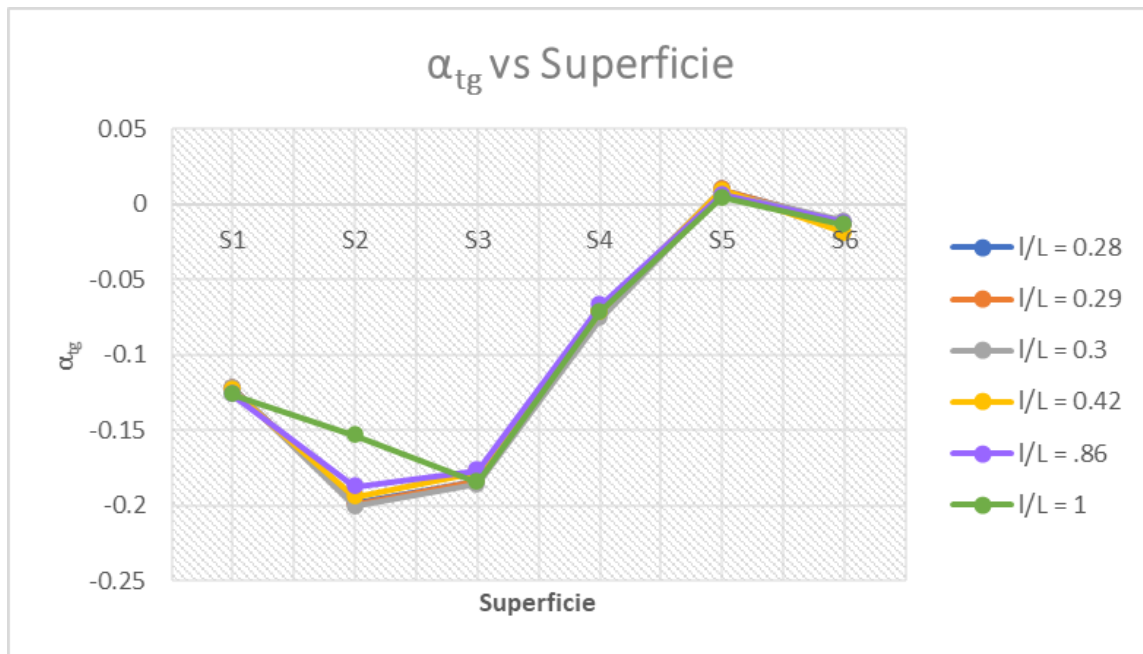


Figura 43: Factor de corrección de energía cinética tangencial para las diferentes relaciones I/L en múltiples superficies.

4.1.3 Factor de momentum

El factor de momentum describe el comportamiento del momentum en una sección definida. Se puede definir con la Ecuación 34:

$$\beta = \frac{1}{AV^2} \int_A u^2 dA \quad (34)$$

Factor de momentum

La Figura 44 compara los valores del factor de momentum β para la geometría original, así como para las geometrías parametrizadas del difusor. Se observa como el factor de momentum se mantiene ligeramente estable en la transición de la divergencia al ducto, sin embargo, a su salida hasta el fin del sistema el valor se reduce considerablemente.

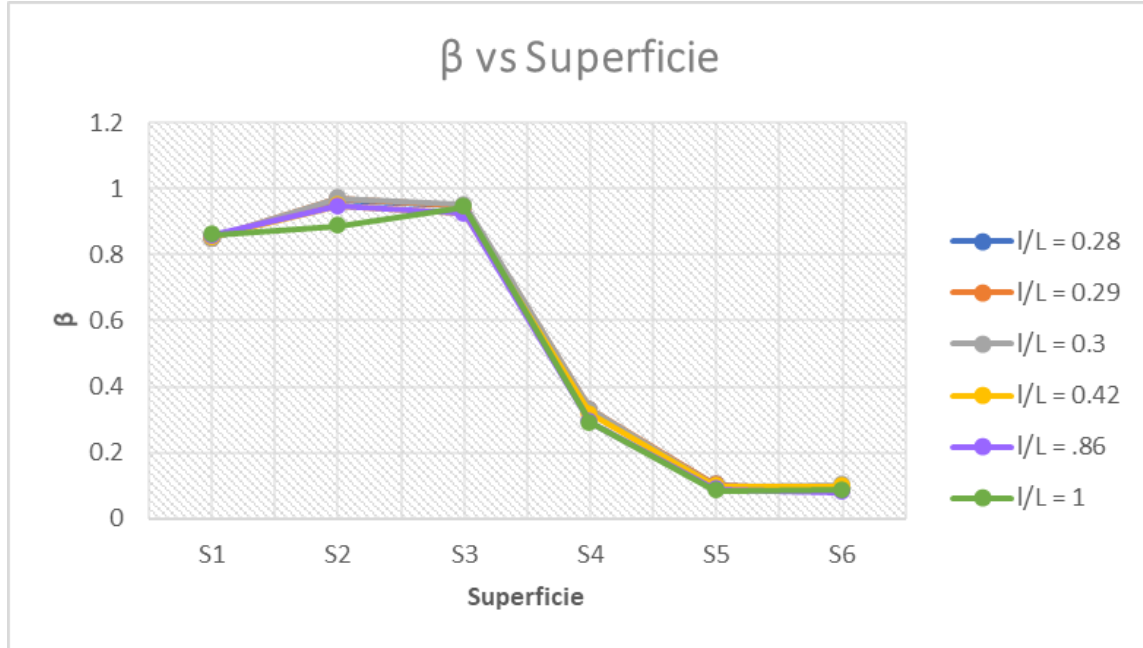


Figura 44: Factores de momentum obtenidos para las diferentes relaciones I/L en múltiples superficies.

4.1.4 Intensidad de giro

También conocida como *swirl*, es un flujo helicoidal generado al centro del cono-difusor. Este factor permite controlar la recuperación de presión y estabilizar el flujo.

$$S = \frac{\int_A (\rho u)(rw)dA}{R \int_A (\rho u)(u)dA} \quad (35)$$

Intensidad de giro

En la Figura 45 se realiza la comparativa entre las múltiples relaciones generadas para cada geometría. Se observa cómo se incrementa su valor para la divergencia y se reduce en la zona del ducto. Asimismo, es notable la diferencia de valores que se obtienen a la salida del tubo de aspiración. Dado que la intensidad de giro no es ni muy pequeña para ocasionar separación del flujo de las paredes del tubo de aspiración ni muy grande para generar zonas muertas en el centro de aspiración.

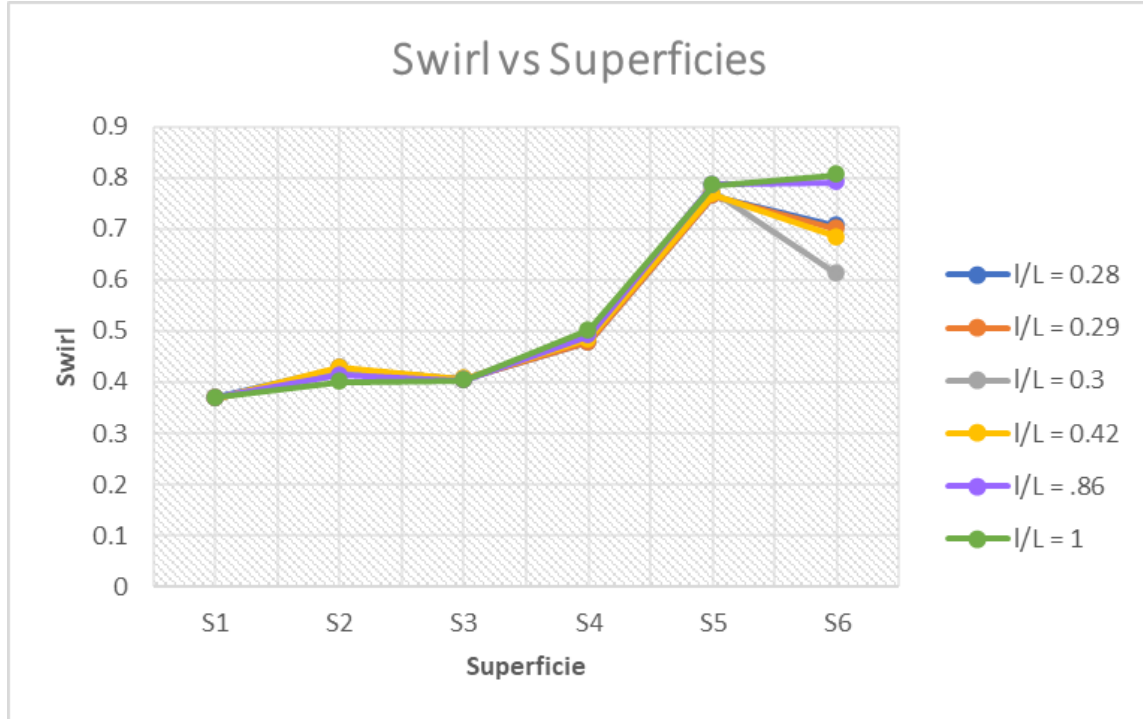


Figura 45: Intensidades de giro obtenidas para las diferentes relaciones I/L en múltiples superficies.

4.2 Análisis cualitativo

El análisis cualitativo tiene por objetivo analizar los contornos de velocidad promedio, axial y tangencial a lo largo del tubo de aspiración, los contornos de presión estática y total, así como el flujo másico a lo largo del tubo de aspiración. Con esto se podrá realizar una interpretación del comportamiento del flujo y sus características de mayor interés para el presente estudio.

4.2.1 Flujo másico

El flujo másico se define como la cantidad de masa a través de del tiempo. En la Figura 41 se puede apreciar la forma en que cambia el flujo másico según la relación I/L.

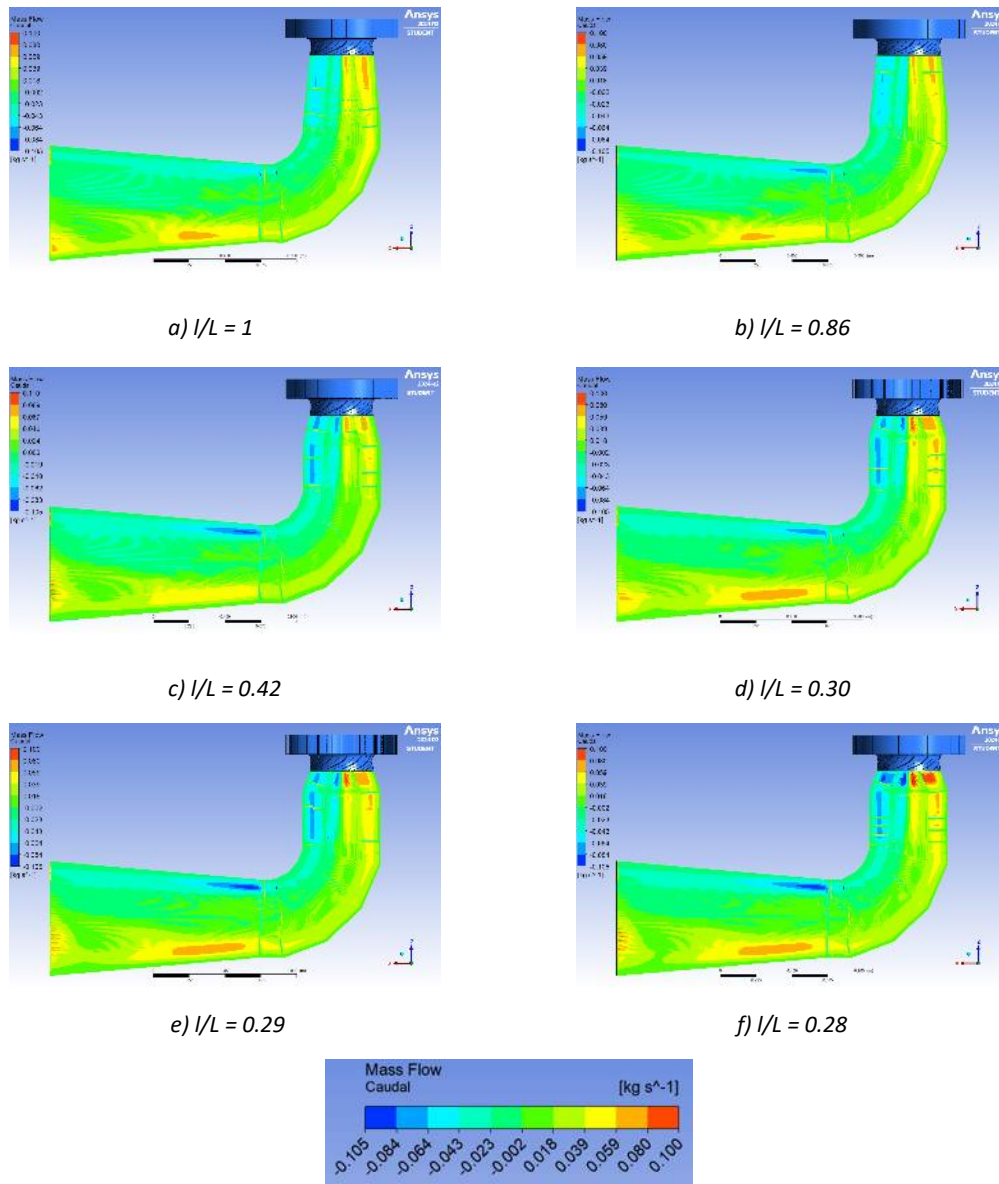


Figura 46: Flujos máscicos para las relaciones L/D .

Es notable como la mayor parte del flujo máscico se encuentra en la entrada al difusor, así como la parte inferior del tubo de salida. Asimismo, existe la presencia de zonas donde no se puede encontrar nada de flujo. Pese a lo anterior, las diferencias entre las diversas relaciones no son muy grandes.

4.2.2 Presión estática

La presión estática se refiere a la que posee un fluido independientemente de su velocidad. En este estudio la presión estática se utiliza para calcular el factor de recuperación promedio. En la Figura 47 se puede apreciar la forma en que cambia en cada geometría.

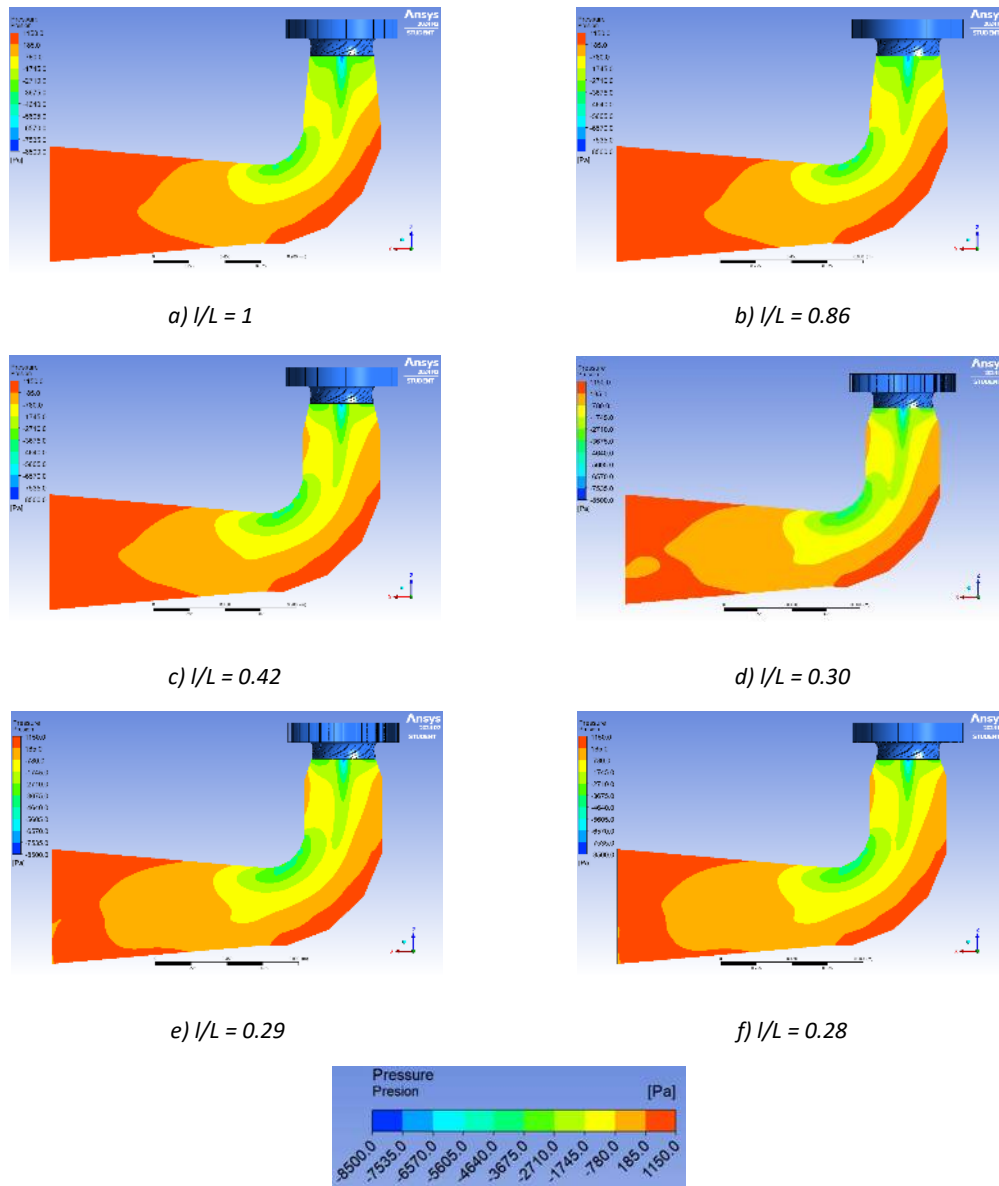


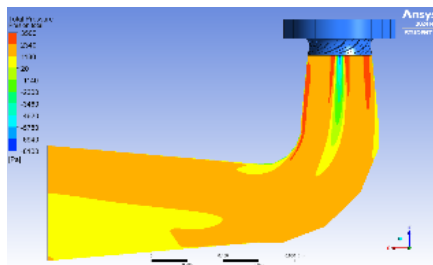
Figura 47: Presión estática para las relaciones I/L ,

Se puede observar que la mayor parte de la presión se concentra en el tubo de salida, así como en el radio exterior del codo, lo cual es consistente con el comportamiento esperado del flujo al cambiar de dirección y aumentar su velocidad en esas zonas. Por otro lado, la menor presión se registra en la entrada al difusor, donde el flujo comienza a desacelerarse, lo que genera una caída de presión característica de esta región.

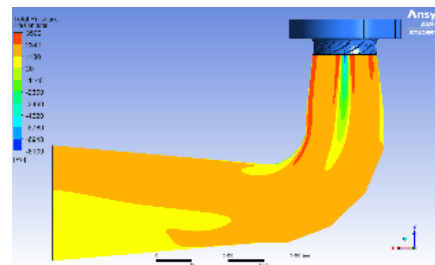
En cuanto a la salida del sistema, se observa que la menor presión se obtiene con la relación $l/L=0.30$, lo que indica una mejor recuperación de presión en comparación con las demás geometrías evaluadas. Este resultado sugiere que dicha configuración favorece una transición más eficiente del flujo, minimizando las pérdidas de carga y mejorando el desempeño hidráulico general del sistema.

4.2.3 Presión total

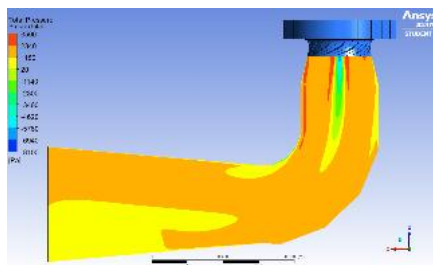
La presión total es la suma de la presión atmosférica y la presión estática. Para este estudio la presión total es necesaria para obtener el valor de la disipación. En la Figura 43 se muestra cómo cambia la presión total con respecto a cada relación l/L .



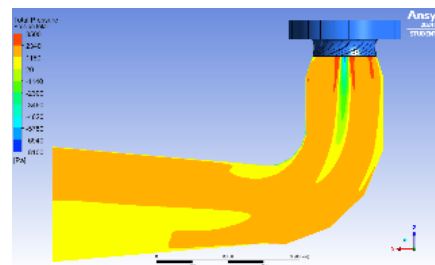
a) $l/L = 1$



b) $l/L = 0.86$



c) $l/L = 0.42$



d) $l/L = 0.30$

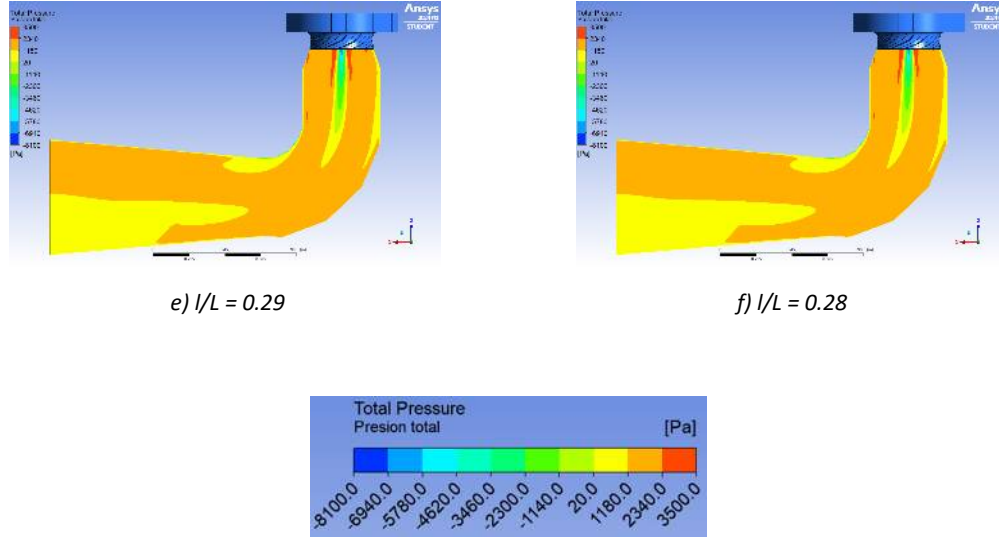
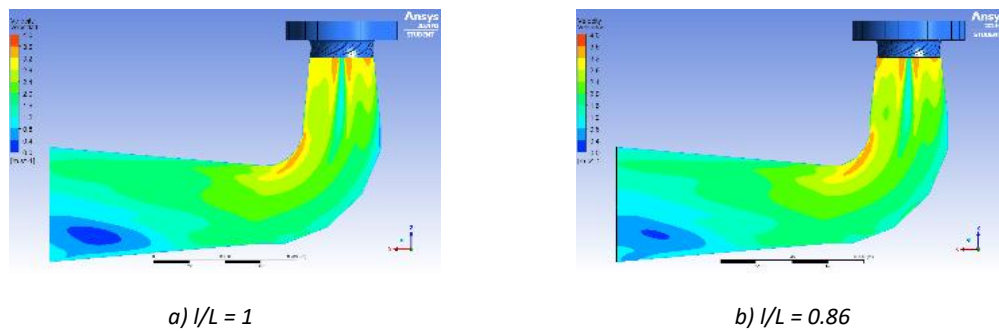


Figura 48: Presión total para las relaciones $l/L = a) 1, b) 0.86, c) 0.42, d) 0.30, e) 0.29, y f) 0.28$

Es notable que la presión total en el difusor es mayor mientras más cercano esté a la pared, mientras que en el centro del fluido es donde tiene un menor valor. La relación donde encontramos menor presión en las paredes fue en la relación 0.28, mientras que a la salida todas las presiones tienen valores similares.

4.2.4 Velocidad

La velocidad es simplemente la velocidad promedio del fluido. Este valor es necesario para obtener los factores de corrección axiales, tangenciales y de momentum. Esto se puede apreciar mejor en la Figura 49:



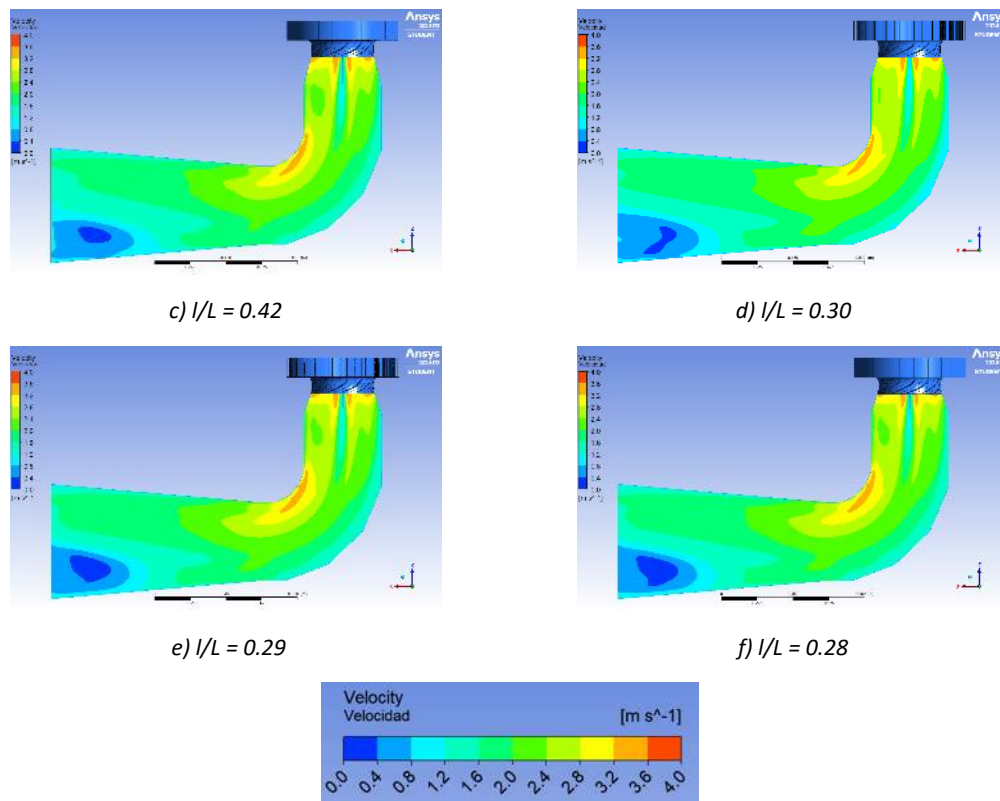


Figura 49: Velocidad promedio para las relaciones l/L .

Lo más notable es que la mayor velocidad se forma a la entrada del difusor, como es esperable, pero también en el radio menor del codo. Por el contrario, la velocidad es menor en la parte inferior a la salida del difusor, siendo en la relación totalmente divergente donde tenemos la región de mayor tamaño.

4.2.5 Velocidad axial

La velocidad axial se refiere al componente de velocidad del flujo moviéndose a lo largo del eje de rotación, siendo en este caso Z. En la Figura 50 podemos apreciar sus cambios respecto a las relaciones l/L .

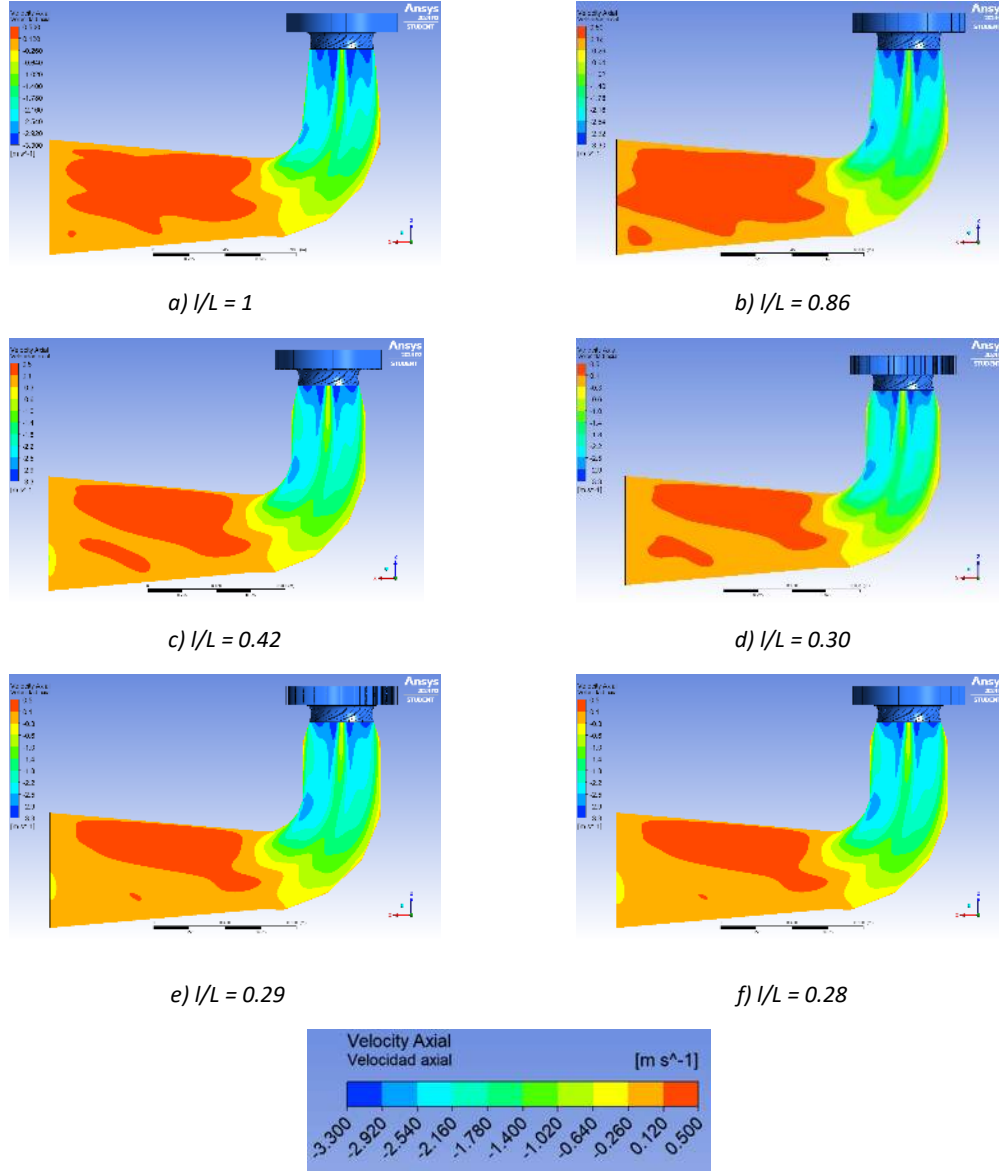


Figura 50: Velocidad axial para las relaciones l/L .

En este caso, es notable que la velocidad axial experimenta un fenómeno inverso a la velocidad promedio, donde la menor se encuentra a la entrada del difusor, mientras la de mayor valor va desde la salida del codo hasta la salida del tubo de aspiración. Asimismo, hay que remarcar como se reduce la región roja, donde se encuentra la mayor velocidad, conforme la relación l/L se reduce. La relación con la velocidad axial más uniforme a la salida es la 0.28, lo que indicaría un mejor flujo.

4.2.6 Velocidad tangencial

También llamada velocidad circunferencial, la velocidad tangencial es aquella que es tangente a la trayectoria del flujo. Esto lo podemos apreciar en la Figura 51:

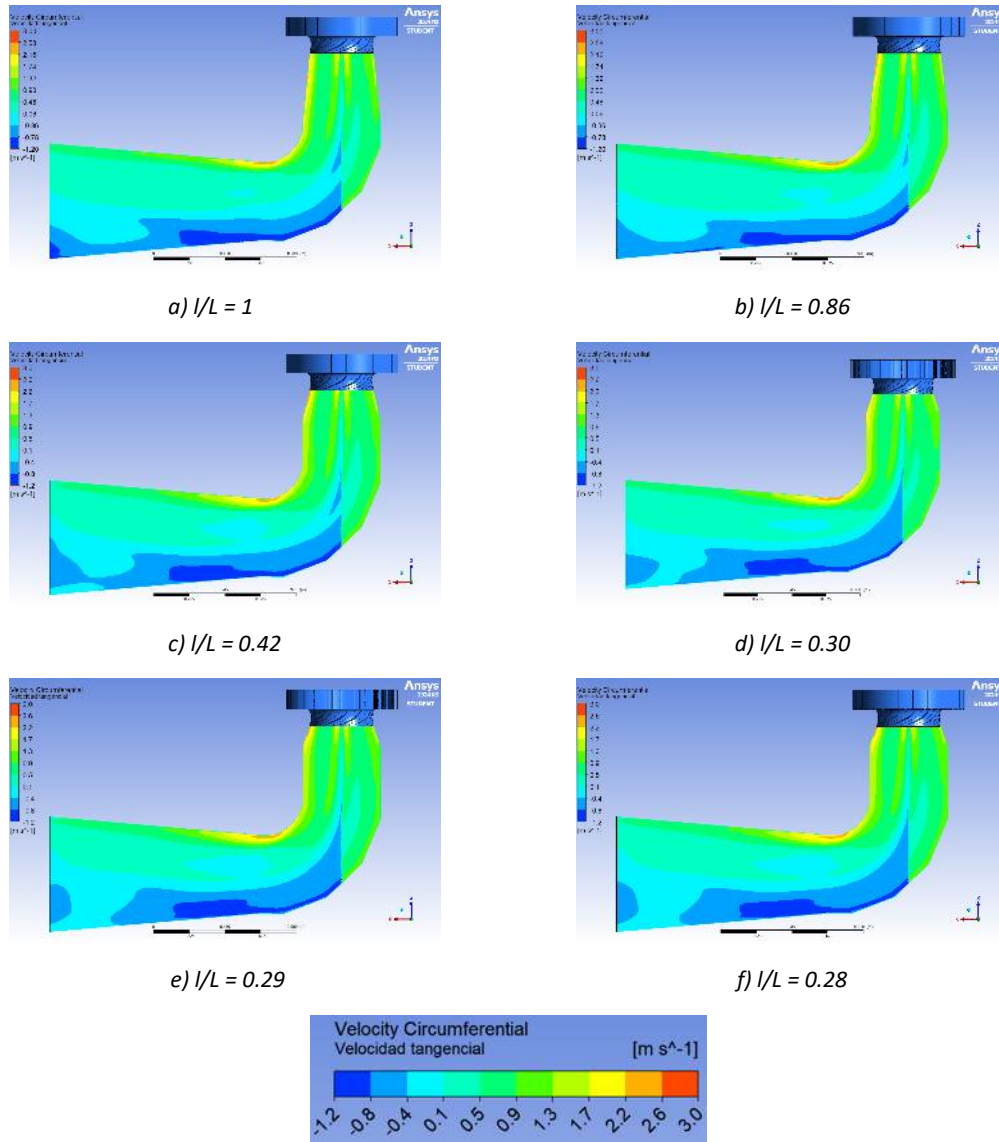


Figura 51: Velocidad tangencial para las relaciones L/D .

Sabiendo la definición de velocidad tangencial, obtenemos un resultado esperable donde la mayor velocidad se ubique en la circunferencia del difusor, así como en el radio

menor del codo. La menor velocidad tangencial se haya en la parte inferior del tubo de aspiración.

4.3 Parámetros de comportamiento

4.3.1 Factor de recuperación de presión promedio

El factor de recuperación de presión promedio C_{p_m} se obtuvo relacionando la entrada al difusor (Superficie 1) a las diferentes superficies que funcionan como salida del flujo, hasta llegar a la salida a la atmósfera (Superficie 6). La Figura 52 muestra la evolución del C_{p_m} a lo largo del tubo de aspiración.

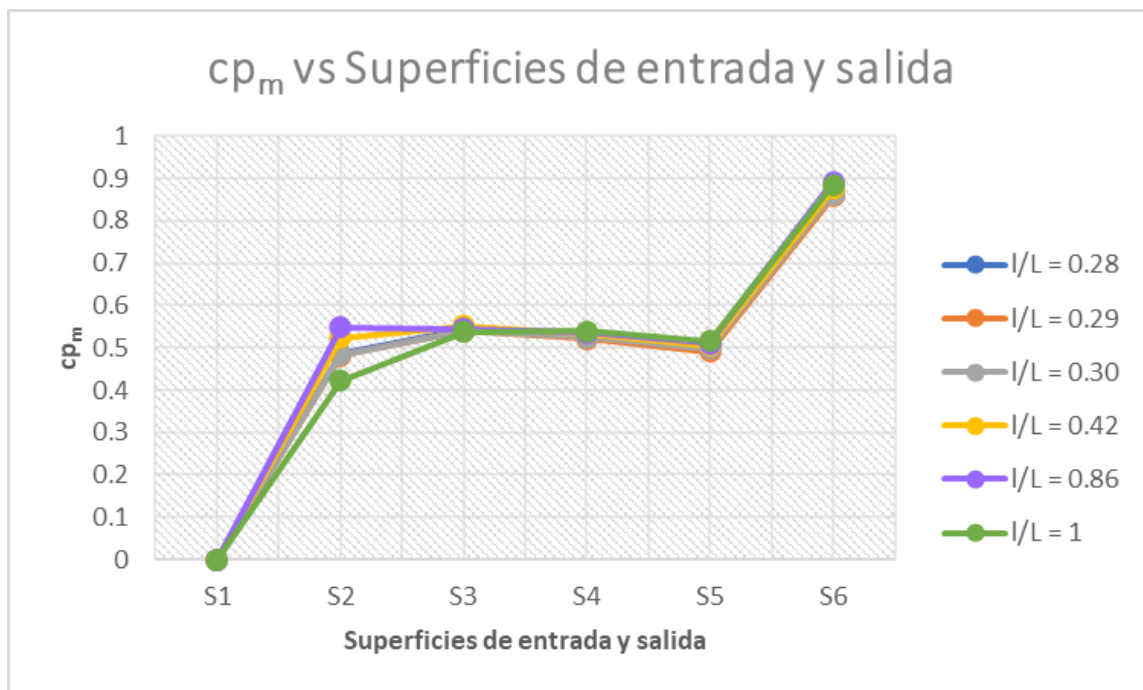


Figura 52: Coeficientes de recuperación promedio obtenidos para las diferentes relaciones I/L en múltiples superficies.

Lo más importante a resaltar es que los valores más altos al momento de hacer el cambio de divergencia a ducto son las relaciones $I/L = 0.86$ y 0.42 , lo que nos puede indicar que el mejor desempeño puede darse en una de estas dos relaciones.

4.3.2 Factor de recuperación de Shárán

El factor de recuperación de Shárán es importante para determinar la dependencia del C_{p_m} con respecto a la uniformidad de los perfiles de velocidad α_{ax} de entrada y salida, así como las pérdidas de presión ζ . En la Figura 53 podemos observar estos resultados.

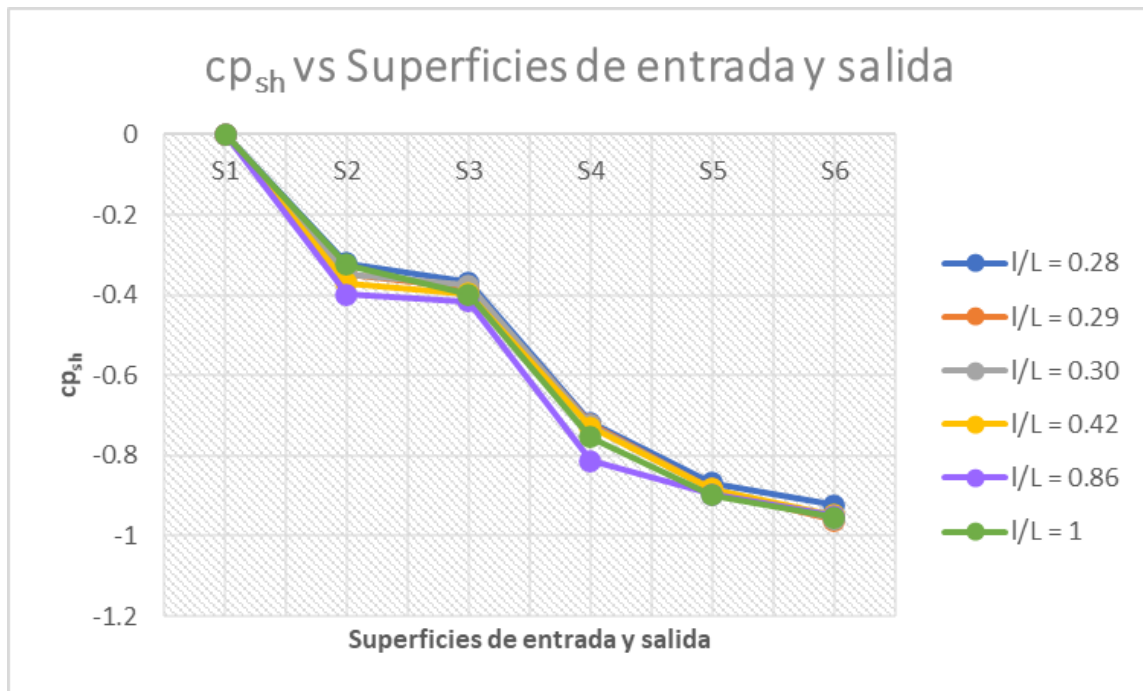


Figura 53: Coeficientes de recuperación de Shárán obtenidos para las diferentes relaciones l/L en múltiples superficies.

Podemos notar que el factor de recuperación decrece, lo que implica que utilizando este factor se puede reducir el costo computacional de un hipotético proceso de optimización en el futuro. Asimismo, hay que notar que la relación $l/L = 0.86$ es la que tiene el menor valor, lo que puede indicar que es en esta relación donde se puede obtener el mejor rendimiento.

4.3.3 Factor de pérdida de energía

Este factor de pérdida de energía ζ nos permite determinar la disipación que ocurre a lo largo del tubo de aspiración, desde su entrada hasta la salida a la atmósfera. En la Figura 54 podemos ver la evolución del flujo a lo largo del sistema.

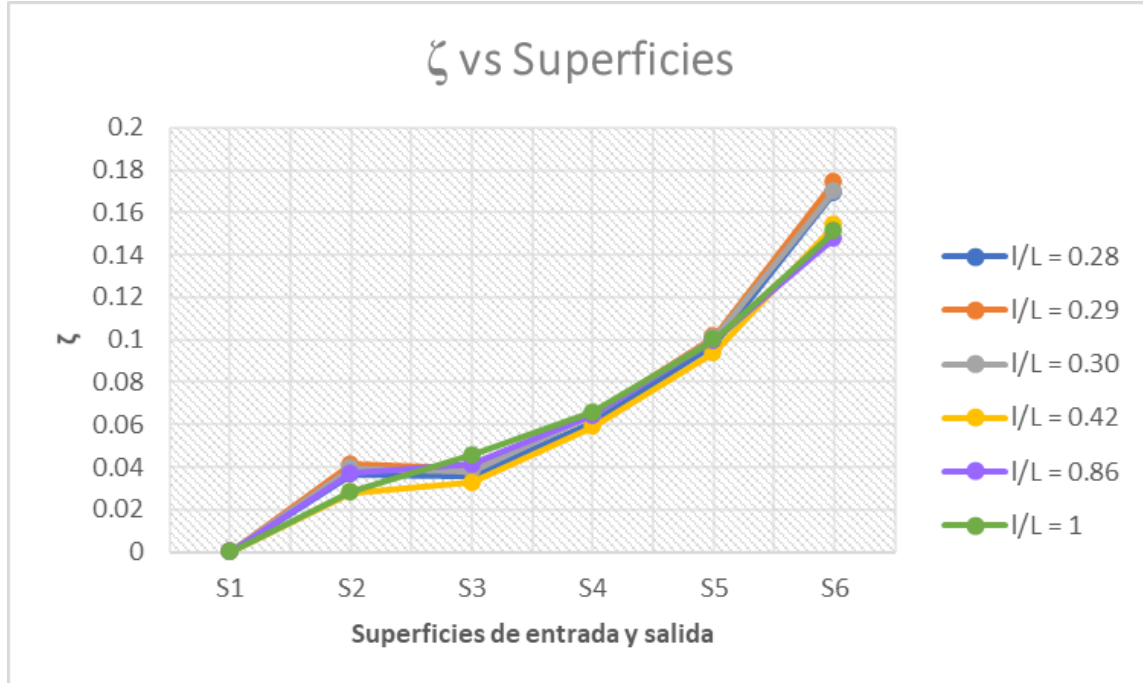


Figura 54: Factores de pérdida de energía obtenidos para las diferentes relaciones l/L en múltiples superficies.

Es notable que la relación $l/L = 0.42$ es el de menor valor en el cambio de divergencia a ducto, y así se mantiene hasta la salida a la atmósfera. Esto nos podría indicar que la eficiencia del sistema puede ser mejor para esta geometría.

4.4 Eficiencia hidráulica

La eficiencia hidráulica se refiere a la relación entre la salida y la entrada de energía mecánica en un sistema hidráulico, como puede ser una bomba, una turbina o una red de tuberías. Específicamente, esta eficiencia mide la capacidad del sistema para transformar la energía que recibe —ya sea en forma de energía mecánica o eléctrica— en energía útil que se manifiesta como movimiento o transporte efectivo del fluido. Una alta eficiencia hidráulica implica que el sistema opera con mínimas pérdidas de energía debido a factores como fricción, turbulencia o diseño ineficiente, lo que se traduce en un mejor aprovechamiento de los recursos energéticos disponibles. (Cengel & Cimbala, 2018)

En nuestro caso específico, para calcular la eficiencia se realiza con la Ecuación 38:

$$\eta = \frac{T \omega}{\Delta p Q} \quad (36)$$

Eficiencia hidráulica

Donde T es el torque axial del rotor al fluido, ω es la velocidad rotacional de la turbina, Δp es la diferencia de presión total y Q es la razón de flujo volumétrico en la turbina. (Derakhshan & Mostafavi, 2011)

Para los valores del torque se pueden obtener directamente del postprocesamiento de CFX, siendo los siguientes:

Tabla 2: Valores de torques individuales y totales para el rotor.

Elemento	0.28		0.29		0.3	
	Torque (N m)	Torque total	Torque (N m)	Torque total	Torque (N m)	Torque total
R1 Hub	-0.0559934	-0.7279142	-0.055993	-0.727909	-0.0559947	-0.7279311
R1 Shroud	-0.225116	-2.926508	-0.225128	-2.926664	-0.2251	-2.9263
Blade	27.8287	361.7731	27.8292	361.7796	27.835	361.855
	0.42		0.86		1	
	Torque (N m)	Torque total	Torque (N m)	Torque total	Torque (N m)	Torque total
R1 Hub	-0.0559998	-0.7279974	-0.0560186	-0.7282418	-0.0560229	-0.7282977
R1 Shroud	-0.224821	-2.922673	-0.224141	-2.913833	-0.224019	-2.912247
Blade	26.4838	344.2894	27.796	361.348	27.7966	361.3558

El torque total se refiere a la suma del torque considerando todas las cuchillas del rotor, que son 13 en total. Posteriormente se suman los valores absolutos y éste es el torque que se ha de usar en la fórmula.

La Figura 55 indica las eficiencias obtenidas:

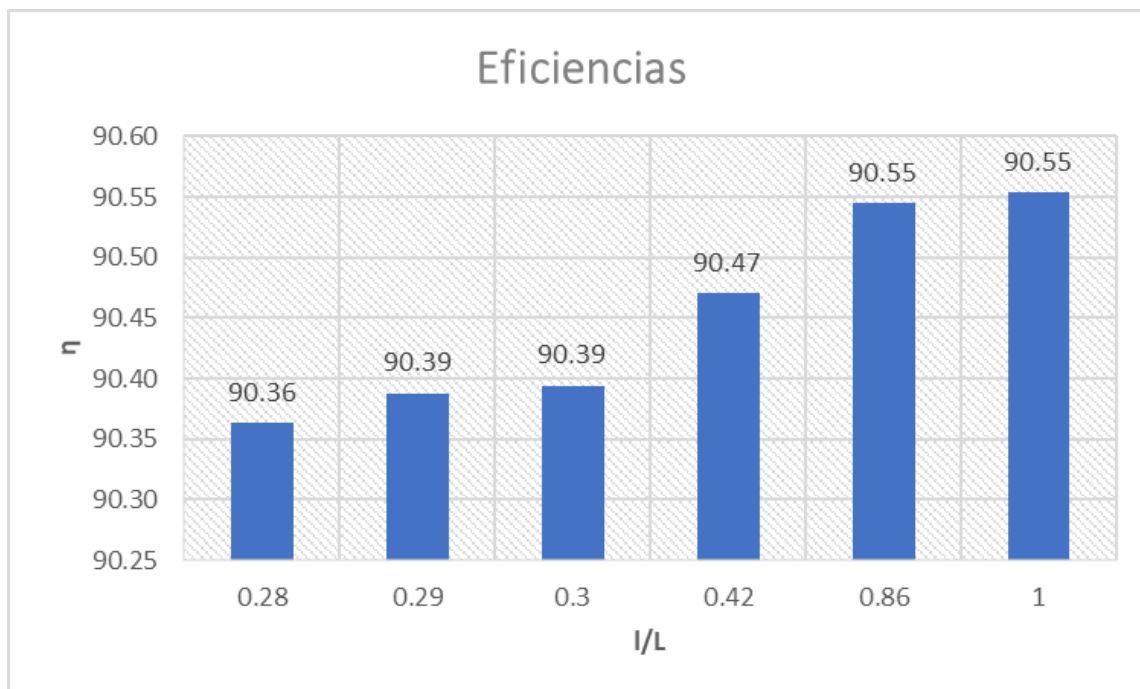


Figura 55: Eficiencias totales para las relaciones I/L.

Resalta que la eficiencia mejora conforme aumenta la relación I/L, hasta el punto que la geometría completamente divergente es la que tiene la mejor eficiencia.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se ha propuesto la metodología para un rediseño de las geometrías del cono-difusor del tubo de aspiración en una turbina Francis GAMM mediante la utilización de la mecánica de fluidos computacional. Estas nuevas geometrías tienen como objetivo mejorar la eficiencia del rodete, así como la recuperación de energía del tubo de aspiración.

Para llevar a cabo esta metodología, se parametrizaron diferentes geometrías basadas en múltiples relaciones l/L (0.28, 0.29, 0.30, 0.42, 0.86 y 1), para posteriormente realizar una simulación de su análisis de flujo en CFX. Finalmente, se realizaron análisis cuantitativos y cualitativos de los resultados obtenidos, los cuales se usaron para definir cuál de todas las relaciones generadas es la mejor para el propósito de la investigación.

Así, el principal objetivo de este trabajo fue encontrar una geometría donde se encontrará una mayor eficiencia del rodete, así como una corrección del flujo a la entrada al sistema (swirl) y mejoramiento de la recuperación de energía (ζ). Sin embargo, los análisis demostraron que esto no fue posible. La mayor eficiencia hidráulica se encontró en la relación completamente divergente ($l/L = 1$), mientras que esta misma presentó los peores resultados para la corrección del flujo y la reducción de pérdidas de energía. Fue la relación $l/L = 0.42$ la que presentó los mejores valores del swirl y ζ .

Podemos concluir, por tanto, que la geometría ideal es aquella con la relación $l/L = 0.42$. Esta configuración ha demostrado ser la más adecuada no necesariamente por ofrecer la mayor eficiencia total en términos absolutos, sino por su capacidad para corregir el flujo y reducir significativamente las pérdidas de energía dentro del sistema. Esta mejora en el comportamiento del flujo representa una ventaja clave que puede aprovecharse en el diseño y desarrollo de nuevos rodetes, los cuales podrían emplearse en el futuro para sistemas de generación de energía más flexibles y adaptables. Al identificar esta relación geométrica óptima, es posible diseñar rodetes que se ajusten a ella, permitiendo así alcanzar un mejor desempeño global y una mayor eficiencia energética en aplicaciones reales.

Entre los beneficios que esta mejor eficiencia puede aportar, se encuentran primeramente una menor dependencia a los combustibles fósiles, y por ende reducir el impacto ambiental tanto a nivel regional como mundial. Otro beneficio corresponde que, al modificar el cono-difusor, se evita la necesidad de agregar complementos, tales como aletas o compresores de aire, a la entrada del mismo y por tanto tener menores pérdidas en su manufactura. Y un último beneficio es el generar mayores ganancias económicas, tanto por el ahorro de la instalación y mantenimiento de los elementos, así como a la energía extra generada que se pueda vender.

La principal limitante de este proyecto fue, sin duda, el uso de diferentes softwares de análisis de fluido computacional. Esto se debió principalmente a la incapacidad de CFX de leer los archivos *.jou generados por FLUENT. Fue debido a esta incompatibilidad que el enfoque del proyecto cambió de una optimización a un estudio paramétrico.

TRABAJO A FUTURO

A futuro, se planea llevar a cabo la optimización del difusor, el cual era el plan original al momento de concebir el proyecto. Gracias a los resultados obtenidos, sabemos que la optimización se puede realizar alrededor de la relación $l/L = 0.42$. Los cambios que se lleven a cabo en la geometría permitirían mejorar la eficiencia y por tanto tener aportes aún mayores comparados con los de este estudio.

BIBLIOGRAFÍA

- Anderson, J. D. (2009). *Computational Fluid Dynamics: An Introduction* (John F. Wendt, Ed.; 3rd ed.). Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Andersson, B., Andersson, R., Håkansson, L., Mortensen, M., Sudiyo, R., & van Wachem, B. (2011). *Computational fluid dynamics for engineers* (First). Cambridge University Press.
- Arévalo Cordero, W. P. (2017). *Optimización de un sistema híbrido solar-hidráulico para la generación de energía eléctrica*. Universidad de Jaén.
- Arispe, T. M., de Oliveira, W., & Ramirez, R. G. (2018). Francis turbine draft tube parameterization and analysis of performance characteristics using CFD techniques. *Renewable Energy*, 127, 114–124. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.055>
- Avellan, F., Dupont, P., Farhat, M., Gindroz, B., Henry, P., Hussain, M., Parkinson, E., & Santal, O. (1990). *FLOW SURVEY AND BLADE PRESSURE MEASUREMENTS IN A FRANCIS TURBINE MODEL*.
- BBVA. (n.d.). *Los recursos naturales renovables y por qué debemos cuidarlos*. Retrieved November 4, 2023, from <https://www.bbva.com/es/sostenibilidad/cuales-son-los-recursos-naturales-renovables-y-por-que-debemos-cuidarlos/>
- Bounous, O. (2008). *Studies of the ERCOFTAC Conical Diffuser with OpenFOAM*.
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2018). *Mecánica de fluidos Fundamentos y aplicaciones* (Cuarta). McGraw-Hill Science.
- Ciocan, T., Muntean, S., & Susan-Resiga, R. F. (2012). *Self-Induced Unsteadiness of the GAMM Francis Turbine Draft Tube at Partial Discharge*. <https://www.researchgate.net/publication/250447724>
- Derakhshan, S., & Mostafavi, A. H. (2011). Optimization of GAMM Francis Turbine Runner. *International Journal of Agricultural and Biosystems Engineering*, 5(11).
- Fundación Endesa. (2013, January 5). *Funcionamiento de una central hidroeléctrica*. <https://www.fundacionendesa.org/es/educacion/endesa-educa/recursos/centrales-renovables/central-hidroelectrica>
- Gorla, R. S. R., & Khan, A. A. (2003). *Turbomachinery: design and theory* (1st ed.). Marcel Dekker, Inc.
- Herrera Sandoval, N. D. (2017). *Mejora de la eficiencia de una central hidroeléctrica mediante la optimización numérica del desempeño del tubo de aspiración modificando su geometría* [Doctorado]. Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo.

- Herrera-Sandoval, N., Molinero-Hernández, D., Galván-González, S., Camacho-Arriaga, C., Rubio-Maya, C., & Pacheco-Ibarra, J. (2025). *SHAPE NUMERICAL OPTIMIZATION OF AN ISOLATED HYDRAULIC DIFFUSER*.
- Husain, Zoeb., Abdullah, M. Zulkifly., & Alimuddin, Zainal. (2008). *Basic fluid mechanics and hydraulic machines*. BS Publications.
- International Energy Agency. (2012). *Technology Roadmap: Hydropower*.
- Lee, S. H. (2021, April 1). *Understanding Hydro Turbine Draft Tubes and Their Importance*. <https://www.powermag.com/understanding-hydro-turbine-draft-tubes-and-their-importance/>
- López Sánchez, S., Alcalá Fazio, E., & Martín López, Á. L. (2017). *Estudio y simulación del conducto de ventilación y de la temperatura del interior de un autobús mediante OpenFOAM*.
- MacTutor. (2004, November). *German Society for Applied Mathematics and Mechanics*. <https://mathshistory.st-andrews.ac.uk/Societies/GAMM/>
- Nam Mun, C., Chun Ba, D., Ji Yue, X., & Il Kim, M. (2017). *Multi-objective Optimization of Draft Tube in Francis Turbine Using DOE, RBF and NSGA-II*. <https://doi.org/10.20944/preprints201704.0148.v1>
- REN21. (2022). *RENEWABLES 2022 GLOBAL STATUS REPORT*. <https://www.ren21.net/gsr-2022/>
- Sabins Civil Engineering. (2013, September 3). *Comparación entre las turbinas Pelton, Francis y Kaplan*. <https://www.youtube.com/watch?v=k0BLOKEZ3KU>
- Secretaría de Energía. (2023). *Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional 2023-2037*. <https://www.gob.mx/sener/articulos/programa-de-desarrollo-del-sistema-electrico-nacional-2023-2037>
- Sháran, V. Kr. (1976). An Exponential Investigation of the Behaviour of Conical Diffusers in Turbulent Flow. *Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)*, 27.
- SimWiki | SimScale. (2023, August 11). *What Are Navier-Stokes Equations?* <https://www.simscale.com/docs/simwiki/numerics-background/what-are-the-navier-stokes-equations/>
- Solano, J. (2013, May 29). *Central Hidroeléctrica*. <http://centralhidroelectricainformacion.blogspot.com/2013/05/hola-buenas-me-llamo-juan-solano-y-en.html#comment-form>

- Soni, V. A., Desai, J., Roghelia, A., & Chauhan, V. (2010). *DESIGN DEVELOPMENT OF OPTIMUM DRAFT TUBE FOR HIGH HEAD FRANCIS TURBINE USING CFD*.
<https://doi.org/10.13140/2.1.2786.8169>
- Soria Guillén, S. I. (2018). *PARAMETRIZACIÓN DEL CONO DEL TUBO DE ASPIRACIÓN DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA UN PROCESO DE OPTIMIZACIÓN*.
- Tu, J. Y., Yeo, G.-H., & Liu, C. (2018). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach* (Third). Butterworth-Heinemann.
- United States Department of the Energy. (n.d.-a). *Benefits of Hydropower*.
<https://www.energy.gov/eere/water/benefits-hydropower>
- United States Department of the Energy. (n.d.-b). *Types of Hydropower Turbines*.
<https://www.energy.gov/eere/water/types-hydropower-turbines>
- U.S. Energy Information Administration. (2023). *International Energy Outlook 2023*.
- Zhou, X., Hu, X., Huang, Q., Wu, H., Tang, X., & Cervantes, M. J. (2024). Optimization design of an innovative francis draft tubr: Insight into improving operational flexibility. *ScienceDirect*, 299.

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



A quien corresponda,

Por este medio, quien abajo firma, bajo protesta de decir verdad, declara lo siguiente:

- Que presenta para revisión de originalidad el manuscrito cuyos detalles se especifican abajo.
- Que todas las fuentes consultadas para la elaboración del manuscrito están debidamente identificadas dentro del cuerpo del texto, e incluidas en la lista de referencias.
- Que, en caso de haber usado un sistema de inteligencia artificial, en cualquier etapa del desarrollo de su trabajo, lo ha especificado en la tabla que se encuentra en este documento.
- Que conoce la normativa de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, en particular los Incisos IX y XII del artículo 85, y los artículos 88 y 101 del Estatuto Universitario de la UMSNH, además del transitorio tercero del Reglamento General para los Estudios de Posgrado de la UMSNH.

Datos del manuscrito que se presenta a revisión		
Programa educativo	Maestría en Ciencias de la Ingeniería Mecánica	
Título del trabajo	Rediseño de un difusor del tubo de aspiración de una turbina GAMM para obtener un mayor rendimiento energético	
	Nombre	Correo electrónico
Autor/es	Rafael Zamudio Cadenas	1613279a@umich.mx
Director	Dr. Sergio Ricardo Galván González	sergio.galvan@umich.mx
Codirector	Dra. Tania Marie Arispe Angulo	tania.arispe@coppeteceng.onmicrosoft.com
Coordinador del programa	Dr. Pablo Genaro Martínez Torres	pablo.martinez@umich.mx


Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Asistencia en la redacción	No	

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Traducción al español	No	
Traducción a otra lengua	No	
Revisión y corrección de estilo	No	
Análisis de datos	No	
Búsqueda y organización de información	Sí	Solicité libros que pudieran incluir información sobre el tema que estaba investigando.
Formateo de las referencias bibliográficas	No	
Generación de contenido multimedia	No	
Otro	No	

Datos del solicitante	
Nombre y firma	Rafael Zamudio Cadenas 
Lugar y fecha	09 de abril de 2025

Rafael Zamudio Cadenas

REDISEÑO GEOMÉTRICO DE UN DIFUSOR DEL TUBO DE ASPIRACIÓN DE UNA TURBINA GAMM PARA OBTENER UN M...

Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::3117:460895804

Fecha de entrega

20 may 2025, 11:54 a.m. GMT-6

Fecha de descarga

20 may 2025, 11:56 a.m. GMT-6

Nombre de archivo

REDISEÑO GEOMÉTRICO DE UN DIFUSOR DEL TUBO DE ASPIRACIÓN DE UNA TURBINA GAMM PA....pdf

Tamaño de archivo

2.9 MB

83 Páginas




15.208 Palabras

86.142 Caracteres

24% Overall Similarity


The combined total of all matches, including overlapping sources, for each database.

Top Sources

- 23%  Internet sources
- 5%  Publications
- 0%  Submitted works (Student Papers)

Integrity Flags

1 Integrity Flag for Review

-  **Replaced Characters**
16 suspect characters on 13 pages

Letters are swapped with similar characters from another alphabet.

Our system's algorithms look deeply at a document for any inconsistencies that would set it apart from a normal submission. If we notice something strange, we flag it for you to review.

A Flag is not necessarily an indicator of a problem. However, we'd recommend you focus your attention there for further review.