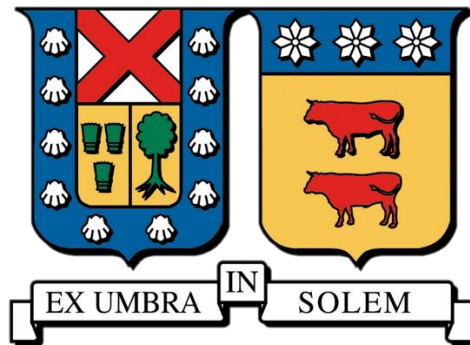


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO - CHILE



**Simulación y validación de diseño de una
turbina hidráulica axial de muy baja potencia
mediante el uso de CFD**

IGNACIO RICARDO PARADA NAVARRO
MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESORA GUÍA: Dr.-Ing. MIRIAM ROTH K.
PROFESOR COREFERENTE: Mg.-Ing. JAIME ESPINOZA S.

Abril 2026



CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): Memoria o trabajo de título Tesis de Postgrado

Título del trabajo: Simulación y validación de diseño de una turbina hidráulica axial de muy baja potencia mediante el uso de CFD

Nombre del candidato(a): Ignacio Ricardo Parada Navarro

Carrera / Grado: Ingeniería civil mecánica

Campus: Campus San Joaquín; Departamento: Departamento de ingeniería mecánica

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Miriam Roth Kliem, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (marcar una opción):

6 meses 12 meses 2 años 3 años 5 años 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 20 abril 2026

Firma:

Miriam Roth

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 20 abril 2026

Firma:

IR

Agradecimientos

Este trabajo se lo dedico a mi familia y amigos, sobre todo a mis padres, que me han apoyado tanto, en cada paso de mi trayectoria por la universidad y sin quienes, hoy en día no sería capaz de encontrarme aquí.

Resumen

En el presente trabajo, se realiza una simulación con CFD, del flujo en una turbina hidráulica axial de muy baja potencia, obtenida con un programa de diseño automatizado realizado en la UTFSM.

Para esto, se examina el estado del arte y la teoría asociada a simulaciones numéricas para establecer una base metodológica. Posteriormente se crea el modelo de la pequeña turbina axial, en base a los datos propuestos para el diseño del banco de ensayos para probar físicamente estas turbinas. La turbina diseñada tiene un diámetro de 185 [mm] y un caudal nominal de aproximadamente 39 [l/s], considerando una velocidad de giro de 800 [rpm].

Se crea el dominio computacional de la simulación utilizando el rodete y estator obtenidos con el programa de diseño, este dominio se malla utilizando poliedros, con tal de capturar más fácilmente la geometría compleja del problema, asociada a los álabes del rodete y estator. Posteriormente, se llevan a cabo simulaciones para distintos valores de caudal y de velocidad de giro, con tal de construir las curvas características asociadas a la turbina.

Se encuentra que, para los caudales probados, el punto de máxima eficiencia se presenta a un caudal aproximado de 50 [l/s], altura neta de 2 [m] y velocidad de giro entre 700 y 800 [rpm], presentando un valor de eficiencia interna de 60% aproximadamente.

Además, se halla que el punto de diseño inicial presenta un bajo valor de eficiencia, de aproximadamente 30 puntos porcentuales menor que el punto óptimo simulado, por lo que el desempeño del programa de diseño es insatisfactorio, aunque esto se debe corroborar con mediciones reales de un ensayo de la turbina.

Por último, se descubre que el flujo en el tubo difusor de la turbina presenta gran cantidad de flujo reverso, por lo que se cambia la geometría del problema, de un tubo cónico a uno cilíndrico, el cual presenta un mejor comportamiento del flujo. Sin embargo, los valores de eficiencia y potencia obtenidos para ambos casos no varían significativamente, presentando una desviación máxima del 2,9% para la potencia transmitida al rodete y de 1,7 puntos porcentuales para la eficiencia interna.

Abstract

In this work, a CFD simulation of the flow in a very low-head axial hydraulic turbine is carried out, said turbine is obtained using an automated design program developed at UTFSM.

To do this, the state of the art and the theory associated with numerical simulations are examined to establish a methodological foundation. Subsequently, a model of the small axial turbine is created based on the proposed data for the design of the test rig intended to physically evaluate these turbines. The designed turbine has a diameter of 185 [mm] and a nominal flow rate of approximately 39 [l/s], considering a rotational speed of 800 [rpm].

The computational domain of the simulation is created using the rotor and stator obtained from the design program. This domain is meshed using polyhedra to more easily capture the complex geometry of the problem, associated with the blades of the rotor and stator. Simulations are then carried out for different values of flow rate and rotational speed in order to construct the characteristic curves associated with the turbine.

It is found that, for the tested flow rates, the point of maximum efficiency occurs at an approximate flow rate of 50 [l/s], a net head of 2 [m], and a rotational speed between 700 and 800 [rpm], presenting an internal efficiency value of approximately 60%.

Additionally, it is found that the initial design point presents a low efficiency value, approximately 30 percentage points lower than the simulated optimal point, indicating that the performance of the design program is unsatisfactory, although this should be verified with real measurements from a turbine test.

Finally, it is observed that the flow in the turbine's diffuser tube exhibits a large amount of reverse flow. Therefore, the geometry of the problem is modified from a conical tube to a cylindrical one, which shows improved flow behavior. However, the efficiency and power values obtained for both cases do not vary significantly, presenting a maximum deviation of 2.9% for the power transmitted to the rotor and 1.7 percentage points for internal efficiency.

Índice

1	INTRODUCCIÓN	1
2	ESTADO DEL ARTE	4
2.1	GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA	4
2.1.1	Contexto nacional e internacional	4
2.1.2	Generación hidráulica.....	6
2.1.3	Generación hidráulica de muy baja potencia.....	10
2.2	SIMULACIÓN NUMÉRICA	15
3	MARCO TEÓRICO.....	28
3.1	FUNDAMENTOS DE ENERGÍA HIDRÁULICA	28
3.1.1	Relaciones y aspectos generales	28
3.1.2	Aplicación a diseño de turbinas.....	32
3.2	FUNDAMENTOS DE CFD	36
3.2.1	Nociones básicas	36
3.2.2	Condiciones de borde	38
3.2.3	Mallado.....	39
3.2.4	Discretización y algoritmos de resolución.....	47
3.2.5	Convergencia.....	50
3.2.6	Modelos de turbulencia	51
4	SIMULACIÓN DE FLUJO	58
4.1	DISEÑO DE TURBINA Y GEOMETRÍA	58
4.2	GENERACIÓN DE MALLA	67
4.2.1	Mallado inicial.....	67
4.2.2	Estudio de independencia de malla	72
4.3	CONFIGURACIÓN DE SIMULACIÓN.....	74
4.3.1	Simulación de caso base.....	74
4.3.2	Simulaciones de otros puntos de operación.....	81
4.4	POST PROCESAMIENTO DE RESULTADOS.....	82
5	RESULTADOS DE SIMULACIÓN.....	85
5.1	CURVAS DE OPERACIÓN	85
5.2	IMÁGENES DE FLUJO	90
5.3	CASO CON TUBO CILÍNDRICO	102
6	CONCLUSIONES	106

7	REFERENCIAS	109
8	ANEXOS	113
8.1	IMÁGENES DE GEOMETRÍA	113
8.2	RESULTADOS DE SIMULACIÓN	118
8.3	CÁLCULOS TUBO DE ASPIRACIÓN	119

Índice de figuras

Figura 2.1: Rodete de turbina axial tipo Kaplan [13].	9
Figura 2.2: Diagrama de selección de turbina hidráulica, la turbina denominada como “hélice” en la región inferior derecha corresponde a una turbina tipo Kaplan. Encerrado en rojo se marca el rango de trabajo para la turbina de interés [14].	10
Figura 2.3: Generador eléctrico con microturbina tipo Kaplan [24].	13
Figura 2.4: Rodete fabricado para verificar resultados en banco de pruebas [1].	17
Figura 2.5: Curvas de eficiencia vs velocidad de giro, comparación entre datos experimentales y valores simulados, tanto para el rodete original, como para el diseño de rodete propuesto en el estudio (case 2) [1].	17
Figura 2.6: Dominio computacional de un álabe del rodete [30].	18
Figura 2.7: Disposición de la turbina, las líneas representan el flujo del agua de derecha a izquierda de la imagen [19].	19
Figura 2.8: Distribución de presión estática en una de las turbinas estudiadas [19].	20
Figura 2.9: Rodete de bomba utilizado en prueba experimental [2].	21
Figura 2.10: Curva de eficiencia vs ϕ (correspondiente al número de caudal) para datos experimentales y de simulación [2].	22
Figura 2.11: Comparación entre eficiencia medida y calculada. Los valores de eficiencia están normalizados al dato experimental [29].	23
Figura 2.12: Malla computacional para los distintos dominios [31].	24
Figura 2.13: Curva característica de la turbina para simulación estacionaria [31].	25
Figura 2.14: Corte transversal de dominio computacional [32].	26
Figura 2.15: Curvas comparativas entre simulación y experimento [32].	27
Figura 2.16: Curvas de eficiencia vs altura para distintas velocidades de giro [32].	27
Figura 3.1: Determinación de energía hidráulica para máquinas de baja altura [33].	30
Figura 3.2: Triángulos de velocidad a la entrada (izquierda) y salida (derecha) de la turbina generada por el programa de Labbé [17], cotas en [m/s].	33
Figura 3.3: Curvas características y de isoeficiencia para una turbina Kaplan [34].	35
Figura 3.4: Ecuación de continuidad (superior) y ecuaciones de Navier-Stokes (segunda a cuarta fila) para un flujo incompresible y Newtoniano [35].	36
Figura 3.5: Relación de aspecto para dos cuadriláteros, con valores de 1 (izquierda) y 20 (derecha) [41].	40
Figura 3.6: Triángulo equilátero (izquierda) vs triángulo altamente asimétrico (derecha) [41].	41
Figura 3.7: Definición de vectores utilizados para el cálculo de la calidad ortogonal [41].	42
Figura 3.8: Tipos de celdas, tanto bidimensionales como tridimensionales [39].	43
Figura 3.9: Contorno de magnitud de velocidad axial (U) para un flujo de chorro con viscosidad 0 y malla de hexaedros [40].	44
Figura 3.10: Contorno de magnitud de velocidad axial (U) para un flujo de chorro con viscosidad 0 y malla de tetraedros, se aprecian contornos más difuminados que en la figura anterior [40].	44
Figura 3.11: Capa límite en una placa plana [35].	45
Figura 3.12: Capas prismáticas para una malla compuesta de tetraedros, los elementos cercanos a la pared (lados superior y derecho) son más finos que el resto de la malla [40].	46

Figura 3.13: Malla con mala transición entre regiones (izquierda) vs malla con buena transición (derecha) [40].	47
Figura 3.14: Ecuación de transporte no estacionaria para una cantidad escalar ϕ cualquiera (arriba), discretizada y aplicada a cada volumen de control o celda en el dominio computacional (abajo) [37].	48
Figura 3.15: Contorno de flujo genérico para método DNS [40].	52
Figura 3.16: Contorno de flujo genérico para método LES [40].	52
Figura 3.17: Contorno de flujo genérico para método RANS [40].	53
Figura 3.18: Ecuaciones RANS en forma tensorial [37].	53
Figura 3.19: Ecuación de hipótesis de Boussinesq, para determinar los esfuerzos de Reynolds [37].	54
Figura 3.20: Subdivisiones de la región cercana a la pared [37].	56
Figura 4.1: Interfaz da cálculo para programa de diseño [17], se resaltan en amarillo los datos principales de entrada y salida.	59
Figura 4.2: Hoja de diseño de álabes, con los datos utilizados para la generación de la geometría.	60
Figura 4.3: Estator obtenido por programa de diseño, vista frontal con bosquejos de radios para secciones de construcción de álabes.	61
Figura 4.4: Estator obtenido por programa de diseño, vista lateral.	61
Figura 4.5: Rodete obtenido por programa de diseño, vista frontal.	62
Figura 4.6: Rodete obtenido por programa de diseño, vista lateral.	62
Figura 4.7: Vista isométrica de rodete y estator.	64
Figura 4.8: Conjunto de cuerpos sólidos, vista isométrica.	64
Figura 4.9: Geometría final, vista isométrica.	65
Figura 4.10: Geometría final, vista lateral.	66
Figura 4.11: Geometría final, vista posterior de álabes de estator y rodete.	66
Figura 4.12: Malla superficial, vista lateral.	68
Figura 4.13: Malla superficial, vista lateral de sólidos interiores.	68
Figura 4.14: Malla inicial, corte transversal.	71
Figura 4.15: Gráfico de valores normalizados vs número de celdas.	74
Figura 4.16: Opciones para zona de fluido del rodete.	76
Figura 4.17: Cuadro de métodos de solución.	79
Figura 4.18: Cuadro de controles de solución.	80
Figura 4.19: Vista isométrica de conjunto de turbina, los círculos grises corresponden a las superficies de cálculo $S1$ y $S2$, mientras que “D” corresponde al diámetro de la tubería.	82
Figura 5.1: Curvas de potencia al rodete vs velocidad de giro del rodete.	86
Figura 5.2: Curvas de eficiencia interna vs velocidad de giro del rodete.	87
Figura 5.3: Curvas de altura neta vs velocidad de giro.	87
Figura 5.4: Curvas de caudal vs altura neta.	90
Figura 5.5: Presión estática en un plano transversal, para punto de diseño “PD” (Caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]) y punto de simulación “PS” (Caudal de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]).	91
Figura 5.6: Vectores de velocidad sección de rodete y estator, para punto de diseño “PD” (Caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]) y punto de simulación “PS” (Caudal de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]).	93
Figura 5.7: Contornos de energía cinética turbulenta en superficie $S1$.	95
Figura 5.8: Contornos de energía cinética turbulenta en superficie $S2$.	96

Figura 5.9: Vectores de velocidad absoluta en un plano transversal al dominio, para punto de diseño “PD” (Caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]) y punto de simulación “PS” (Caudal de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]).	98
Figura 5.10: Líneas de corriente en dirección normal y opuesta, para punto de diseño “PD” (Caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]) y punto de simulación “PS” (Caudal de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]).	100
Figura 5.11: Geometría de caso alternativo, vista lateral.	103
Figura 5.12: Vectores de velocidad en plano transversal, caso con tubo cilíndrico.	103
Figura 5.13: Líneas de corriente, caso con tubo cilíndrico.	104
Figura 8.1: Vista general de proyecto banco de ensayo [18].	113
Figura 8.2: Vista lateral proyecto de banco de ensayo, encerrado en rojo el segmento correspondiente al dominio simulado [18].	114
Figura 8.3: Conjunto de eje para banco de ensayo [18].	114
Figura 8.4: Esquema de secciones de eje y tabla correspondiente, en el presente trabajo se modela la sección 3 [18].	115
Figura 8.5: Plano de tubo difusor para banco de ensayos [18].	115
Figura 8.6: Plano de estanque superior para alimentación de la turbina [18].	116
Figura 8.7: Rodete generado por el programa de diseño.	117
Figura 8.8: Rodete generado por el programa de diseño, la sección transparente indica la geometría cortada.	117

Índice de tablas

Tabla 2.1: Clasificación de centrales hidroeléctricas según su potencia [16].	11
Tabla 2.2: Nomenclatura para gráfico de la Figura 2.11	23
Tabla 3.1: Condiciones de borde para entrada de flujo o “inlet”.....	38
Tabla 3.2: Condiciones de borde para salida de flujo u outlet”.....	39
Tabla 3.3: Condiciones de pared típicas.	39
Tabla 4.1: Dimensiones del dominio computacional.	67
Tabla 4.2: Resumen parámetros generales para malla superficial.....	69
Tabla 4.3: Resumen de parámetros generales de malla volumétrica.	70
Tabla 4.4: Número de celdas y métricas de calidad de malla.....	71
Tabla 4.5: Características principales para cada malla probada.	73
Tabla 4.6: Parámetros de validación de mallado.	73
Tabla 4.7: Caudales y velocidades utilizadas en las distintas simulaciones.	81
Tabla 5.1: Puntos de mayor eficiencia para cada caudal, con velocidad de giro correspondiente. ...	89
Tabla 5.2: Comparación entre simulación y datos de diseño para $Q=39$ [l/s] aproximadamente y $n=800$ [rpm].....	89
Tabla 5.3: Comparación de resultados entre casos con distintos tubos de aspiración.	105
Tabla 8.1: Tabla de resultados para todos los puntos simulados.	118
Tabla 8.2: Caudales máximos disponibles para las condiciones de operación.....	119

Capítulo 1

1 Introducción

Hoy en día, en el contexto global que se está viviendo, de calentamiento global y de crisis energética, cada vez es más importante contar con opciones de generación de energía que sean sustentables y solidarias con el medio ambiente, sobre todo en el aspecto de emisiones producidas. En este ámbito, la energía hidráulica presenta una alternativa interesante para la generación de electricidad, pues esta aprovecha la energía mecánica de un flujo de agua para hacer girar una turbina, con la se cual produce electricidad. Este proceso no genera un mayor impacto ambiental directo, ya que el agua se devuelve a su cauce natural luego de pasar por la turbina, sin generar emisiones en el proceso.

En la actualidad, la generación hidráulica en general se enfoca en medianas y grandes centrales hidroeléctricas, las cuales pueden ubicarse en ríos o represas. Aquí es donde se presenta un problema, pues al depender de grandes cuerpos de agua, las ubicaciones posibles para centrales hidroeléctricas son limitadas. En este contexto, surgen como alternativa las llamadas centrales hidráulicas de baja o muy baja potencia, las cuales comprenden una escala bastante más pequeña que los proyectos hidroeléctricos convencionales, empleando turbinas capaces de funcionar en sitios donde la energía del agua disponible es mucho menor, como lo pueden ser tuberías de agua preexistentes o canales de agua pequeños [1].

Por otro lado, este tipo de proyectos presentan una buena alternativa para la generación de energía eléctrica en áreas remotas, donde el acceso de la red de distribución de eléctrica es limitado o inexistente. En dichos casos, la utilización de un sistema hidráulico de baja potencia puede ser más económico además de disminuir las emisiones contaminantes respecto a otras opciones como el uso de un generador a gasolina [2].

Ahora bien, la implementación de dichas centrales presenta sus propios retos, una desventaja es el hecho de que el costo asociado a cada kilowatt crece al tratarse de centrales de menores potencias. Por otro lado, es necesario elegir una turbina que sea adecuada para las condiciones de operación características de este tipo de proyectos; de lo contrario, se corre el riesgo de que la turbina opere en un régimen de baja eficiencia y que no sea capaz de entregar la potencia requerida. Las centrales de muy baja potencia, al ser un concepto relativamente nuevo, no cuentan con un método estándar para el diseño de las turbinas asociadas, por lo que es necesaria una gran cantidad de datos experimentales para poder validar los diseños propuestos hasta ahora [1].

Es en este ámbito es que surge el proyecto de la construcción de un banco de ensayos para la universidad, el cual sería capaz de realizar pruebas para pequeñas turbinas axiales, con tal de poder optimizar el diseño de estas. Dicho banco de ensayos debe ser capaz de variar la velocidad de giro de la turbina, la cual está pensada para suministrar corriente continua (por medio de un transformador) a una batería conectada en paralelo con un panel fotovoltaico, con tal de poder generar energía eléctrica con cualquiera de los dos sistemas. Este arreglo está pensado para implementarse en localidades con escaso acceso a la red de distribución eléctrica, por ejemplo, en las localidades del sur de nuestro país; donde la idea es que el panel fotovoltaico provea la mayor parte de la electricidad en los meses de verano, cuando hay más potencial para la generación de energía solar y, que la turbina hidráulica supla esta necesidad en los meses de invierno o bien en la temporada de lluvias, cuando hay mayor recurso hídrico disponible.

El presente trabajo de memoria se enmarca dentro de este proyecto, previamente se realizó en la universidad un trabajo de título que provee una herramienta de diseño automatizado para la geometría de la turbina; a partir de esta herramienta se pretende desarrollar una simulación por medio de CFD (dinámica de fluidos computacional por sus siglas en inglés), del flujo de agua en la turbina, con tal de validar en primera instancia el diseño propuesto para la turbina, sin tener que fabricar un prototipo, lo cual supondría un ahorro de tiempo y dinero en el proceso general, al no tener que ensayar diseños de turbinas que resulten deficientes o inadecuados para la aplicación que se tiene en mente. Los resultados de esta simulación se validarían posteriormente realizando pruebas en el banco de ensayos, para el cual ya existe una alternativa de diseño, proveniente de otro trabajo de título anterior al presente.

Dicho esto, a continuación se presentan los objetivos propuestos para este trabajo de memoria.

Objetivo principal: Simular mediante CFD el flujo a través de un prototipo de turbina hidráulica axial de muy baja potencia realizado mediante un programa de diseño automatizado desarrollado en la USM con el fin de validar en una primera instancia los resultados obtenidos.

Objetivos específicos:

1. Investigar los distintos modelos de resolución del CFD y seleccionar el más adecuado para el tipo de problema que se presenta.
2. Preparar la simulación numérica mediante la importación de la geometría del estator y rotor de la turbina, la discretización del dominio a analizar y la configuración de la simulación.

3. Realizar simulaciones del flujo a través de la turbina para diferentes caudales y velocidades de rotación.
4. Visualizar los resultados mediante curvas características e imágenes del flujo a través de la turbina.
5. Comparar los resultados obtenidos con los parámetros de diseños preliminares de la turbina.

Este trabajo de memoria cuenta con seis capítulos, este primer capítulo abarca una pequeña introducción; seguido del capítulo dos, el cual presenta la información relevante sobre el estado del arte de turbinas hidráulicas y simulaciones asociadas, presentando el desarrollo que se está realizando a nivel internacional con respecto a simulaciones de CFD, en aplicaciones similares a la que se plantea para este trabajo. Luego, el capítulo tres presenta la teoría básica de energía hidráulica y de CFD, abarcando los temas que son necesarios de comprender para realizar una simulación.

Posteriormente, el capítulo cuatro describe la metodología utilizada para llevar a cabo la simulación, principalmente las opciones referentes al software de simulación. En el capítulo cinco se presentan y analizan los distintos resultados obtenidos de la simulación numérica, con tal de verificar la validez del diseño planteado. Por último, en el capítulo seis se presentan las conclusiones y recomendaciones para un trabajo a futuro.

Capítulo 2

2 Estado del arte

El presente capítulo, tiene la finalidad de establecer el contexto, nacional e internacional acerca de los distintos ámbitos relevantes a este trabajo de memoria.

Los dos grandes temas que se abordan son, por un lado, la generación eléctrica, se realiza una mirada general al panorama de los últimos años, poniendo énfasis en la energía hidráulica, sobre todo en los desarrollos de nano y pico-generación, pues la turbina que se estudia se encuentra dentro de dicha categoría. Por otro lado, se examinan distintos estudios referentes a simulaciones numéricas de flujos en turbomáquinas, esto con tal de establecer lineamientos y buenas prácticas que se puedan implementar en el presente trabajo, basándose en la experiencia y resultados de trabajos anteriores.

2.1 Generación de energía eléctrica

La energía eléctrica cumple un papel fundamental en nuestro diario vivir, proveyendo luz artificial, alimentando motores, suministrando de electricidad a empresas y servicios esenciales como hospitales, entre muchos otros. En la práctica, la electricidad se genera a partir de variadas fuentes de energía, las cuales, por medio de distintas tecnologías se transforman a una forma más conveniente para su aprovechamiento, siendo esta la energía eléctrica [3].

Entre las diversas formas de generar electricidad es que se halla la energía hidráulica, la cual, a grandes rasgos, consiste en aprovechar la energía mecánica del agua, cuando esta se encuentra a una altura superior respecto a su punto de descarga, transfiriendo dicha energía a los álabes de una turbina, en la cual se produce un movimiento rotatorio; el eje de la turbina en cuestión se conecta a un generador eléctrico, el cual al girar, produce una corriente eléctrica que puede ser aprovechada [3].

2.1.1 Contexto nacional e internacional

Como es bien sabido, el uso de combustibles fósiles tiene impactos negativos desde el punto de vista medioambiental, generando gases de efecto invernadero como el CO₂, que contribuyen al calentamiento global y cambio climático. Es por esto que, en la actualidad se

está realizando a nivel mundial una transición hacia energías más limpias, como las energías renovables.

Son energías renovables aquellas que provienen de fuentes consideradas inagotables, es decir, que no se consumen en un grado significativo, o bien son capaces de regenerarse en el tiempo. Se suele hacer la distinción entre energías renovables convencionales y no convencionales, esto según el grado de madurez de las tecnologías y de su predominancia en el mercado energético. En Chile, se considera energía renovable no convencional (ERNC) a las pequeñas centrales hidroeléctricas, menores a 20 [MW] de potencia, energía eólica, energía solar, biomasa, biogás, energía geotérmica y energía de los mares (mareomotriz y undimotriz) [4].

En el ámbito nacional, se tiene que, en el año 2023, se alcanzó una generación eléctrica bruta de 83.538 [GWh], de los cuales un 63,8% fueron generados por fuentes renovables, mientras que el 36,2% restante se generó en centrales térmicas con fuentes no renovables. La principal fuente de generación según tipo fue la energía hidráulica, constituyendo un 28,7% del total de generación eléctrica, del cual un 14,9% corresponde a generación hidro embalse y un 13,8% corresponde a hidro pasada. A la energía hidráulica le siguen la energía solar y las centrales de gas natural, contando con una participación en la generación anual del 19,9% y 18,5% respectivamente [5].

Además, mirando la evolución en el tiempo de cómo se genera la energía en Chile, se tiene que, desde el año 2014, la generación de ERNC, principalmente la energía solar y eólica han tenido un importante crecimiento, partiendo con una participación combinada de menos del 5% del total de generación, hasta llegar al 2023, año en el cual ambas fuentes alcanzan el 31,8% de la generación eléctrica. Esto en contraste con la energía hidráulica, la cual entre estos años prácticamente no ha cambiado ni su capacidad instalada ni el total de GWh generados [5], [6].

En el ámbito internacional, un reporte del World Energy Council [7], indica que, en el año 2016, la energía hidráulica era la mayor fuente de energía renovable a nivel mundial, alcanzando 1.064 GW de capacidad instalada y generando un 16,4% de la energía eléctrica del mundo. El mismo estudio, estima además que existen aproximadamente 10.000 TWh al año de energía hidráulica no aprovechada a nivel mundial, siendo América latina, África y Asia las regiones con el mayor potencial para el desarrollo de esta energía. Además, este reporte presenta un ranking de los 20 países con mayor potencial de utilización de energía hidráulica, ranking en el cual Chile ocupa el puesto número 18, contando con una utilización de energía hidráulica del orden del 12%, lo que correspondería a 162.000 GWh al año [7], casi el doble de la energía eléctrica total generada en Chile en el año 2023. Por lo que claramente la energía hidráulica tiene cabida para desarrollarse.

2.1.2 Generación hidráulica

Como se mencionó en el capítulo 1, las centrales hidroeléctricas convencionales tienen el inconveniente de que necesitan cuerpos de agua de tamaño considerable para su operación, haciendo que sus posibles emplazamientos se vean limitados. Del tamaño de dicho cuerpo de agua a disponibilidad, depende el tipo de central que se construirá, por lo general las centrales hidroeléctricas se dividen en tres categorías principales; las de mayor tamaño son las centrales de embalse, las cuales utilizan una represa para almacenar grandes cantidades de agua, subsecuentemente liberándola hacia la turbina para producir electricidad; por otro lado, las centrales de pasada suelen ser de menor tamaño y se caracterizan por utilizar el parte del caudal proveniente de un río o canal para accionar una turbina, posteriormente devolviendo este caudal de agua a su cauce natural, sin almacenar reservas de agua en el proceso; por último se tienen las centrales de bombeo, las cuales alternan sus reservas de agua entre depósitos superior e inferior, tal que, al haber un excedente de energía, se accionan bombas para mover el agua al depósito superior, al aumentar la demanda energética, esta agua se libera hacia el depósito inferior, accionando una turbina y obteniendo nuevamente energía eléctrica, de esta forma, las centrales de bombeo pueden almacenar grandes cantidades de energía, lo cual resulta útil al trabajar de manera conjunta con otros tipos de generación [3], [7], [8].

Turbinas hidráulicas

Quizás uno de los aspectos más importantes de cualquier instalación hidroeléctrica es la correspondiente turbina hidráulica, pues aquí es donde ocurre la transformación de energía hidráulica, determinando en gran medida la eficiencia energética de dicha instalación. Si bien existen diversos tipos de turbinas hidráulicas, los elementos principales presentados a continuación suelen ser comunes a las diversas clases de turbinas.

Canal de llegada o tubería forzada

Corresponde a la tubería que lleva el agua hasta la entrada de la turbina. Al final de esta tubería se suele instalar una válvula capaz de restringir el paso del agua hacia la turbina [9].

Caja espiral

También llamada caracol o carcasa, se emplea en las turbinas de reacción y generalmente consiste en un tubo de sección circular, el cual confina el rodete y cuya sección disminuye gradualmente desde el acceso del agua. La finalidad de este elemento es, en un principio, transformar la presión del agua en velocidad con

componente tangencial, para posteriormente distribuir homogéneamente la carga hacia el rotor [9], [10].

Distribuidor

Dispositivo que se instala entre el caracol y el rodete, cuya función es transformar presión en velocidad y aumentar la velocidad tangencial del flujo; esto por medio de una disminución de sección y la utilización de álabes, los cuales pueden ser fijos o móviles, dependiendo del tipo de turbina [9], [10].

Rodete

Es un disco con álabes, los cuales forman canales por los que pasa el agua, haciendo que el agua transmita su energía al rodete y lo haga girar. El rodete se conecta mediante un eje a un generador eléctrico transmitiendo su energía mecánica, la cual, en el generador se transforma en energía eléctrica [10].

Tubo de aspiración

Corresponde al órgano de desagüe de la turbina, se le llama de esta forma porque crea un efecto de aspiración o depresión a la salida del rodete, aumentando gradualmente su sección para recuperar la presión del agua que sale del rodete, también llamado tubo difusor [9].

Ahora bien, dependiendo de la aplicación que se tenga en mente, es que se debe elegir qué tipo de turbina hidráulica utilizar, pues se sabe que el rendimiento de esta depende fuertemente de sus condiciones de operación, principalmente altura de salto, velocidad de giro de la turbina y caudal disponible; a esta combinación de variables se le llama punto de operación. Por lo general las turbinas se diseñan con un punto de operación óptimo en mente, el cual entrega las características nominales, a las cuales la turbina opera con la mayor eficiencia posible.

De esta forma, para las condiciones dadas del sitio donde se quiere instalar la central, se debe elegir una máquina que sea capaz de operar de manera óptima, lo más cercana posible a su punto nominal. Así, se estará operando con la máxima eficiencia, lo cual conlleva mayores beneficios económicos; a la vez que se evita operar en zonas muy alejadas del punto nominal, lo cual es importante, pues el reducir mucho la eficiencia, se tiene que la mayor parte de la energía hidráulica no se convierte en energía eléctrica, lo que implica que esta energía hidráulica desaprovechada puede transformarse en otras formas de energía no beneficiosas como el calor o las vibraciones mecánicas. Si bien siempre existe un grado de vibración en toda turbomáquina, este efecto puede exacerbase cuando la máquina no opera en condiciones para las que está diseñada, lo que puede poner en peligro la integridad de ésta,

presentando fenómenos como desgaste prematuro, fractura y fatiga de componentes esenciales como rodamientos o piezas de sujeción [9], [11].

Existen distintas formas de clasificar las turbinas hidráulicas, una de ellas es según el grado de reacción de la turbina, el cual es una medida de la energía de presión que absorbe el rodete, respecto a la energía total que absorbe la etapa de la turbina. De esta forma, una turbina en cuyo grado de reacción es cero se denomina *turbina de acción*, en este tipo de turbinas la presión del agua no varía en los álabes del rotor, mientras que el rodete no está inundado de agua y se encuentra a presión atmosférica. En contraparte, cuando el grado de reacción es distinto de 0, se le llama *turbina de reacción*, en la cual el rodete está inundado y las presiones a la entrada y salida de este son superiores e inferiores que la presión atmosférica respectivamente [9].

Otra manera de clasificar las turbinas (y turbomáquinas en general) es según la dirección de flujo en su rodete. Con respecto al eje de rotación del rodete o eje de la máquina, se pueden definir tres direcciones, axial (paralela al eje de la máquina), radial y tangencial (normales al eje de la máquina). De esta forma, se tienen tres tipos de turbinas: turbina axial, en la cual el flujo tiene dirección axial a la entrada y salida de la turbina; turbina radial, en la cual el flujo es radial en la entrada del rodete y axial a la salida de este; y turbina radio-axial o diagonal, la cual en su entrada presenta un flujo con componentes axial y radial, mientras que, idealmente, el flujo a la salida tiene dirección paralela a la tubería de descarga. Cabe destacar que las turbinas hidráulicas rara vez son del tipo radiales [9].

Dado que la turbina estudiada en el presente trabajo es de tipo axial, a continuación se describen algunos tipos de turbinas hidráulicas axiales. Para más información sobre las otras clasificaciones, consultar fuentes [9], [10].

Turbina hélice

Turbina de reacción y de flujo axial, como todas las turbinas hidráulicas, cuenta con un elemento distribuidor o análogo a este; en este caso, los álabes del distribuidor o álabes directrices direccionan el flujo para darle velocidad tangencial, facilitando el traspaso de energía al rodete. Las turbinas tipo hélice son capaces de funcionar con alturas muy bajas y por lo general son más eficientes a mayores caudales [9], [10], [12].

Turbina Kaplan

Este tipo de turbina se encuentra dentro de la clasificación de las turbinas de hélice, siendo de reacción y flujo axial. Su característica distintiva es que posee álabes móviles (vistos en Figura 2.1) que se ajustan automáticamente al nivel de caudal, logrando un mayor rendimiento en un rango de operación más amplio [9], [10], [12].



Figura 2.1: Rodete de turbina axial tipo Kaplan [13].

Turbina Bulbo

Esta turbina es muy similar a una turbina Kaplan, siendo la principal diferencia que el generador y otros componentes de la turbina se encuentran alojados en una estructura llamada bulbo, la cual se encuentra dentro del fluido junto con el rodete. Este tipo de turbinas en general tienen mayor eficiencia en régimen nominal y tienen mayor capacidad de caudal comparadas con las turbinas Kaplan, en parte debido a que en las turbinas Bulbo, el agua fluye hacia los álabes directrices en dirección radio-axial, en vez de utilizar una voluta de entrada [13].

Por lo general se tienen en cuenta el salto y el caudal de operación a la hora de elegir un tipo de turbina hidráulica, como lo muestra el diagrama de la Figura 2.2

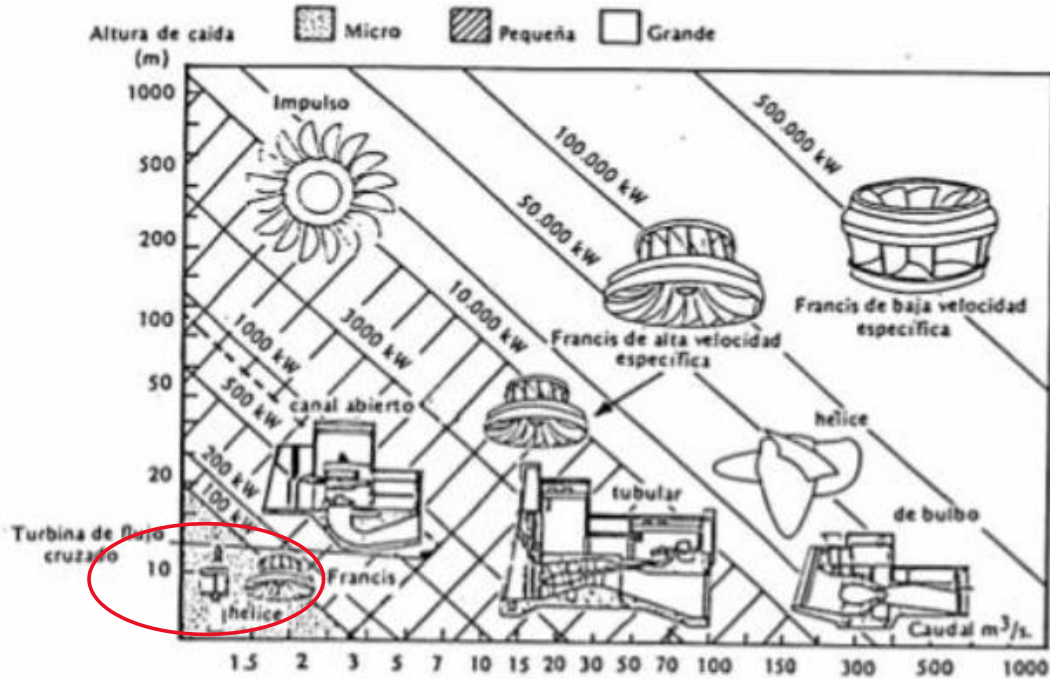


Figura 2.2: Diagrama de selección de turbina hidráulica, la turbina denominada como “hélice” en la región inferior derecha corresponde a una turbina tipo Kaplan. Encerrado en rojo se marca el rango de trabajo para la turbina de interés [14].

2.1.3 Generación hidráulica de muy baja potencia

Con respecto a la generación hidráulica, por lo general las grandes centrales hidroeléctricas presentan inconvenientes como un alto costo capital; un impacto ambiental comparativamente mayor, por concepto de cambios en el cauce natural, lo que afecta la flora y fauna del entorno; junto con el ya mencionado problema de la dependencia de grandes cuerpos de agua, lo que a su vez hace que las centrales hidroeléctricas tiendan a estar asociadas a largas líneas de transmisión, lo cual puede dificultar el desarrollo de estas energías en áreas rurales y localidades remotas [8], [15].

Es en este ámbito en que cobran relevancia las pequeñas instalaciones hidroeléctricas, pues no requieren grandes obras civiles tanto en su construcción, como por concepto de líneas de transmisión; pues al ser capaces de generar energía en sitios con bajas alturas y caudales, estas pequeñas centrales son mucho más flexibles en cuanto a su localización. Pudiendo ser instaladas incluso en tuberías de agua preexistentes o canales pequeños [1].

Con tal de aclarar las distinciones entre pequeñas o grandes centrales hidroeléctricas, se presenta la Tabla 2.1, donde se muestra una clasificación del tamaño de centrales hidroeléctricas, de acuerdo con su potencia al eje. Esta tabla es referencial, pues existen

distintas formas de clasificar el tamaño de centrales según el país y región, la disposición aquí planteada corresponde a la región de Centroamérica [16].

Tabla 2.1: Clasificación de centrales hidroeléctricas según su potencia [16].

Clasificación	Rango de tamaño
Nano-hidro	Menos de 1 kW
Pico-hidro	1 kW hasta 10 kW
Micro-hidro	10 kW hasta 50 kW
Mini-hidro	50 kW hasta 1000 kW
Pequeña	1 MW hasta 5 MW
Mediana	5 MW hasta 30 MW
Grande	Más de 30 MW

Las centrales de muy baja potencia, principalmente las micro y nano/pico centrales hidráulicas, presentan un costo por kilowatt más alto que las centrales tradicionales de mayor tamaño, por lo que la instalación de estas pequeñas centrales no suele ser un proyecto atractivo para inversionistas. Por otro lado, dichas centrales son de menores dimensiones, menor complejidad y menor costo de instalación; lo que las hace ideales para suministrar energía eléctrica a una casa, o pequeña comunidad. Más aún en el caso de zonas rurales o aisladas, en las cuales el suministro eléctrico puede ser poco confiable o derechamente inexistente.

Es en este contexto es que se enmarcan los trabajos de tesis anteriores a este, con los objetivos de diseñar una turbina hidráulica para micro generación [17] y de diseñar un banco de ensayos para turbinas hidráulicas axiales de baja potencia [18]; ambos trabajos se realizaron con la idea de abordar el tema de generación off-grid (sistemas desconectados de la red eléctrica), principalmente generación conjunta con paneles fotovoltaicos. De esta forma, se pretende tener un banco de baterías conectado simultáneamente a la turbina y a un panel fotovoltaico; dicha batería se cargaría principalmente con la turbina, pues posee la ventaja de poder trabajar las veinticuatro horas del día, proporcionando una carga constante al sistema. El sistema de panel fotovoltaico actuaría como complemento a la generación hidráulica, cuando el flujo de agua no sea capaz de proporcionar el caudal y altura suficientes para suplir las necesidades energéticas requeridas.

Con respecto a las condiciones de operación para estas pequeñas centrales, el trabajo de Labbé [17], indica que, por lo general, se tienen saltos desde 1,5 hasta 5 [m], caudales de agua hasta los 0,1 [m^3/s] y potencias generadas menores a los 5 [kW]; haciendo que, en general las turbinas tipo hélice sean las más adecuadas para estas aplicaciones, como se puede ver en la esquina inferior izquierda de la Figura 2.2

Un inconveniente que presentan este tipo de turbinas es el hecho de que, los tipos de flujos asociados presentan números de Reynolds (explicado en el capítulo 3 de marco teórico) extremadamente bajos, por lo que muy pocos perfiles alares son aplicables, además existen pocos métodos establecidos para el diseño de estas turbinas, lo que hace que en general, este tipo de turbinas presenten problemas de eficiencia y capacidades limitadas para explotar los sitios de baja altura [1], [19]. Es aquí donde se puede ver el aporte del presente trabajo, pues al realizar simulaciones del flujo en la turbina diseñada, se puede tener una mejor idea de cómo se comportaría en la realidad esta turbina, obteniendo mejores aproximaciones para cantidades importantes como la eficiencia de la turbina; todo esto antes de siquiera construirla, pudiendo eventualmente optimizar el diseño de esta para el banco de pruebas, lo cual permitiría ahorrar recursos y tiempo en construir prototipos cuyo diseño no es óptimo.

Para complementar la información anterior, a continuación, se destacan algunos desarrollos y recursos sobre generación hidráulica a pequeña escala en Chile y en el mundo.

Micro central instalada en Mallarauco por Enertec [20]

Enertec es una empresa chilena que presta servicios de ingeniería para proyectos de generación orientados al autoconsumo, principalmente de micro hidroeléctrica y plantas fotovoltaicas de hasta 100 [kW] y 300 [kW] respectivamente. En el año 2022 esta empresa lleva a cabo un proyecto donde se instala una turbina tipo Pelton de 7 [kW] de potencia, para el autoconsumo en una plantación de cítricos en la localidad de Mallarauco. Esta central se alimenta por un canal de regadío, el cual entrega un caudal continuo de 25 [l/s] y cuenta con una altura neta de 65 [m].

Microturbina instalada en Doñihue por empresa Turbulent [21], [22]

La empresa de origen belga “Turbulent” ofrece un tipo de turbina sumergible capaz de aprovechar entre 1,5 y 5 [m]; además, el diseño comprende una cuenca para la entrada de agua, cuya forma particular, hace que en el flujo se cree un vórtice de baja presión; esto junto con un rodete de baja velocidad de giro, permiten que la fauna acuática pase a través de la turbina sin mayor problema. Este tipo de turbina se encuentra operando desde 2018 en Doñihue, donde provee energía a una granja avícola; esta sistema en específico funciona con un salto de 1,7 [m] y un caudal de 1,9 [m^3/s], generando una potencia de 15 [kW] tanto de día como de noche.

Turbinas hidráulicas pico-hidro de Naturaenergy [23], [24]

La comercializadora chilena Naturaenergy se especializa en vender soluciones fotovoltaicas, aunque también ofrece dos productos en la categoría de pico generación hidráulica. Primero, se tiene una pequeña turbina tipo Pelton con generador de imán permanente incluido, las especificaciones de esta turbina son 1 [kW] de potencia, una altura requerida de 7 a 15 [m] y un caudal requerido de 10 [l/s]. En segundo lugar, se tiene una turbina tipo Kaplan (Figura 2.3), conectada a un generador por un eje vertical; no se tienen especificaciones de caudal, pero se recomienda una altura entre 5 y 10 [m] y es capaz de generar 1 [kW] de potencia. Además, este modelo requiere la construcción de un pequeño canal auxiliar para la alimentación de la turbina, el cual debe terminar en forma de remolino, actuando como estator para la turbina. Cabe destacar que Naturaenergy no declara el fabricante de estas turbinas, por lo que la información disponible acerca de estos equipos es limitada.



Figura 2.3: Generador eléctrico con microturbina tipo Kaplan [24].

Estudio del mercado micro-hidro realizado para el ministerio de agricultura [25]

En el año 2016 se realiza un estudio cuyo objetivo es levantar la información sobre el mercado de micro generación hidroeléctrica a nivel nacional e internacional, caracterizando las distintas tecnologías y empresas involucradas. Un hallazgo de este estudio es que, del

catastro de centrales en el territorio nacional de hasta 250 [kW], la gran mayoría se encuentran desde la región del Maule hacia el sur. Por otro lado, se encontró que en Chile son muy pocas las empresas que trabajan con centrales bajo los 100 [kW] de potencia, estando la mayoría de estas en el rango de mini-hidro o superiores. Por último, se encontró que los tipos más comunes de turbina encontrados para micro generación son las turbinas Banki y Pelton, mientras que las turbinas axiales, tipo Kaplan y hélice tienen un uso mucho menos difundido.

Fabricación de turbinas micro-hidro por Suneco [26]

La empresa europea Suneco Hydro Turbines fabrica turbinas hidráulicas en un amplio rango de potencias, desde 300 [W] hasta 15 [kW], ofreciendo tipos de turbina variados para las distintas necesidades, además de poner a disposición diversos recursos de aprendizaje relevante para planear y realizar una instalación hidroeléctrica de baja potencia, como por ejemplo, información sobre como medir el caudal de agua, guías de compra, etc. Uno de los equipos más pequeños que se ofrecen es una turbina tipo Turgo, con generador incorporado; esta turbina está catalogada para funcionar en un rango de 12 a 14 [m], caudales de 3 a 5 [l/s], una potencia de 300 [W], eficiencia del 70% y un diámetro de tubería de 70 [mm].

Turbinas y recursos empresa Powerspout [27]

La empresa Powerspout tiene su origen en Nueva Zelanda, en donde fabrican turbinas hidráulicas para micro generación; la empresa declara que utilizan un 68% de materiales reciclados para la fabricación de turbinas. A grandes rasgos, los tipos de turbinas ofrecidas se dividen en turbinas Pelton de gran altura, turbinas Turgo de altura media y turbinas de hélice de baja altura. Otro aspecto a mencionar es que esta empresa ofrece en su sitio web una calculadora avanzada, la cual, según los datos de entrada provistos, (como caudal y salto disponibles, diámetro y material de la tubería, entre otros) es capaz de determinar parámetros de operación importantes como la velocidad de giro del rodete; la potencia entregada por la turbina; el diámetro del tubo de aspiración necesario; parámetros de la instalación eléctrica como rangos de voltaje y dimensiones del cableado; así como recomendar el número y tipo de turbinas.

Guía de diseño para turbinas de hélice por Simpson y Williams [28]

Robert Simpson y Arthur Williams proponen una guía de diseño de turbinas tipo hélice para aplicaciones pico-hidro, en la cual se detallan lineamientos para el diseño basándose en pruebas experimentales realizadas por los autores. Esta guía se utiliza en conjunto con una hoja de cálculo que realice las operaciones correspondientes en base a los

algoritmos planteados en la guía de diseño. A grandes rasgos el procedimiento requiere tres parámetros de entrada, la altura de la turbina, su caudal y su velocidad de rotación; a partir de estos parámetros se determina la velocidad específica, a partir de la cual se sigue un algoritmo para determinar parámetros geométricos, entre estos el diámetro del rodete; el número de álabes; ángulos y distancias asociadas al perfil alar; junto con recomendaciones para la forma de la carcasa de la turbina y tubo de aspiración.

Programa de diseño automatizado de Thomas Labbé [17]

Este programa fue diseñado en la universidad para el trabajo de título de Thomas Labbé, fundamentándose en parte, en algunos de los recursos ya expuestos, como las calculadoras proporcionadas por la empresa Powerspout [27] y la guía de diseño propuesta por Simpson y Williams [28]. Este programa de diseño consiste en la vinculación entre planillas de Excel y un archivo CAD tridimensional, correspondiente al software Autodesk Inventor. A grandes rasgos, las planillas de cálculo toman parámetros de entrada y determinan los parámetros de diseño, basándose en la teoría unidimensional y el ya mencionado modelo expuesto por Simpson y Williams. Posteriormente, estos parámetros de diseño son tomados por el archivo CAD, el cual, al ser actualizado, genera de forma automática la geometría del estator y el rodete de la turbina. El procedimiento para utilizar este programa se explica más en detalle en el capítulo 4 de metodología.

2.2 Simulación numérica

En la actualidad las turbinas destinadas a micro generación no cuentan con una gran cantidad de métodos de diseño probados; la mayoría de la literatura y métodos existentes para diseño son aplicables a máquinas de mayor tamaño, haciendo que las turbinas que se construyen convencionalmente no sean del todo adecuadas para aplicaciones de micro generación. En este contexto, la herramienta de CFD ha sido un útil recurso para la predicción de eficiencia y potencia asociada, junto con la visualización y análisis del flujo en turbinas axiales [29].

A continuación, se presenta una revisión de la literatura relacionada a simulaciones con el uso de CFD, tanto para estudios con turbinas hidráulicas axiales, como para otros tipos de turbomáquinas que se considera aportan información relevante para el presente trabajo. Esto con la finalidad de conocer los métodos relevantes y buenas prácticas para implementar en la simulación a realizar en el presente trabajo.

Método de diseño de rodetes centrado en uniformización de velocidad axial [1]

Artículo elaborado por Yasuyuki Nishi, Yutaka Kobayashi, Terumi Inagaki y Norio Kikuchi; el cual propone un método de diseño para rodetes de flujo axial, basado en el método de análisis unidimensional para obtener las características geométricas de la turbina, para luego realizar un análisis tridimensional del flujo y calcular las distribuciones de velocidad a la entrada y salida del rodete, con tal de uniformizar las velocidades axiales, utilizando promedios de componentes de velocidad axial. Se realizan varias iteraciones de este proceso hasta obtener un rodete que cumpla con la eficiencia deseada, para luego probar dicho rodete con un estudio de CFD y verificar la validez del método propuesto. Se estudiaron cuatro rodetes y un set de estator o álabe guía.

Se simuló un flujo tridimensional y estacionario, siendo las ecuaciones de conservación de momentum y conservación de masa las dos ecuaciones gobernantes; se utilizó el modelo SST (Shear Stress Transport) como modelo de turbulencia; se aplicaron condiciones de borde de flujo másico y presión estática a la entrada y salida del dominio respectivamente; mientras que se aplicaron condiciones de no deslizamiento en todas las paredes y las interfaces de fluido se unieron utilizando el método de “frozen rotor”. La malla computacional para el rodete estaba compuesta de tetraedros; con una cantidad total de elementos entre 5 millones y 5,8 millones para los distintos casos. Esta cantidad se aumentó al realizar un estudio de independencia de malla, el cual reveló que las cantidades de interés como potencia al eje y altura efectiva no variaron más de un 3% al aumentar la densidad de malla.

Por último, se escogió el diseño de rodete que mostró mejores resultados en las simulaciones (Figura 2.4) y se fabricó para probarlo en un banco de ensayo, con tal de verificar el desempeño de la turbina. Se encontró que, tanto para la potencia al eje y para la altura efectiva, los valores obtenidos experimentalmente fueron ligeramente mayores que los calculados mediante CFD; mientras que las curvas de eficiencia (Figura 2.5) concuerdan cualitativamente para ambos métodos, aunque existe una diferencia en la región de alta velocidad rotacional, donde la curva calculada a partir de la simulación tiene una caída más abrupta que la curva experimental.

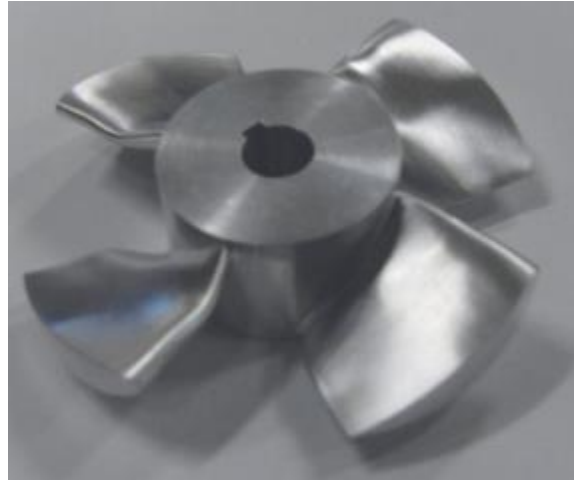


Figura 2.4: Rodete fabricado para verificar resultados en banco de pruebas [1].

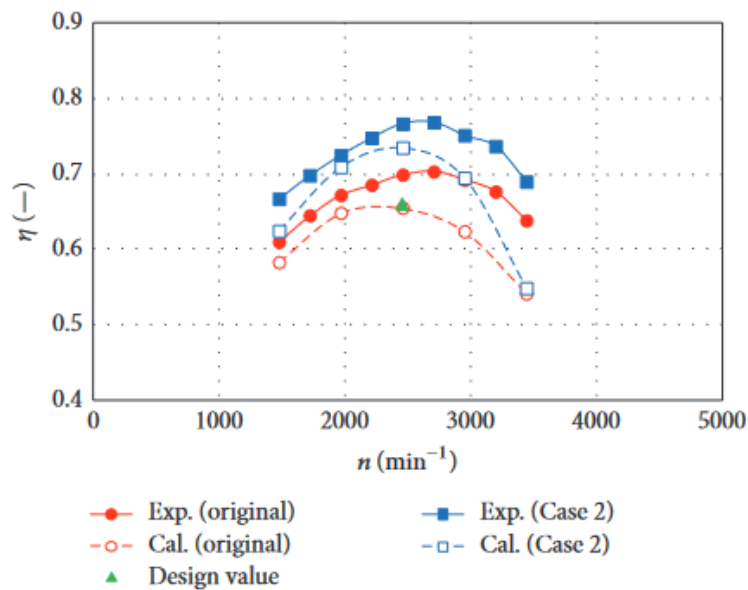


Figura 2.5: Curvas de eficiencia vs velocidad de giro, comparación entre datos experimentales y valores simulados, tanto para el rodete original, como para el diseño de rodete propuesto en el estudio (case 2) [1].

Dos métodos de diseño y simulación para rodete de turbina axial [30]

Estudio publicado por Qidun Maulana, propone dos métodos distintos para el diseño de un rodete asociado a una turbina hidráulica axial, tipo hélice; los métodos de diseño se asocian a la condición de flujo a la salida del rodete, donde la primera condición asume que el flujo no tiene torbellinos, es decir la velocidad de salida es completamente axial, mientras que la segunda condición de diseño asume que existen torbellinos a la salida del rodete, con

tal de reducir la separación del flujo cuando este entra al tubo de aspiración, con tal de aumentar la eficiencia de dicho tubo.

Posterior al diseño, se analizaron ambos rodetes resultantes con simulaciones de flujo en CFD; la malla utilizada estaba compuesta de hexaedros y, al tener una geometría axisimétrica, se simuló sólo uno de los 8 álabes del rotor, como se ve en la Figura 2.6, que además muestra las condiciones de borde aplicadas al dominio computacional.

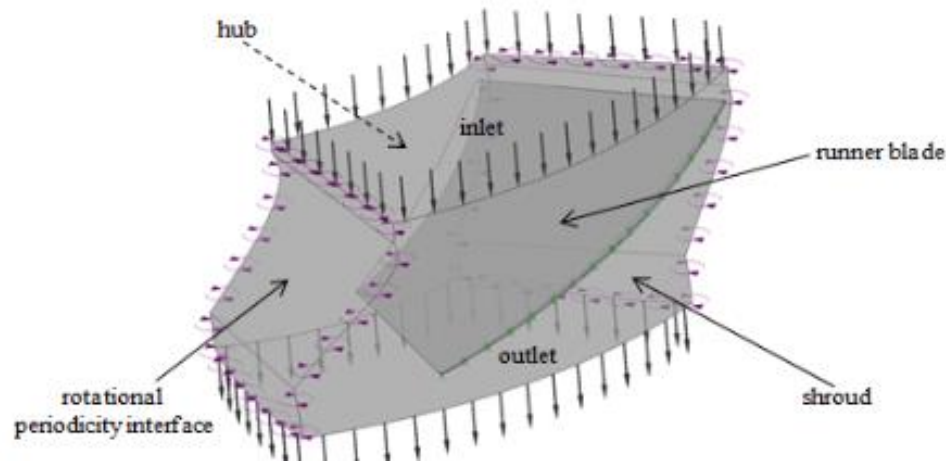


Figura 2.6: Dominio computacional de un álabe del rodete [30].

La malla utilizada en el estudio contaba con aproximadamente 280.000 elementos. En cuanto a condiciones de borde, como se ve en la Figura 2.6, la sección de álabe consiste en una entrada con condición de presión total y una salida de flujo con condición de presión estática; una base y una punta para el álabe; mientras que la sección de alabe se especifica como un dominio computacional periódico al usar la interfaz rotacional periódica; además se utilizó el modelo de turbulencia SST $k-\omega$ y un error residual objetivo de 10^{-4} .

Por último, se realizaron simulaciones para 15 velocidades de rotación distintas de la turbina, para cada diseño de rodete, con rangos entre 125 y 335 [rpm], donde se encontró que el rodete con condición de flujo con torbellinos a la salida presenta menor eficiencia a bajas [rpm] en las condiciones de operación dadas, pero presenta mayor eficiencia que su contraparte a mayores velocidades de rotación.

Optimización de diseño de turbina axial para bajas alturas [19]

Estudio realizado por Abdul Muis, Priyono Sutikno, Aryadi Soewono y Firman Hartono, el cual se centra en la optimización del diseño de una turbina hidráulica axial que opera a bajas revoluciones por minuto. Se tienen dos criterios principales para la optimización de la turbina, el perfil alar de los álabes y la cascada de álabes de la turbina. Por

un lado, la forma del perfil alar tiene una influencia en las características del flujo que pasa a través de los álabes de la turbina, por lo que se utilizó un método de optimización para minimizar una función objetivo. Esta depende de las características principales del perfil alar, en este caso el coeficiente de arrastre, coeficiente de presión y coeficiente de sustentación. Por otro lado, la cascada de álabes se define como una secuencia infinita de álabes separados por la misma distancia, este método considera aspectos importantes como la interacción del flujo entre álabes; el proceso de optimización para este aspecto se lleva a cabo aplicando distintos criterios como el ángulo de flujo a la entrada y salida de la cascada, presión de succión mínima, etc. Esto con el objetivo de minimizar las pérdidas en la cascada, así como controlar la carga aerodinámica de los álabes.

Aplicando el método descrito, se crean dos diseños distintos de turbina, cuya principal diferencia es la relación entre el máximo espesor de álabes y el largo de cuerda de la cascada de álabes, a esta relación también se le llama solidez. Ambos diseños se someten a una simulación numérica, para la cual se posiciona la turbina dentro de un canal, con un ángulo de 45° respecto al eje vertical (Figura 2.7) y, se utiliza el modelo de turbulencia SST $k-\omega$. Un resultado de este estudio fue la distribución de presión estática en la superficie de las turbinas (Figura 2.8), la cual es útil para analizar la carga a la que se someten las estructuras, además de verificar la posibilidad de cavitación en las turbinas.

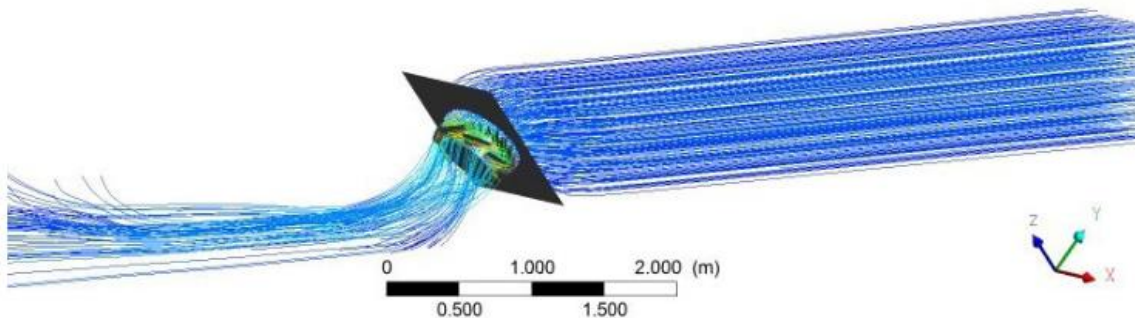


Figura 2.7: Disposición de la turbina, las líneas representan el flujo del agua de derecha a izquierda de la imagen [19].

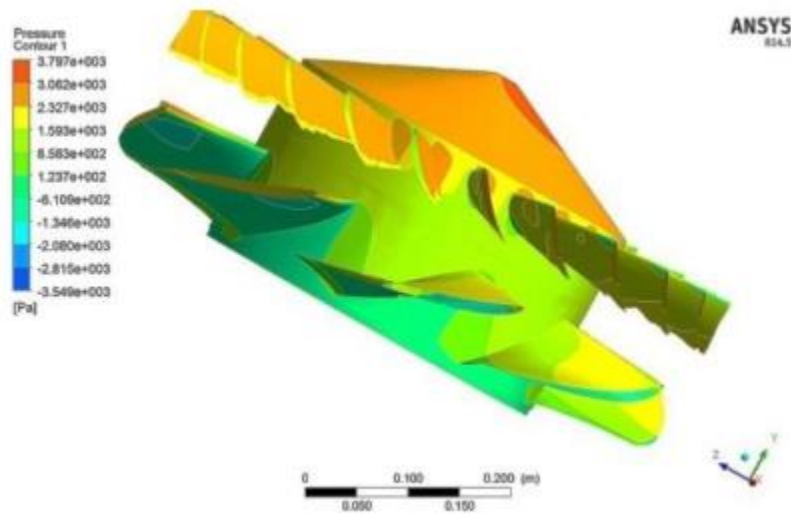


Figura 2.8: Distribución de presión estática en una de las turbinas estudiadas [19].

Por último, se encontró que, para el punto de operación de diseño, ambas turbinas presentaron una alta eficiencia, mayor al 90% para ambos casos; además se vio que, para la segunda turbina, se requería una mayor altura efectiva para operar a las mismas condiciones de caudal y velocidad de rotación, esto debido a que la segunda turbina presentaba un álabe con mayor solidez; así mismo esta turbina generaba mayor potencia que la primera, al tener una mayor altura efectiva.

Estudio numérico y experimental sobre el uso de una bomba axial como turbina en plantas pico-hidro [2]

Este estudio realizado por A. Bozorgi, E. Javidpour, A. Riasi y A. Nourbakhsh, propone el uso de bombas axiales en modo reverso para reemplazar las turbinas convencionales en plantas Pico-hidro, lo que implica que el giro del rodete y la dirección del flujo se reviertan a su sentido usual al operar como una bomba. Esto con el objetivo de reducir costos capitales en la instalación de la pequeña central, lo cual tiene especial importancia en países en desarrollo; sin embargo, un problema que presenta esta opción es el hecho de que generalmente la eficiencia de una bomba como turbina es menor que una turbina convencional, de ahí la necesidad de obtener curvas características.

El dominio computacional consistió en una bomba y su pasaje hidráulico completo, generando una malla estructurada con hexaedros. Se tomó un valor de y^+ menor a 2, con tal de tener una malla fina en todas las superficies, considerando una malla extrafina en el espacio entre la punta del álabe y pared de la tubería, para simular correctamente los flujos secundarios en esta zona; además, se utilizó el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras, debido a su robustez.

Por último, se realizó una prueba experimental para comparar los resultados, para esta prueba se utilizó un rodete de bomba (Figura 2.9) en modo turbina, operando a distintos caudales y velocidades de rotación.



Figura 2.9: Rodete de bomba utilizado en prueba experimental [2].

Se obtuvieron curvas con parámetros de potencia, altura, caudal y eficiencia (una de las cuales se presenta en la Figura 2.10, para más información sobre el cálculo de estos números adimensionales consultar estudio fuente), donde los resultados de la simulación y experimentales presentaron una buena coincidencia, además el modelo presento una muy buena convergencia, con valores residuales globales menores a 10^{-6} . Se encontró que los resultados para máxima eficiencia tuvieron una diferencia del 1% entre la prueba experimental y la simulación numérica, además de mostrar que la bomba puede funcionar en un amplio rango de operación, sin mayores pérdidas de eficiencia, demostrando que la bomba probada puede funcionar apropiadamente como turbina y es una alternativa viable para generar electricidad.

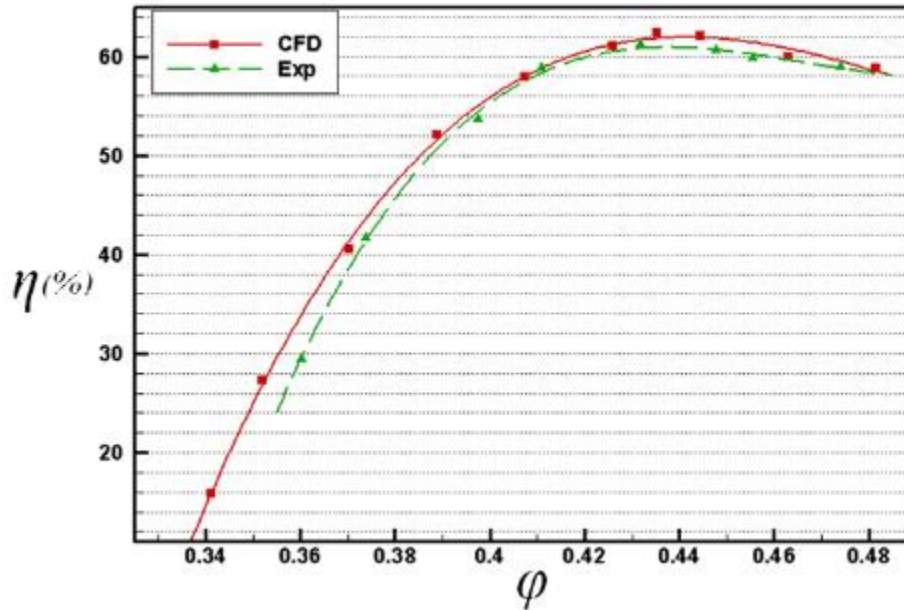


Figura 2.10: Curva de eficiencia vs ϕ (correspondiente al número de caudal) para datos experimentales y de simulación [2].

Simulación de flujo y predicción de eficiencia para turbinas axiales con modelos de turbulencia avanzados [29]

Artículo elaborado por D Jošt, A Škerlavaj y A Lipej, en el cual se evalúa la predicción de la simulación numérica de una turbina tipo Kaplan de 6 álabes para distintos modelos de turbulencia y se compararon los resultados con mediciones existentes para pruebas de la turbina en cuestión. Un problema que este artículo busca abordar es el hecho de que el flujo en turbinas axiales es transiente y en muchas ocasiones no se puede obtener una solución de estado estacionario, en parte debido a estructuras de flujo no estacionarias en el tubo de aspiración, las cuales no se pueden modelar en su totalidad por medio del modelo $k-\omega$ SST. Luego, una simulación inicial de estado estacionario concluye que los modelos de turbulencia estándar no son capaces de predecir la eficiencia de la turbina con exactitud para todos los regímenes de operación; aunque el modelo $k-\omega$ SST con las opciones de corrección de curvatura y limitador de Kato-Launder tiene uno de los mejores desempeños entre los modelos probados. Posteriormente se realiza una simulación transiente para el punto de operación que presentó menor precisión, para comparar con los resultados de eficiencia para mediciones experimentales y simulación de estado estacionario, estos resultados se presentan en la Figura 2.11 y la Tabla 2.2 con la nomenclatura correspondiente. Para todos los casos se emplearon las opciones de corrección de curvatura y limitador Kato-Launder.



Figura 2.11: Comparación entre eficiencia medida y calculada. Los valores de eficiencia están normalizados al dato experimental [29].

Tabla 2.2: Nomenclatura para gráfico de la Figura 2.11

Índice	Modelo utilizado
0	Dato experimental
1	k-ω SST, estacionario
2	k-ω SST, transiente
3	Simulación de escala adaptable SST, transiente
4	Simulación de escala adaptable SST y LES por zonas, transiente

Diseño hidráulico de una turbina axial de muy baja altura en canal de irrigación Tana-Beles en Etiopia [31]

Este artículo elaborado por Desta Lemma Gebrewold, Stefan Riedelbauch y Edessa Dribssa, presenta el diseño de una turbina hidráulica de muy baja altura, la cual planteaba generar 500 kW de potencia eléctrica usando agua en un canal primario de irrigación, el cual se encuentra aguas abajo de una central hidroeléctrica de mayor tamaño y cercano a una comunidad rural.

Las dimensiones generales de la turbina se determinaron mediante la teoría unidimensional, obteniendo una turbina de álabes guía fijos y un rodete de álabes fijos, ambos orientados en posición axial. El dominio computacional consistió en un canal aguas arriba, la sección de la turbina, el difusor y un dissipador de energía aguas abajo, como se observa en la Figura 2.12. Se utilizó una malla estructurada, contando con 15 capas de inflación o capas prismáticas en las paredes del canal, obteniendo una malla final de aproximadamente 22 millones de elementos.

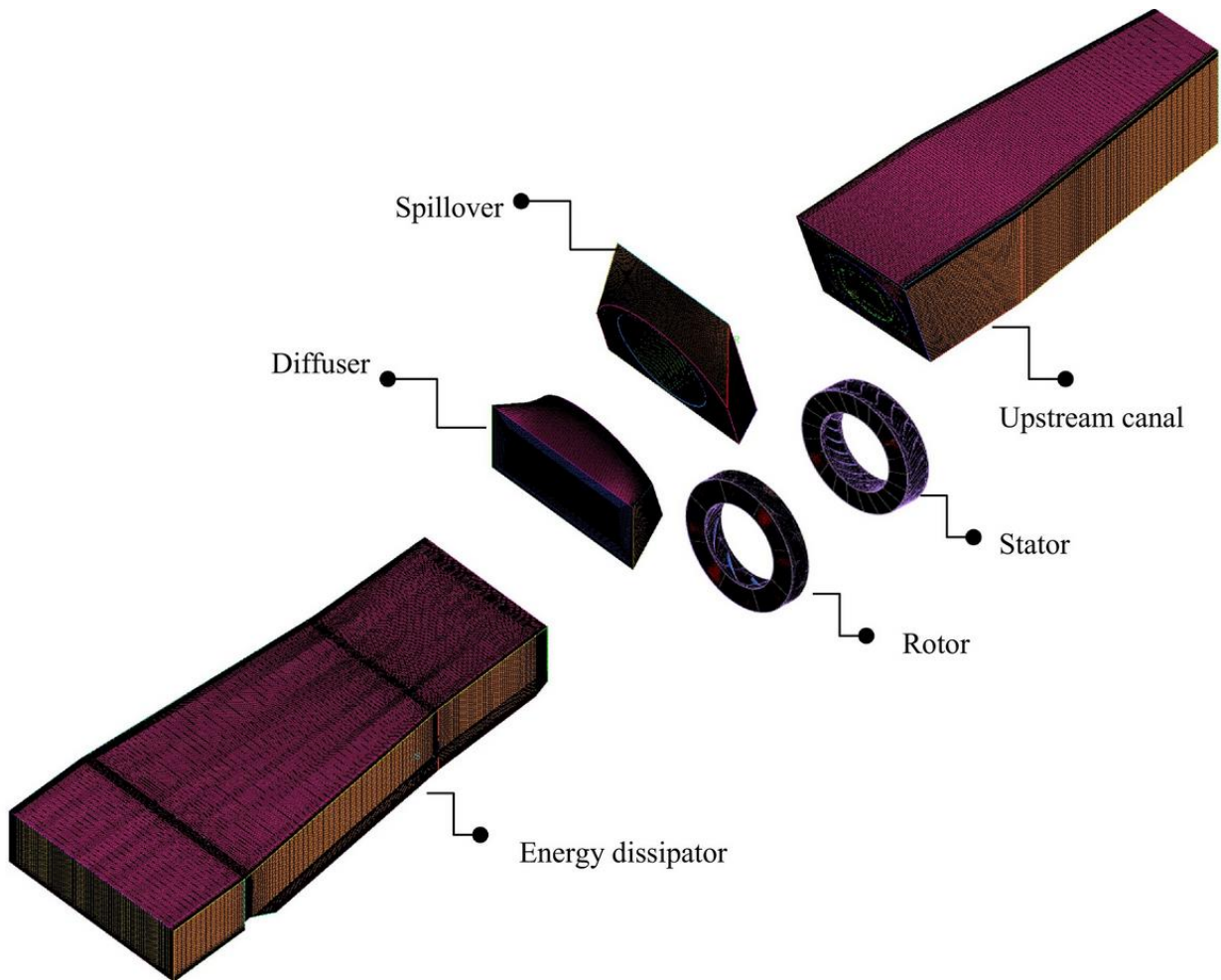


Figura 2.12: Malla computacional para los distintos dominios [31].

Primeramente, se realizó una simulación de estado estacionario, con un modelo de turbulencia SST, con funciones de pared automáticas. Luego, para las condiciones de borde se consideró un caudal específico a la entrada del dominio, presión estática a la salida del dominio, pared superior con deslizamiento libre y el resto de las paredes con condiciones de no deslizamiento.

En el artículo se presentan diversos resultados, uno de ellos se presenta en la Figura 2.13, que corresponde a la curva característica de la turbina, donde se grafica la potencia mecánica y eficiencia hidráulica en función del caudal que pasa por la turbina.

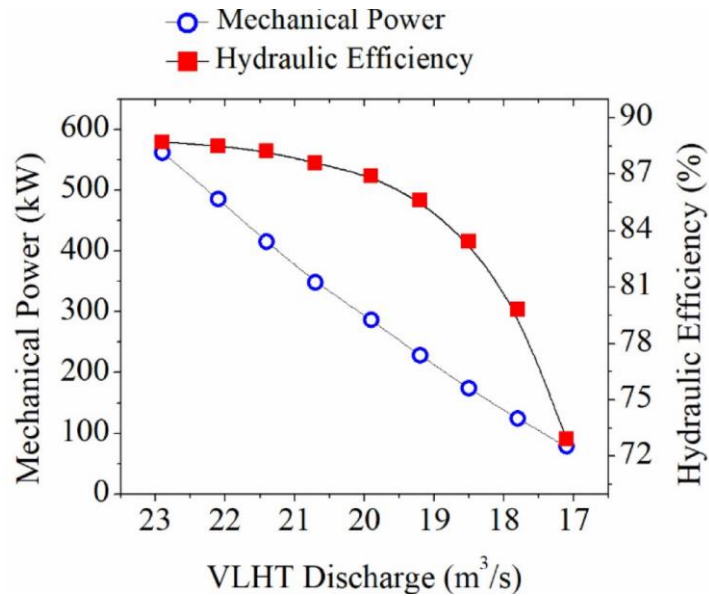


Figura 2.13: Curva característica de la turbina para simulación estacionaria [31].

Uno de los parámetros de mayor interés en este artículo fue el torque transmitido al rodete, por lo que este se evaluó de dos formas distintas, primero, con el principio de conservación de momentum angular sobre superficies de control a la entrada y salida del rodete; luego, se evaluó el efecto neto de los esfuerzos cortantes y presión en la superficie del rodete. Al comparar estos resultados, se encontró que el torque calculado por el primer método era aproximadamente 1% mayor al valor obtenido por el segundo método; esto se atribuyó a una pequeña pérdida de caudal, el cual pasaba por el espacio libre entre la punta de los álabes y la pared del rotor.

Posteriormente, se realizó una simulación transiente, en la cual se utilizó una interfaz de dominio rotor-estator transiente y un paso de tiempo de 0,01 segundos, equivalente a 2,5 grados de rotación del rodete. Se encontró que las pérdidas de altura presentan muy baja variación entre el análisis estacionario y transiente, con la excepción de las zonas del rodete y la interfaz entre rodete y estator. Finalmente se concluyó que el método de diseño utilizado ofrece una solución sustentable y costo-efectiva para el acceso a generación de electricidad en comunidades rurales.

Diseño y rendimiento aerodinámico de una turbina hidráulica tipo hélice para un amplio rango de operación [32]

Este artículo publicado en el año 2025 por Thaithat Sudsuansee et al. Examina el diseño y eficiencia de una turbina hidráulica de baja altura tipo hélice, mediante un estudio computacional y pruebas experimentales.

La estructura general de este artículo presenta, en primer lugar, el proceso de diseño de la turbina, el cual empieza por la determinación de la velocidad específica, a partir de la cual se determina el diámetro del rodete, para luego utilizar distintas correlaciones geométricas, junto con perfiles alares tipo NACA para la determinación de los álabes. Finalmente se obtiene un rodete y un estator de 4 y 12 álabes respectivamente, con un rodete de diámetro 0,5 [m].

Una vez definida la geometría del rodete y estator, se utiliza el software Fluent para crear el dominio computacional de la simulación, mostrado en la Figura 2.14, en este caso se optó por un método de mallado “poly-hexcore”, con tal de obtener una malla capaz de capturar la geometría compleja del problema, con una cantidad de elementos comparativamente menor. Además, se utiliza el modelo de múltiples marcos de referencia para tratar las interfaces entre zonas estacionarias y rotatorias, junto con el modelo de turbulencia $k-\omega$ -SST.

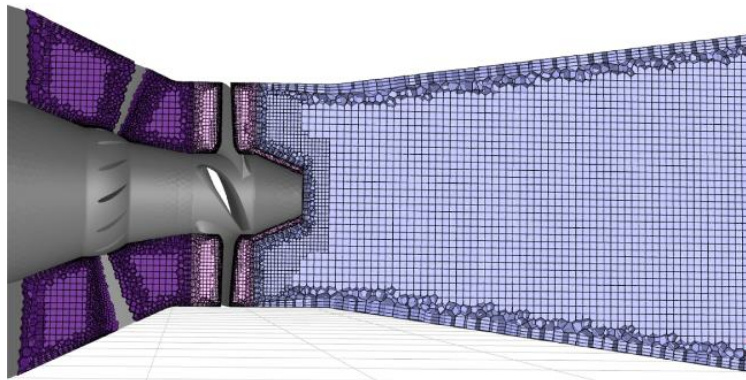


Figura 2.14: Corte transversal de dominio computacional [32].

Posteriormente, se realizan pruebas en un prototipo construido aguas abajo de una represa; se obtiene la eficiencia y potencia de la turbina para distintos saltos, regulando la altura de presión por medio de una válvula a la entrada de la turbina.

Este artículo presenta una gran cantidad de resultados, entre ellos, se comparan las simulaciones realizadas con los resultados medidos experimentalmente, como se ve en la Figura 2.15, donde en general, los resultados concuerdan, con mayor desviación hacia los valores extremos de la altura especificada, sobre todo en la eficiencia. Por otro lado, se

presentan resultados para simulaciones variando además de la altura, la velocidad de giro del rodete, como se puede ver en la Figura 2.16

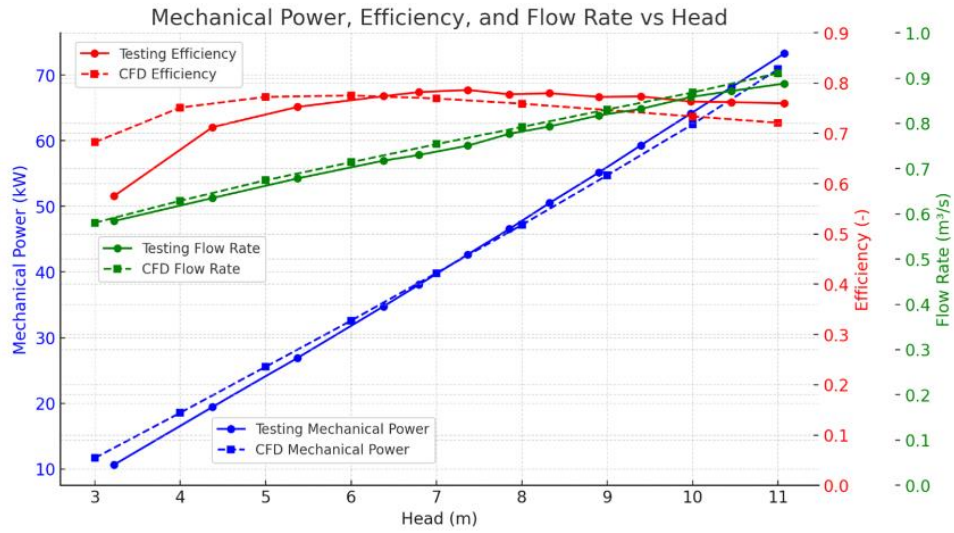


Figura 2.15: Curvas comparativas entre simulación y experimento [32].

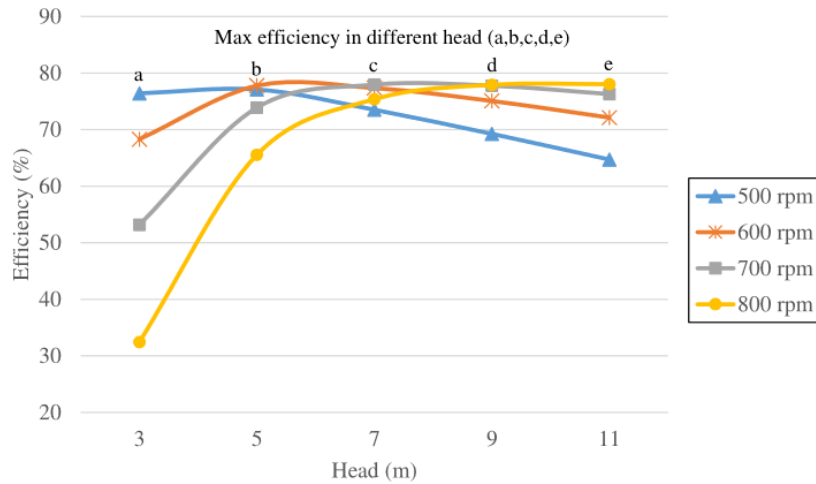


Figura 2.16: Curvas de eficiencia vs altura para distintas velocidades de giro [32].

Capítulo 3

3 Marco teórico

Este capítulo se centra en presentar los fundamentos teóricos necesarios para abordar el trabajo de simulación. Los temas principales tratados son la teoría relacionada a las turbomáquinas, más específicamente, turbinas y generación hidráulica; junto con las bases teóricas de la dinámica de fluidos computacional o CFD por sus siglas en inglés, se tratan las ecuaciones en las que esta se basa para determinar el rendimiento, la potencia hidráulica y la potencia interna del rodete.

3.1 Fundamentos de energía hidráulica

Para poder realizar una simulación numérica, interpretar adecuadamente los resultados y detectar posibles problemas, primero que nada, es necesario conocer bien el tema o disciplina que se está estudiando, con tal de no caer en errores o dejarse guiar por resultados que no son correctos. Es por esto que en la presente sección se discuten temas relacionados a la generación hidráulica, principalmente consideraciones de energía y temas referentes a turbinas hidráulicas y su diseño básico.

3.1.1 Relaciones y aspectos generales

Para empezar, es necesario definir una forma de expresar la energía disponible en el fluido de trabajo (en este caso agua), pues esta es la energía máxima disponible que se traspasará a la turbina por medio de un eje a un generador, para producir energía eléctrica. Para esto, se emplea una forma de la primera ley de la termodinámica o principio de conservación de la energía, como se ve en la ecuación (3.1), donde se considera un flujo estacionario, incompresible y adiabático.

$$Y = \frac{p}{\rho} + z \cdot g + \frac{v^2}{2} \quad (3.1)$$

En la ecuación anterior, “p” representa la presión estática, “z” representa la altura de un punto con respecto a una cota de referencia, “v” es la velocidad media en la sección analizada, ρ y “g” representan la densidad del fluido y la aceleración de gravedad respectivamente. Por su parte, “Y” es la energía específica del fluido, que representa la

máxima energía por kilogramo que se puede extraer del fluido, si se multiplica esta cantidad por el flujo másico de trabajo, se obtiene la potencia máxima que se puede extraer, aunque para turbinas hidráulicas se suele manejar el concepto de altura, como se verá a continuación. Nótese que los términos asociados a las cantidades de altura, velocidad y presión se relacionan con las bien conocidas formas de energía potencial, cinética y de presión, esta última energía se vincula con el paso de masa por cierto volumen de control.

Aplicando la ecuación anterior entre los niveles de agua superior e inferior de la central donde se instala la turbina y transformando unidades, se puede obtener la altura bruta, como se ve en la ecuación (3.2), que es otra forma de visualizar la energía máxima que se puede extraer del fluido.

$$H_b = z_{superior} - z_{inferior} \quad (3.2)$$

Si bien la ecuación (3.2) [9] da un límite máximo a la energía aprovechable no toma en cuenta las pérdidas energéticas en la tubería o canal que se encuentra antes y después de la turbina. Para esto, se maneja el concepto de altura neta, que representa la energía teórica máxima que es capaz de absorber la turbina, es decir, define la energía en forma de altura disponible entre la entrada y salida de la turbina hidráulica.

$$H = \frac{p_e - p_s}{\rho \cdot g} + z_e - z_s + \frac{v_e^2 - v_s^2}{2 \cdot g} \quad (3.3)$$

En la ecuación (3.3) [9], H representa la altura neta y los subíndices “e” y “s” se refieren a la entrada y salida de la turbina respectivamente.

Cabe destacar que puede haber distintas maneras de interpretar a qué lugar se refiere exactamente con entrada y salida de la turbina, para esto existen normas internacionales que determinan la manera adecuada de calcular la altura neta según el tipo de turbina. El estándar británico [33], indica que, para máquinas hidráulicas de baja altura, incluyendo turbinas Kaplan y de hélice, la entrada a la turbina se debe tomar inmediatamente detrás de la válvula de admisión, en el caso de turbinas instaladas en cámara de agua (como lo es el caso de estudio en el presente trabajo), el nivel de aguas arriba puede tomarse como entrada a la turbina. Por otro lado, la sección de salida para este tipo de turbinas se toma a la salida del tubo de aspiración, como se puede ver en la Figura 3.1

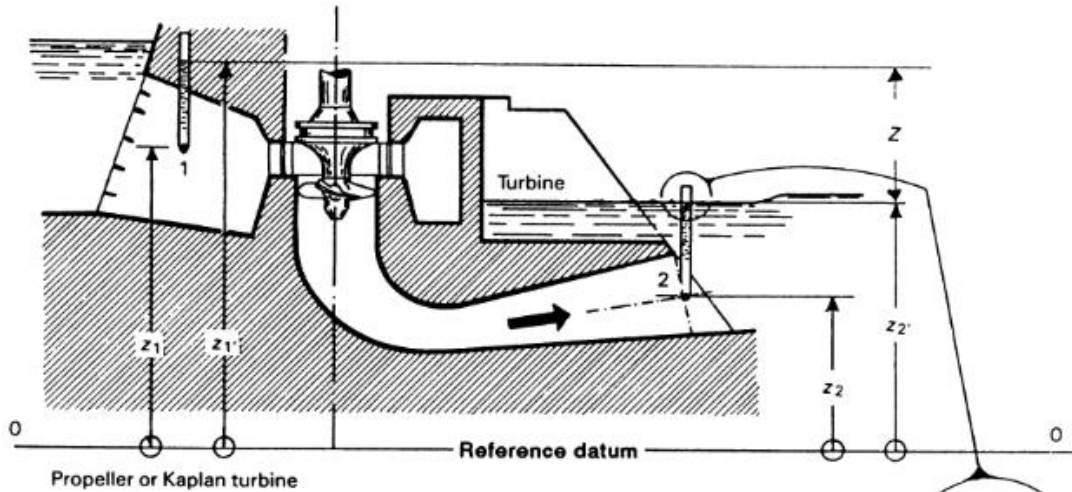


Figura 3.1: Determinación de energía hidráulica para máquinas de baja altura [33].

Ahora bien, como se mencionó anteriormente la ecuación (3.3) no representa la energía real que absorbe la turbina, sino que expresan el cambio de energía que sufre el fluido al pasar por la turbomáquina. Existen otros tipos de pérdidas asociadas a la operación de la turbina, como por ejemplo, las pérdidas hidráulicas que engloban el roce viscoso junto con pérdidas por choque de fluido y torbellinos, pérdidas volumétricas, pérdidas mecánicas, etc.

Las pérdidas hidráulicas reducen la energía útil del fluido y se producen, por una parte, por el roce viscoso con partes sólidas como paredes y álabes, y por otra por roce de las partículas entre sí al producirse torbellinos o separación de flujo.

Por otro lado, las pérdidas volumétricas se refieren a pérdidas de caudal, que se producen tanto en el caudal que pasa por el juego entre el rodete y su carcasa, como en el caudal que sale al exterior por el juego entre la carcasa y el eje de la turbina que la atraviesa; estas últimas se pueden reducir mediante el uso de sellos y empaquetaduras [9].

Por último, las pérdidas mecánicas incluyen pérdidas por rozamiento entre el eje y los sellos, rozamiento en los cojinetes, entre otros. No se profundiza mayormente en este tipo de pérdidas, pues no son parte de la simulación ni del modelo matemático. Sin embargo, deben ser consideradas al momento de comparar los resultados experimentales o teóricos con los resultados de la simulación.

Uno de los valores adimensionales más prácticos para un ingeniero es el concepto de la eficiencia que en este caso será calculado con el fin de determinar cuánta de la energía disponible máxima del flujo fue traspasada al rodete de la turbina. Para esto, se tiene la ecuación (3.4) [10], que presenta una relación general para la eficiencia al eje de una turbina.

$$\eta = \frac{\text{Potencia eje}}{\text{Potencia hidráulica}} \quad (3.4)$$

La potencia en el eje de una turbina se determina conociendo su velocidad angular y el torque, mientras que la potencia hidráulica hace referencia a la energía disponible en el flujo que pasa por la máquina. Utilizando el concepto de altura neta, se puede expresar la eficiencia interna en las turbinas, como se ve en la ecuación (3.5) [9].

$$\eta_i = \frac{P_{rodete}}{P_{hidráulica}} = \frac{T \cdot \omega}{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H} \quad (3.5)$$

Donde “T” representa el torque neto en el rodete, “ ω ” representa la velocidad angular de giro del rodete, “Q” es el caudal que pasa por la turbina, “ ρ ” es la densidad del fluido de trabajo (en este caso agua), “g” es la aceleración de gravedad y “H” es la altura neta expresada en la ecuación (3.3); por último, P_{rodete} como su nombre indica es la potencia que se transmite al rodete de la turbina, de la cual se puede obtener la potencia al eje si se le restan las pérdidas mecánicas utilizadas para vencer el roce mecánico en rodamientos y sellos de turbinas; por último $P_{hidráulica}$ es la potencia disponible del agua.

Nótese que existen distintas interpretaciones y denominaciones para este valor de eficiencia; en el libro de máquinas hidráulicas [9], la potencia al eje es igual a la potencia útil o potencia al freno, mientras que la potencia interna es igual a la suma de potencia al eje y la potencia perdida por roces mecánicos. Por otro lado, el estudio de diseño de turbina para un canal en Tana-Beles [31], define la eficiencia dada por la ecuación (3.5) como “eficiencia hidráulica”; en el estudio mencionado, se determinó el torque en el rodete, por lo que no se tienen en cuenta las pérdidas mecánicas. En el presente trabajo, como no se considera la eficiencia mecánica en la simulación, se trabajará con el concepto aquí definido como eficiencia interna, recordando que el torque calculado actúa en el rodete y no en el eje propiamente tal.

Otro aspecto a considerar en el análisis energético de la turbina es el tubo de aspiración, este componente desempeña un papel importante en las turbinas de reacción y puede ser de forma troncocónica, acodada o en algunas ocasiones, de forma cilíndrica. La ecuación del tubo de aspiración se deriva a partir de la ecuación (3.1), aplicada entre la salida del rodete de la turbina y la salida del correspondiente tubo de aspiración, expresada en la ecuación (3.6)

$$p_2 = -\rho \cdot g \cdot \left(H_s + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \right) + (\rho \cdot g \cdot H_{p.tubo}) \quad (3.6)$$

Donde el subíndice 2 para velocidad y presión manométrica indica el punto a la salida del rodete, H_s representa la altura de suspensión o de aspiración, la cual consiste en la altura entre el punto 2 y el nivel inferior de agua, cercano a la salida del tubo de aspiración, por último $H_{p.tubo}$ representa las pérdidas de energía en el tubo de aspiración, incluyendo las pérdidas por la velocidad del flujo a la salida de este. Teniendo esto en cuenta, se puede

observar de la ecuación (3.6) que, al aumentar la altura de suspensión (lo cual se logra implementando el tubo de aspiración), disminuye la presión a la salida del rodete, lo que a su vez aumenta la diferencia de presión entre la entrada y salida de este, incrementando la altura útil de la turbina. Ahora bien, se debe tener cuidado al diseñar el tubo de aspiración, pues la depresión causada por este aumenta el riesgo de que ocurra cavitación a la salida del rodete, fenómeno que ocurre cuando la presión del agua en esta sección cae por debajo de la correspondiente presión de saturación del vapor, creando burbujas de vapor en el fluido que colapsan abruptamente, lo cual conduce a vibraciones intensas, erosión y destrucción del material [9].

3.1.2 Aplicación a diseño de turbinas

La ecuación de Euler (para turbomáquinas) es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas en general, pues puede expresar el momento intercambiado entre el rodete y el fluido que pasa por la turbomáquina. Antes de presentar esta ecuación, se definen ciertas cantidades necesarias para expresarla.

$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1 \quad (3.7)$$

La ecuación (3.7) [9], es una ecuación vectorial, derivada de la mecánica del movimiento relativo, donde “c” representa la velocidad absoluta de una partícula de fluido, que al ingresar al rodete se descompone en dos velocidades para mayor comprensión del flujo la velocidad tangencial “u”, propia del rodete y la velocidad relativa del agua con el canal del rotor “w”; el subíndice 1 indica que dicha partícula se encuentra en la entrada del rodete, esta misma relación se establece en un punto 2, a la salida del rodete.

La ecuación (3.7) y su análogo para la salida del rodete se pueden representar visualmente mediante triángulos de velocidad, como se muestra en la Figura 3.2

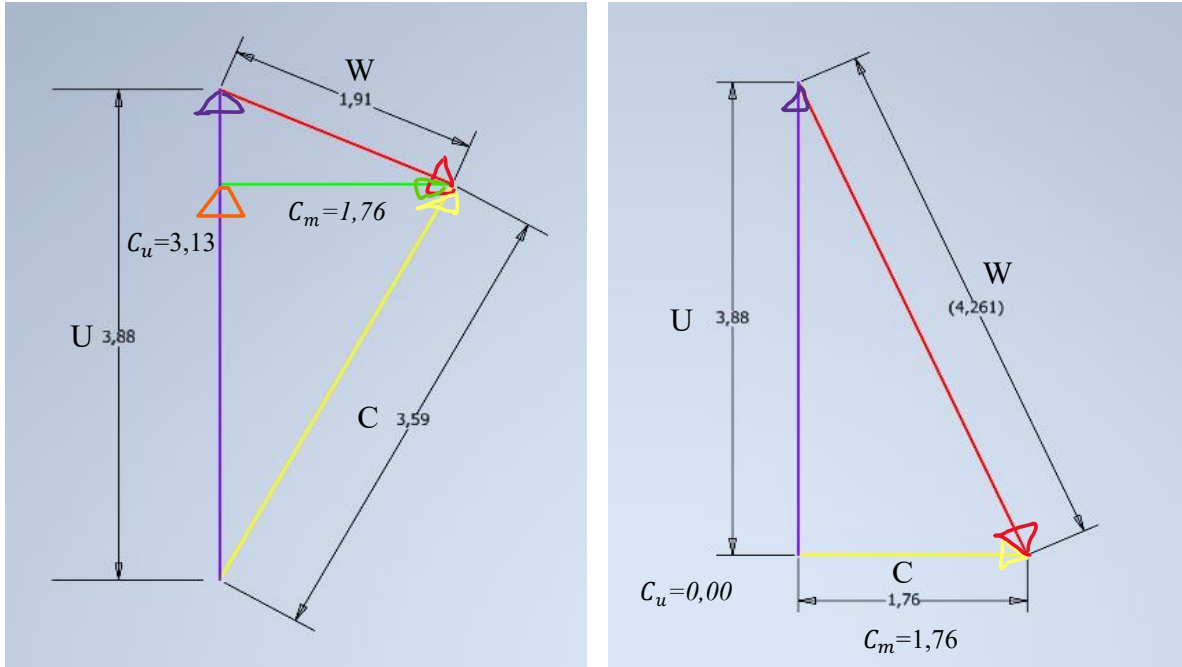


Figura 3.2: Triángulos de velocidad a la entrada (izquierda) y salida (derecha) de la turbina generada por el programa de Labbé [17], cotas en [m/s].

Para los términos presentados en la Figura 3.2, el término c_u representa la componente tangencial de la velocidad absoluta, es decir, la componente con la misma dirección que la velocidad del rodete “u” y el término c_m representa la componente meridional de la velocidad absoluta, que en las máquinas axiales, es paralela a la dirección del eje [9], [17].

Utilizando la relación presentada y aplicando la ecuación de conservación momento angular entre la sección de entrada y salida al rodete, junto con otras consideraciones, se llega a la primera forma de la ecuación de Euler para las turbomáquinas, expresada en forma de energía específica y para el caso de una turbina en la ecuación (3.8). Nótese que desde aquí en adelante se omiten los símbolos de vector $\vec{\quad}$ por brevedad, pero se sigue tratando con velocidades vectoriales.

$$Y_u = (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}) \quad (3.8)$$

Donde Y_u es la energía específica intercambiada entre el fluido y el rodete. Esta ecuación asume que todas las partículas del fluido ingresan por una sección 1 al rodete y salen por una sección 2 del rodete, donde el flujo se considera isocoro, adiabático, y sin pérdidas; esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo que a su vez equivale a suponer que el rodete tiene un número infinito de álabes

para guiar perfectamente el flujo; a esta hipótesis se le conoce como teoría unidimensional y es fundamental para describir la ecuación de Euler [9].

La ecuación de Euler se puede tomar como base para el diseño de la turbina, pues al analizar dicha ecuación en sus distintas formas, se pueden deducir algunas de las características principales que deben tener los rodets para maximizar la cantidad de energía que pueden extraer del fluido, como lo pueden ser ángulos de entrada y salida de los álabes, largo y grosor de los álabes, entre otras [10].

Se puede profundizar en el diseño del rodete, añadiendo a la teoría unidimensional presentada algún modelo de correlación de variables; tal es el caso del trabajo de Labbé [17] expuesto en el capítulo 2, en dicho trabajo se utiliza un modelo que correlaciona variables clave para el diseño del rodete, a través del número específico de revoluciones; habiendo aplicado el modelo, se pueden obtener variables geométricas adicionales como ángulo de flujo o línea de cuerda; obteniendo así un perfil alar para el álabe de interés. Con esto, se diseñan álabes para el rodete y estator, los cuales se basan en la teoría unidimensional para una adecuada transformación de energía hidráulica, para posteriormente generar automáticamente estas estructuras es un espacio de diseño CAD; para más información sobre este proceso consultar la fuente citada [17].

Por otro lado, se debe tener en cuenta el punto de operación de la turbomáquina, como se mencionó en el capítulo 2. Generalmente, las turbinas se diseñan para un punto de operación óptimo, donde se dice que la máquina opera en condiciones nominales, para las cuales la eficiencia es máxima. Sin embargo, estos métodos no suelen tener en cuenta las características de la máquina cuando se varían las condiciones de caudal, altura o velocidad de giro, es importante conocer esta información, pues en la realidad las máquinas no siempre operan en sus condiciones óptimas de diseño. Para esto, se utilizan las curvas características de la máquina obtenidas experimentalmente en bancos de pruebas; estas curvas muestran las relaciones de variables como caudal, potencia al eje, velocidad de giro (rpm) o eficiencia; la altura neta por lo general se mantiene constante [9].

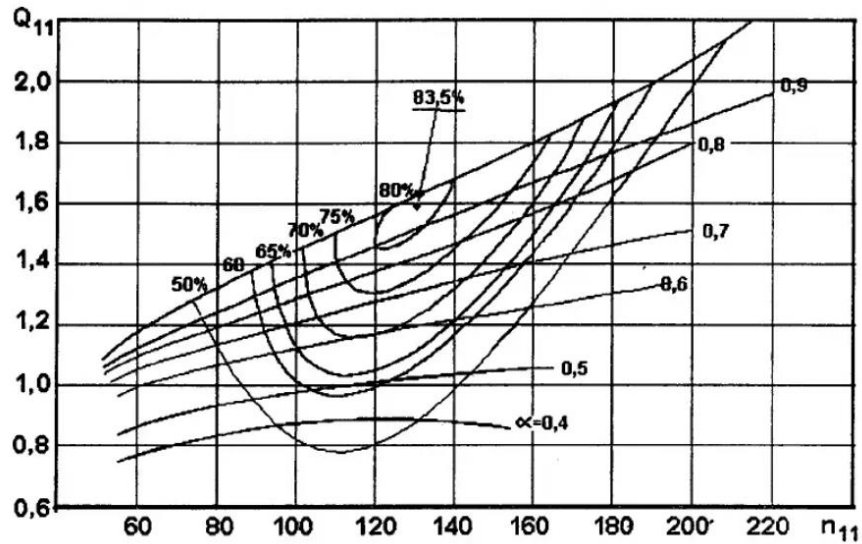


Figura 3.3: Curvas características y de isoeficiencia para una turbina Kaplan [34].

Las curvas presentadas en la Figura 3.3 relacionan el caudal unitario Q_u o Q_{11} con la velocidad unitaria N_u o n_{11} (parámetros derivados de las leyes de semejanza), para distintos valores de “ α ”, que no es más que una medida del grado de apertura del distribuidor; además, las curvas ovaladas corresponden a valores de igual eficiencia hidráulica [34].

Otro parámetro derivado a partir de las leyes de semejanza es la velocidad específica, la cual sirve para comparar turbinas de distintas dimensiones, pues se tiene que, las máquinas geoméricamente semejantes que presentan condiciones de flujo similares, tienen la misma velocidad específica. Dicho parámetro se suele expresar en base a caudal N_q , o en base a potencia N_s , como se muestra en las siguientes ecuaciones [34], [35].

$$N_q = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad (3.9)$$

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H^{1.25}} \quad (3.10)$$

En las ecuaciones (3.9) y (3.10), “N” representa la velocidad de giro de la máquina, “Q” el caudal de trabajo, “P” la potencia hidráulica y “H” la altura neta. Nótese que dichas expresiones no son adimensionales, por lo que se debe tener cuidado de expresar las unidades correspondientes a la hora de comparar estos números para distintas máquinas [35].

3.2 Fundamentos de CFD

En esta sección se describen algunos de los aspectos fundamentales de la dinámica de fluidos computacional o CFD por sus siglas en inglés, en referencia a la teoría que da sustento a esta rama del saber.

3.2.1 Nociones básicas

“Computational fluid dynamics” es una técnica para resolver problemas de dinámica de fluidos, aplicando métodos numéricos para poder resolver estos problemas por medio de computadores. En forma general, se trata de discretizar el problema dado, es decir, reemplazar el dominio continuo con un dominio discreto; con tal de que las propiedades del fluido estudiado estén definidas para cada punto del dominio discreto (comúnmente llamado malla); de esta forma se pueden resolver las ecuaciones que caracterizan el flujo, obteniendo una solución aproximada al problema [35].

En general, para caracterizar completamente un flujo, se debe resolver el set de ecuaciones dado por la ecuación de continuidad y las ecuaciones de Navier-Stokes, también llamadas ecuaciones de conservación de masa y de conservación de momentum respectivamente, la Figura 3.4 muestra dichas ecuaciones expresadas para las tres direcciones cartesianas, en el caso de un flujo Newtoniano e incompresible. En la práctica este set de ecuaciones rara vez se puede resolver analíticamente, salvo para los flujos laminares en las geometrías más sencillas; al tratarse de ecuaciones diferenciales parciales altamente acopladas, no lineales y de segundo orden [35].

$$\begin{aligned}\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} &= 0 \\ \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)\end{aligned}$$

Figura 3.4: Ecuación de continuidad (superior) y ecuaciones de Navier-Stokes (segunda a cuarta fila) para un flujo incompresible y Newtoniano [35].

Así, al aplicar CFD se utiliza un método numérico para discretizar las ecuaciones anteriores, con tal de poder resolver cada set de ecuaciones en cada elemento de la malla empleada, obteniendo así la presión y velocidad para cada punto. Cabe destacar que, al

discretizar las ecuaciones anteriores, necesariamente se está introduciendo un error en la solución, pues las ecuaciones de conservación de masa y momentum están definidas para un medio continuo, que tiene un infinito número de puntos, lo cual no se cumple para cualquier discretización utilizada, pues los computadores manejan un número finito de puntos para resolver ecuaciones. Dicho esto, es lógico pensar que mientras mayor número de puntos o elementos tenga la malla, menor será el error respecto a la solución real del problema, es decir, al aumentar la resolución de la malla o disminuir el tamaño de los elementos de esta, se obtiene un resultado más preciso respecto a la realidad del problema; esto en la práctica por lo general se cumple, aunque solo hasta cierto límite debido a otros factores asociados al cálculo computacional.

En general, los softwares comerciales de CFD contienen varios programas que permiten cumplir con 3 etapas principales del proceso de análisis de flujo, las cuales son:

Preprocesador

Este elemento sirve como una fuente de datos de entrada o “inputs” para el programa CFD, generalmente por medio de una interfaz de usuario que transforma los datos ingresados por el usuario a una forma apropiada para el “solver”, que es el siguiente elemento por discutir. Algunas actividades típicas que se realizan en esta etapa son [36]:

- Definición de la geometría para la región de interés.
- Generación de la malla computacional.
- Subdivisión del dominio computacional en dominios más pequeños.
- Selección de fenómenos físicos y químicos a modelar.
- Especificación de las condiciones de borde adecuadas.

Solver

“Solver” o solucionador por su traducción del inglés, se podría decir que es el elemento principal de un paquete de CFD, pues se encarga de aproximar las variables desconocidas del flujo a resolver; de discretizar las ecuaciones de flujo relevantes con las subsecuentes manipulaciones matemáticas y, como su nombre indica, de resolver las ecuaciones algebraicas resultantes de la discretización. Para este último paso, existen cuatro métodos numéricos principales para la resolución de ecuaciones:

- Método de diferencias finitas.
- Método de elementos finitos.
- Métodos espectrales.
- Método de volúmenes finitos.

Aquí solamente se profundiza en el método de volúmenes finitos, pues es el método más utilizado para problemas de CFD, mientras que los otros métodos suelen tratar otros tipos de problemas. A grandes rasgos, el método de volúmenes finitos divide el dominio computacional en volúmenes de control discretos por medio de la malla creada; integra las ecuaciones dominantes en cada volumen de control individual para discretizar las variables dependientes y construir ecuaciones algebraicas; luego se linealizan dichas ecuaciones discretizadas para finalmente resolver el sistema de ecuaciones lineales mediante iteración [36], [37]. Existen distintos métodos utilizados para discretizar y linealizar las ecuaciones, los cuales se detallan más adelante.

Postprocesador

Este elemento cumple la función de ayudar a la visualización y exposición de los resultados obtenidos para las simulaciones realizadas, con el fin de comprender de mejor manera los datos obtenidos. Los postprocesadores modernos pueden incluir herramientas como pantallas de la geometría y malla utilizadas; gráficas de vectores y contornos para las distintas variables obtenidas; seguimiento de partículas; animaciones de resultados transientes; herramientas para exportar datos, entre otras [36].

3.2.2 Condiciones de borde

Las condiciones de borde son un aspecto fundamental a tratar en problemas de CFD, pues en el fondo se están resolviendo ecuaciones diferenciales, para las cuales se deben especificar condiciones de borde, las cuales ayudan a definir como el sistema interactúa con sus alrededores. Existen distintos tipos de condiciones de borde, como la condición de Dirichlet, en la cual se especifica el valor de una función en el contorno del dominio; o bien la condición de Neumann, en la cual se especifica el valor de la derivada de una función [38].

Dicho esto, para aplicaciones de CFD existen distintos tipos de condiciones de borde típicamente utilizadas, algunas de las cuales se resumen en las siguientes tablas [39].

Tabla 3.1: Condiciones de borde para entrada de flujo o “inlet”.

Velocidad: Se especifica la velocidad del flujo en el inlet y la presión en este puede variar. Condición pensada para flujos incompresibles, su uso en flujos compresibles lleva a un resultado no físico o irreal.
Flujo másico: Se especifica el flujo másico en el inlet, aplicable a flujo compresible.
Presión: Se define la presión del fluido en el inlet, son de utilidad cuando no se conoce la velocidad o flujo másico en el inlet.

Tabla 3.2: Condiciones de borde para salida de flujo u outlet”.

Presión: Se especifica la presión en el outlet del flujo, usualmente presión estática.
Velocidad: Se especifica la velocidad en el outlet, al combinarse con la condición de velocidad en inlet hace que el sistema sea numéricamente inestable [40].
Outflow: Se utilizan para modelar salidas de flujo donde a priori no se conocen los detalles de la velocidad y presión del flujo, es apropiada cuando el flujo de salida se asemeja a un flujo completamente desarrollado, pues la información para las variables se extrapola del interior del dominio.

Tabla 3.3: Condiciones de pared típicas.

Tipo de pared: Las condiciones de pared se usan para definir límites entre regiones de sólidos y fluidos; estas paredes pueden ser estacionarias, o móviles como lo puede ser el caso de un álabe que está girando.
Condición de esfuerzo cortante: Lo más común es definir una condición de no deslizamiento, la cual indica que el fluido se adhiere a la pared y se mueve con la misma velocidad que dicha pared, si ésta se mueve. Alternativamente se puede especificar un esfuerzo cortante dado en la pared.

Cabe destacar que las condiciones aquí mencionadas son relativamente genéricas, por lo que puede ser necesario especificar parámetros adicionales (sobre todo cantidades escalares) en las fronteras del flujo, como por ejemplo la intensidad de turbulencia. La determinación de dichos parámetros se presenta según necesidad en el capítulo 4 de metodología.

3.2.3 Mallado

Como se mencionó anteriormente, la malla computacional es una forma de discretizar o dividir un dominio en elementos más pequeños, con tal de resolver las ecuaciones relevantes para los distintos puntos resultantes. Esto hace de la malla un elemento crucial para la simulación, pues su calidad puede tener una gran influencia en los resultados obtenidos, tanto así que la generación de malla junto con la definición de la geometría del dominio puede ocupar más del 50% del tiempo gastado en un proyecto de CFD en la industria [36].

Dicho esto, puede resultar difícil reconocer cuando una malla es de buena o mala calidad, ya que, en general las directrices y recomendaciones existentes son de carácter cualitativo y poco específicas; a esto se le suma el hecho de que la validez de la malla a utilizar puede depender de distintos parámetros ajenos a esta, como el modelo de turbulencia (u otro modelo físico) a utilizar o el resultado físico que se quiera obtener, lo cual cambia los requerimientos de precisión de la simulación. Teniendo esto en cuenta, es fácil darse cuenta de que la calidad y validez de la malla dependerá fuertemente del caso a analizar y de la

naturaleza de la simulación. De todas formas, características generales y buenas prácticas para obtener una malla efectiva.

Métricas de malla

Existen distintas formas de evaluar la calidad de una malla, con relación a la geometría y forma de los elementos individuales de esta, dependiendo del software utilizado y del tipo de elementos que presente la malla. En cualquier caso, se tiene que, por regla general, un valor de una métrica muy alejado del óptimo o ideal, puede tener efectos negativos como disminuir la precisión, desestabilizar la solución y llevar a problemas de convergencia [39], por lo que se deben revisar cuidadosamente estos valores a la hora de crear una malla. A continuación, se presentan algunas de las métricas más comunes.

Aspect ratio

El “aspecto ratio” o relación de aspecto es una medida del estiramiento que sufre una celda, se calcula como la relación entre los valores máximo y mínimo de alguna de la distancia entre el centroide de la celda y centroide de una cara o distancia entre el centroide de la celda y sus nodos [39]. En la Figura 3.5 se presenta una comparación de relaciones de aspecto para dos cuadriláteros, donde la relación de 1 es el mejor valor posible, mientras que para valor de 20 el cuadrilátero está más deformado o estirado como es de esperar.



Figura 3.5: Relación de aspecto para dos cuadriláteros, con valores de 1 (izquierda) y 20 (derecha) [41].

Skewness

“Skewness” o asimetría se define como la diferencia entre la forma de la celda y la forma de una celda equilátera de volumen equivalente; en otras palabras, es una medida de que tan cerca esta cierta celda de una celda ideal. Existe más de una forma de calcular esta métrica, en la ecuación (3.11) [41], se presenta la definición en base al volumen equilátero.

$$Skewness = \frac{Tamaño\ óptimo\ de\ celda - Tamaño\ de\ celda}{Tamaño\ óptimo\ de\ celda} \quad (3.11)$$

En base a esta definición, es fácil ver que un valor igual a 0 representa un elemento equilátero o equiangular, mientras que un valor máximo de 1 representa un elemento altamente deformado, como se ve en la Figura 3.6 [39], [41].

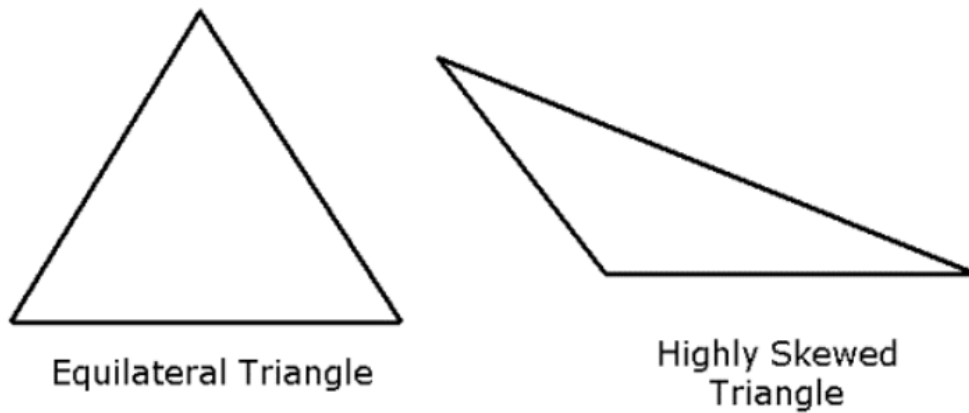


Figura 3.6: Triángulo equilátero (izquierda) vs triángulo altamente asimétrico (derecha) [41].

Calidad ortogonal

La calidad ortogonal varía en un rango entre 0 y 1, siendo 0 la peor calidad y 1 la mejor. Esta métrica se calcula mediante los vectores normales de cada cara de la celda \vec{A}_i ; los vectores desde el centroide de la celda hasta el centroide de cada celda adyacente \vec{c}_i y los vectores que unen el centroide de la celda con el centroide de cada cara de esta \vec{f}_i como se muestra en la Figura 3.7

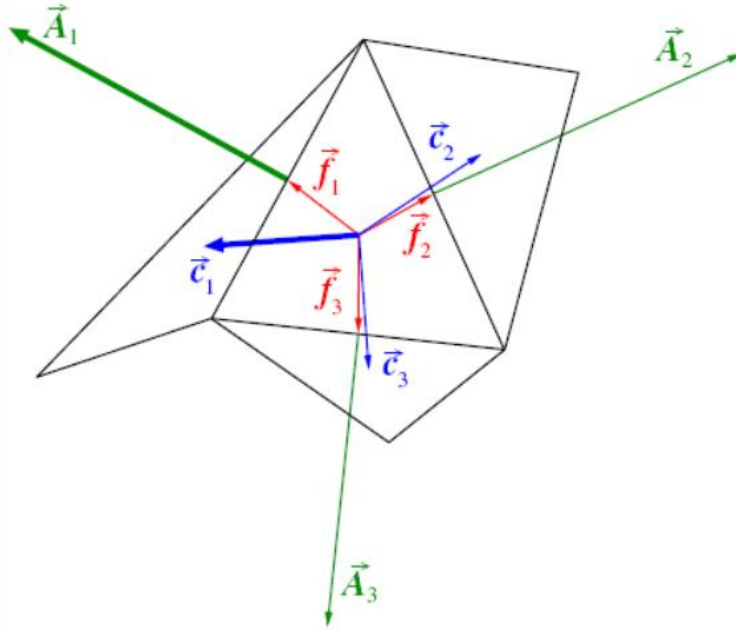


Figura 3.7: Definición de vectores utilizados para el cálculo de la calidad ortogonal [41].

Teniendo estos vectores, se calculan los cosenos de los ángulos entre \vec{A}_i y \vec{c}_i , junto con los ángulos entre \vec{A}_i y \vec{f}_i , luego el valor mínimo de los cosenos calculados se define como la ortogonalidad de la celda; con esta cantidad se calcula la calidad ortogonal dependiendo del tipo de celda con que se esté trabajando [41].

Por último, hay que mencionar que los efectos de celdas de mala calidad, en la resolución y estabilidad del problema dependen del flujo que se esté simulando, por ejemplo, celdas altamente deformadas pueden ser aceptables en regiones de poco interés donde el flujo es relativamente constante, mientras que estas mismas celdas pueden tener un efecto negativo en regiones flujos de altos gradientes. Como no se conoce a priori la ubicación de estas regiones de altos gradientes, en general se debe tratar de lograr una buena calidad de elementos en la totalidad de la malla computacional [39].

Tipos de elementos

A lo largo de esta sección, se ha mencionado la existencia de distintos tipos de elementos o celdas, estos hacen referencia a la figura geométrica que constituye la celda tridimensional; las opciones disponibles para distintos elementos de malla pueden depender de la herramienta de software con la que se esté trabajando, pues no todos los solver aceptan ciertos tipos de malla.

Dicho esto, lo más común es encontrar celdas constituidas a partir de cuadriláteros y triángulos, los cuales pueden proyectar hexaedros y tetraedros respectivamente; existen más tipos de celdas (Figura 3.8), como prismas, pirámides, poliedros, etc. La elección sobre qué tipo de celda utilizar depende de varios parámetros como la geometría del problema a analizar, tiempo de cálculo y de configuración como se explica a continuación.

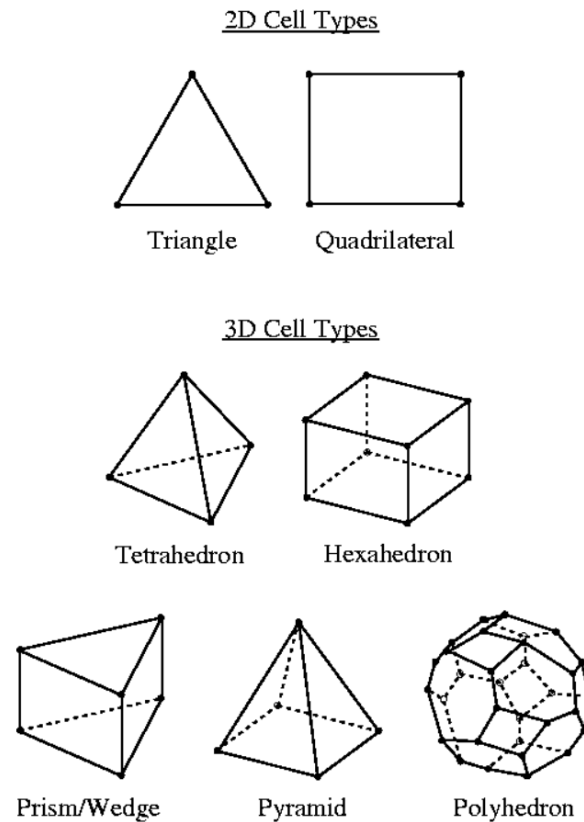


Figura 3.8: Tipos de celdas, tanto bidimensionales como tridimensionales [39].

Primero, se debe considerar el tiempo de “setup” o de configuración, el cual alude al tiempo invertido en la creación de la malla; para muchos problemas de ingeniería, las geometrías con las que se trabaja son complejas, para las cuales crear una malla estructurada, consistente de elementos como cuadriláteros o hexaedros puede consumir mucho tiempo o ser derechamente imposible, por lo que en dichos casos puede resultar atractivo el uso de una malla sin estructura, la cual por lo general utiliza elementos de triángulos y tetraedros [39].

Otro aspecto a considerar es el gasto computacional, nuevamente, cuando la geometría del problema es compleja, una malla compuesta por triángulos/tetraedros puede requerir un número menor de elementos que una malla compuesta de cuadriláteros/hexaedros, ya que, para el primer caso, la malla permite el agrupamiento de las celdas en las regiones donde sea necesario. De esta forma, si se puede crear una malla con

menor cantidad de elementos, se puede ahorrar recursos computacionales, resultando en menor tiempo de resolución [39].

Por último, se debe considerar el fenómeno de difusión numérica o falsa difusión, se le da este nombre debido a que no es un fenómeno físico, pero el efecto que tiene en el cálculo es análogo a incrementar la difusión en un flujo real. La cantidad de difusión numérica es inversamente proporcional a la resolución de la malla, por lo tanto, refinar la malla o utilizar elementos más pequeños es una alternativa para disminuir la difusión numérica. Por otro lado, este fenómeno se minimiza cuando el flujo se alinea con la malla; lo cual se debe considerar a la hora de elegir el tipo de malla, pues una malla consistente de triángulos o tetraedros nunca se puede alinear completamente con el flujo, mientras que una malla generada con cuadrados o hexaedros puede alinearse con flujos relativamente simples (como en el caso de una tubería o ducto alargado), lo que hace que la malla lleve a una solución más precisa que en el caso de que se utilicen tetraedros/triángulos, como se ve en la Figura 3.9 y Figura 3.10 [39], [40].

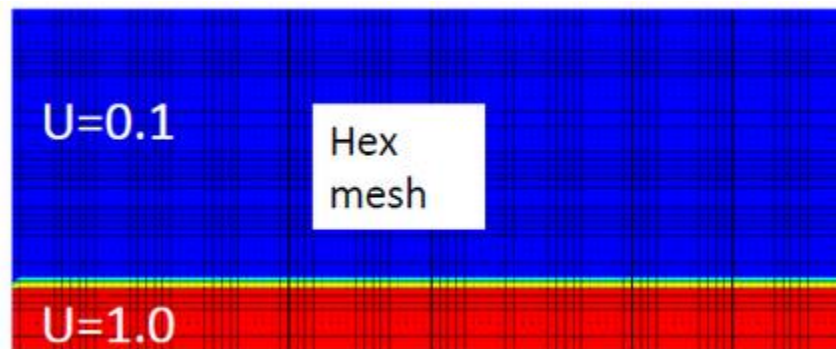


Figura 3.9: Contorno de magnitud de velocidad axial (U) para un flujo de chorro con viscosidad 0 y malla de hexaedros [40].

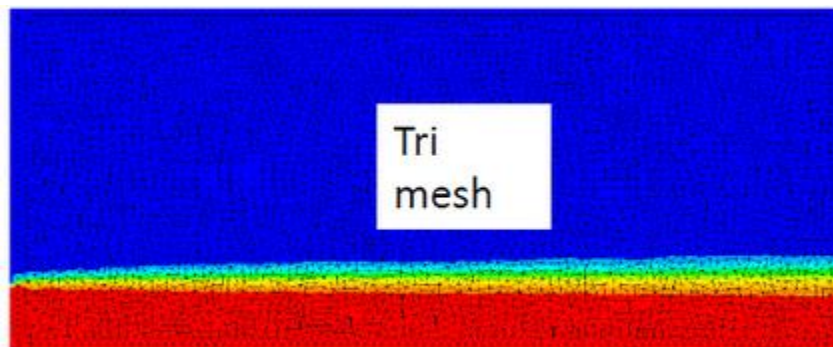


Figura 3.10: Contorno de magnitud de velocidad axial (U) para un flujo de chorro con viscosidad 0 y malla de tetraedros, se aprecian contornos más difuminados que en la figura anterior [40].

Tratamiento de pared y capa límite

Una cualidad importante de la malla es como trata el flujo en secciones cercanas a paredes, pues se tiene que, para resolver apropiadamente el flujo y capturar los fenómenos físicos involucrados, la malla debe ser capaz de captar adecuadamente la región de la capa límite [40].

La capa límite se refiere a la región del fluido adyacente a una superficie sólida, en la cual las fuerzas viscosas se encuentran presentes y no son despreciables (en parte debido a la presencia de altos gradientes de velocidad), a diferencia de la sección “free-stream” o de corriente libre, donde el flujo está libre de obstáculos y los esfuerzos resultantes de fuerzas viscosas son despreciables [35]. Esta capa límite se desarrolla y evoluciona a lo largo de una superficie, donde se puede presentar flujo laminar o turbulento, como se muestra en la Figura 3.11; la sección de más a la izquierda muestra la condición de velocidad de corriente libre, seguida de la región de capa límite laminar, región de transición entre flujo laminar y turbulento y por último, la capa límite con flujo turbulento [35].

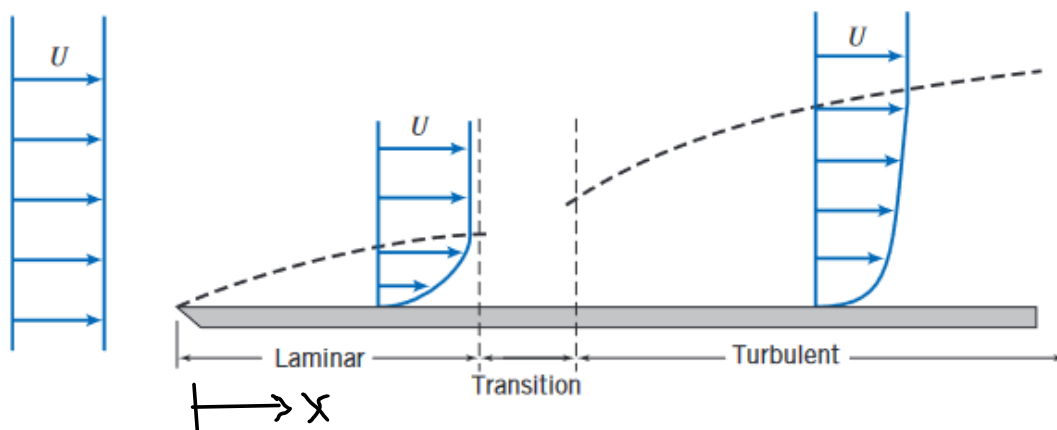


Figura 3.11: Capa límite en una placa plana [35].

Como se ve en la Figura 3.11, cerca de la pared o placa existen grandes gradientes de velocidad, por lo que resulta importante que la malla capture adecuadamente esta región. Para esto, es muy común el uso de capas prismáticas o capas de inflación, las cuales consisten en celdas de menor tamaño y que se encuentran más compactadas cerca de las paredes de la región, como se ve en la Figura 3.12; de esta forma se puede capturar apropiadamente la región de la capa límite, conteniéndola dentro de las capas prismáticas, evitando refinar extremadamente la malla en toda la región del fluido y tratando de mantener la malla alineada con la dirección principal del flujo.

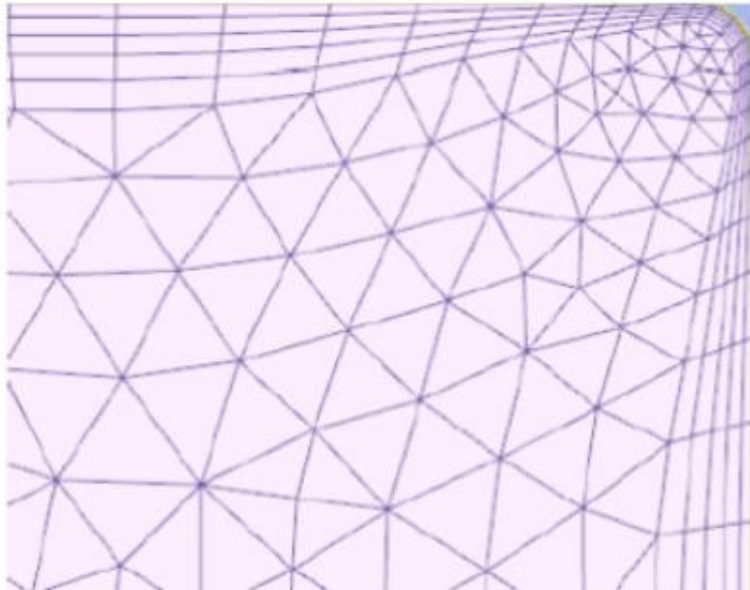


Figura 3.12: Capas prismáticas para una malla compuesta de tetraedros, los elementos cercanos a la pared (lados superior y derecho) son más finos que el resto de la malla [40].

Es común para conocer el tamaño a considerar de las capas prismáticas, estimar el grueso de la capa límite mediante relaciones empíricas, como la presentada en la ecuación (3.12) [35], para una placa plana y capa límite turbulenta; donde δ es el espesor de capa límite, Re_x es el número de Reynolds local, “x” es la posición, “U” la velocidad libre (en general a la entrada del flujo) y “v” es la viscosidad cinemática.

$$\delta = \frac{0,382 \cdot x}{Re_x^{\frac{1}{5}}} = 0,382 \cdot x \cdot \left(\frac{v}{U \cdot x} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (3.12)$$

Por último, hay que considerar el efecto que tiene la resolución de esta capa en el grueso de la malla o “free-stream mesh”, por lo general se recomienda que la transición entre las capas prismáticas y la malla libre sea lo más gradual posible, con tal de no variar muy bruscamente el tamaño de las celdas, como se ilustra en la Figura 3.13 [40], nótese que la calidad no tiene que ver con que una malla use elementos triangulares y la otra no, sino más bien con la transición de tamaño entre elementos.

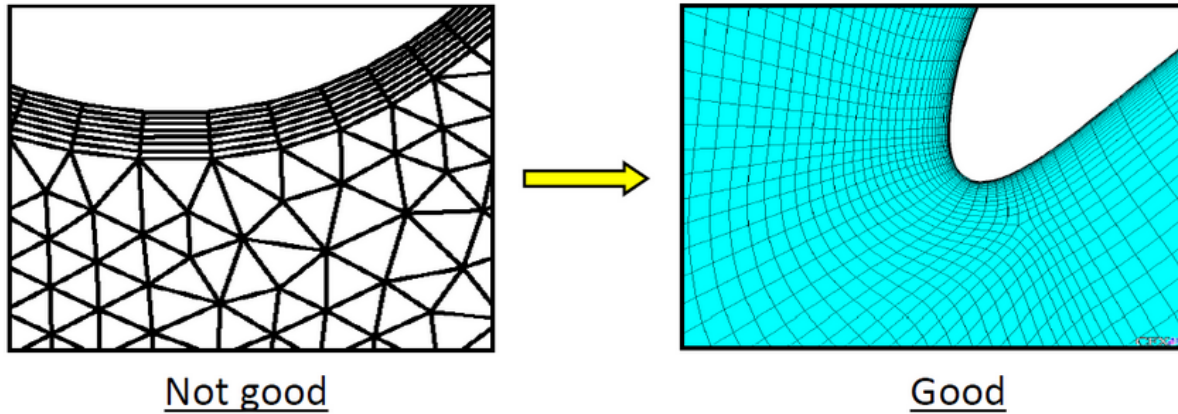




Figura 3.13: Malla con mala transición entre regiones (izquierda) vs malla con buena transición (derecha) [40].

En la Figura 3.13 se puede observar que las celdas de la capa prismática, sobre todo las más cercanas a la pared, se encuentran estiradas, como se ve en el ejemplo de la Figura 3.5, presentan una relación de aspecto alta; esto en general no es un problema, pues como se vio anteriormente los gradientes de flujo se presentan en dirección normal a la pared, no necesariamente tangenciales a esta, aunque no siempre se da este caso.

3.2.4 Discretización y algoritmos de resolución

Como se mencionó anteriormente, el procedimiento de CFD discretiza las ecuaciones dominantes del flujo, para luego transformarlas a ecuaciones algebraicas, las cuales se resuelven numéricamente. La Figura 3.14 muestra el procedimiento general de discretización para el método de volúmenes de control.

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV$$


 Aplicación a cada celda


$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{\text{caras}}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{caras}}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V$$

Figura 3.14: Ecuación de transporte no estacionaria para una cantidad escalar ϕ cualquiera (arriba), discretizada y aplicada a cada volumen de control o celda en el dominio computacional (abajo) [37].

Donde ρ es densidad, \vec{v} es el vector velocidad, \vec{A} es el vector de área de superficie, Γ_ϕ es el coeficiente de difusión de la cantidad escalar en cuestión, ∇_ϕ es el gradiente de ϕ y S_ϕ es el término fuente de ϕ por unidad de volumen, para la ecuación de transporte. Mientras que, para la ecuación discretizada, se tiene que N_{caras} es el número de caras para para la celda en cuestión, ϕ_f es el valor de ϕ que ha fluido por convección por una cara f , el término $\rho_f \cdot \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ es el flujo másico a través de una cara, ∇_{ϕ_f} es el gradiente de ϕ en la cara f y V es el volumen de la celda. Esta ecuación discretizada posteriormente se linealiza si es necesario y queda una ecuación algebraica, la cual pertenece a un sistema que se resuelve con algún método adecuado para este tipo de problemas.

Adicionalmente, se tiene que los valores de dicha cantidad escalar arbitraria se suelen guardar en el centroide de cada celda, pero, se necesitan los valores de ϕ en las caras de la celda, por lo tanto, estos se deben interpolar a partir de los valores centrales de la celda. Existen varias formas de interpolar dichos valores, por ejemplo, con un esquema de primer orden, el cual asume que el valor central es un promedio y su valor es idéntico a los valores en las caras de la celda; otra opción es utilizar un esquema de segundo orden, el cual naturalmente tiene precisión de mayor orden que el esquema de primer orden, utilizando una expansión de serie de Taylor para aproximar los valores en las caras [37]. Existen muchos otros esquemas disponibles cuya descripción escapa el alcance de este trabajo, por lo que solo se entregará más detalle de la opción que se utilice para la simulación, en el capítulo 4 de metodología.

Por otra parte, se debe prestar atención al método numérico de resolución, existen distintos métodos que se pueden emplear dependiendo de la aplicación o del tipo de problema con el que se esté trabajando, para CFD dos métodos comunes son el “solver basado en presión” y el “solver basado en densidad”.

Si bien ambos métodos emplean algoritmos similares, una diferencia es que el “solver basado en presión” obtiene el campo de presión del flujo al resolver una ecuación de corrección de presión, la cual se obtiene manipulando las ecuaciones de continuidad y momentum; a diferencia del enfoque de densidad, donde el campo de presión se obtiene resolviendo una ecuación de estado. Además, estos métodos numéricos emplean una estrategia distinta a la hora de linealizar y resolver las ecuaciones discretizadas [37].

No se pone énfasis en el “solver basado en densidad”, pues por lo general está pensado para aplicaciones con flujos compresibles de alta velocidad, con números de Mach mayores a 3, lo cual a primera vista no es necesario para el problema que se trata en este trabajo [37], [40].

El “solver basado en presión” tiene distintos algoritmos para su resolución, uno de ellos es el “algoritmo segregado basado en presión”, el cual resuelve las ecuaciones dominantes para las distintas variables del sistema (velocidad y presión) secuencialmente, es decir una después de la otra o segregadas entre sí; este algoritmo es eficiente en el uso de memoria computacional, sin embargo, su convergencia es lenta. Alternativamente se tiene el “algoritmo acoplado basado en presión”, el cual resuelve simultáneamente el sistema de ecuaciones derivado de las ecuaciones de momentum y continuidad; lo que resulta en mayor velocidad de convergencia y un mayor requerimiento de memoria computacional [37].

Además, se debe considerar la subrelajación tanto de variables como de ecuaciones, las cuales se utilizan en el “solver basado en presión”. La subrelajación de variables se introduce por la necesidad de controlar el cambio de una propiedad ϕ , debido a la no linealidad del set de ecuaciones, tal que el nuevo valor de la variable ϕ en una celda dependa de ese mismo valor en una iteración anterior. Por otro lado, la subrelajación de ecuaciones se utiliza para estabilizar la convergencia mediante la introducción de cantidades selectivas de ϕ en el sistema de ecuaciones. La ecuación (3.13) muestra el esquema de subrelajación para variables, donde α es el factor de subrelajación y Δ es la variación de ϕ [37].

$$\phi = \phi_{antigua} + \alpha \cdot \Delta \cdot \phi \quad (3.13)$$

Por último, se tiene que, las ecuaciones discretizadas para conservación de momentum y masa muestran dependencia lineal entre la velocidad y presión, luego, para lograr la convergencia del sistema se requiere de un tratamiento especial llamado “acoplamiento de presión-velocidad”, el cual generalmente incluye la derivación de una

condición adicional para la presión. Existen distintos algoritmos de “acoplamiento de presión-velocidad” como “SIMPLE”, “SIMPLEC”, “PISO”, “COUPLED”, etc. [37], [42]. Al igual que con los esquemas para interpolación de valores, no se profundiza en estos algoritmos en trabajo, excepto para el que sea relevante para la simulación, en el capítulo 4 de metodología.

3.2.5 Convergencia

Previamente se mencionó que las ecuaciones involucradas en el problema se resuelven de manera iterativa, sin embargo, estas ecuaciones pueden no converger a una solución, o bien converger a una solución no física. Luego, es importante juzgar con cuidado la convergencia, pues esta se puede ver entorpecida por diversos factores, como el número de celdas, factores de relajación muy conservativos, la estimación inicial de las variables de flujo y físicas complejas asociadas al flujo del problema [39].

Si bien no existen métricas universales para juzgar convergencia, se tienen criterios generales basados en el monitoreo de “residuales” junto con cantidades relevantes al problema, como por ejemplo torque en una superficie, coeficiente de fricción, coeficiente de sustentación, etc. La cantidad llamada “residual” o “suma residual”, se refiere a un valor que mide el desequilibrio de la actual solución numérica y se relaciona con el error numérico; una forma general de definir esta cantidad se muestra en la ecuación (3.14) [39], [40], [43].

$$R = b - A \cdot \psi \quad (3.14)$$

Donde R es el vector residual, A es la matriz de coeficientes del sistema matricial tipo $A \cdot \psi = b$, donde ψ es el vector de variables y b es el vector de coeficientes fuente. Resulta difícil juzgar la convergencia al examinar un vector residual definido como en la ecuación (3.14), por lo que esta cantidad se suele normalizar o escalar, con tal de poder comparar valores para distintos casos [39], [43].

Ahora bien, existen distintos criterios para juzgar la convergencia de problema, por ejemplo, que los residuales escalados para cada ecuación disminuyan hasta 10^{-3} , excepto para la ecuación de energía (si está presente), la cual debería disminuir hasta 10^{-6} ; otro criterio general es el requerimiento de que los residuales no escalados se reduzcan en tres órdenes de magnitud. Ambos criterios tienen sus desventajas, por ejemplo, si se provee una buena estimación inicial de los valores de flujo, es posible que los valores de residuales no alcancen a caer tres órdenes de magnitud; por otro lado, si la estimación inicial es mala, es posible que los valores de residuales escalados empiecen siendo bajos y sufran un aumento al incrementar las fuentes no lineales del flujo, para luego descender nuevamente. Luego es una buena práctica juzgar la convergencia de la solución por el comportamiento de residuales

además de sus valores, por ejemplo, asegurarse de que los valores residuales sigan decreciendo o se mantengan bajos por 50 iteraciones, antes de concluir que la solución ha convergido. A esto, se le suma el monitoreo de resultados relevantes al problema, como se mencionó anteriormente, junto con el desequilibrio de masa neto, es decir, se debe cerciorar de que el flujo másico que entra al dominio computacional sea el mismo que sale del dominio, con un mínimo margen de error [39], [40].

Por último, una técnica utilizada para acelerar la convergencia en problemas complejos es abordar el problema un paso a la vez, por ejemplo, en problemas de turbulencia, se puede realizar un cálculo de flujo laminar para tener un punto de partida. De esta forma, se puede obtener una buena referencia para la solución a un problema en el cual se posee poca información [39].

3.2.6 Modelos de turbulencia

Un aspecto importante a considerar es el modelo de turbulencia aplicado a la simulación, pues se tiene que no existe ningún modelo que sea superior para toda clase de problemas; luego es de suma importancia considerar de antemano los fenómenos físicos del problema, el nivel de precisión deseado, los recursos computacionales disponibles, etc. [37]

Para esto, primero es necesario realizar una pequeña introducción acerca de flujos laminares y turbulentos. Un flujo se considera laminar cuando su fluido se mueve en “láminas” o capas, las cuales no se mezclan entre sí a nivel macroscópico; esto en contraste con el flujo turbulento, donde las partículas de flujo se mezclan rápidamente, debido a fluctuaciones de alta frecuencia en la velocidad del flujo. El régimen del flujo de estudio se puede determinar mediante el número de Reynolds, cuya forma general se muestra en la ecuación (3.15) [35].

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \quad (3.15)$$

Donde V representa la velocidad del flujo, ρ la densidad del fluido, μ su viscosidad y L es el largo característico que describe la geometría del flujo (diámetro interno en el caso de una tubería). Este número es la razón entre las fuerzas inerciales y viscosas del fluido. Para caracterizar el régimen de flujo, se tiene que, en tuberías, en general el flujo es de régimen laminar hasta $Re \approx 2300$, donde ocurre la transición a régimen turbulento [35].

En el estudio de las turbomáquinas, por lo general se tienen regímenes de flujo turbulento, por lo que es necesario incorporar esta característica del flujo al análisis realizado. En la práctica, la turbulencia es un fenómeno bastante complicado de modelar y que no es

del todo entendido, por lo que se suelen aplicar modelos para representar este fenómeno en las simulaciones con CFD.

En general, se tienen 3 métodos distintos para resolver problemas turbulentos, el método DNS (direct numerical simulation); el método LES (large eddy simulation) y el más utilizado, el método RANS (Reynolds averaged Navier-Stokes), que es el método utilizado para la mayoría de aplicaciones industriales y para el presente trabajo. El método RANS a grandes rasgos introduce ecuaciones de transporte para las cantidades de flujo promediadas, resultando en que el rango completo de escalas de turbulencia (grandes y pequeñas) se modela, a diferencia de los otros dos métodos, lo que supone un ahorro significativo en recursos computacionales [37].

Por otro lado, el método DNS resuelve el espectro completo de escalas de turbulencia, por lo que no se modelan términos de la ecuación de Navier-Stokes. Por último, el método LES, como su nombre lo dice simula (resuelve directamente) las grandes escalas de turbulencia y modela las escalas pequeñas, resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes filtradas, de tal forma que se aplica un filtro de tamaño, para el cual todos los vórtices mayores a este tamaño se resuelven con las ecuaciones de momentum exactas y el resto se modelan. Como es de esperarse, el método DNS es el más preciso de los 3, seguido del método LES y por último RANS, sin embargo, este orden se mantiene para el uso de recursos computacionales, hasta tal punto que utilizar DNS no es práctico excepto para casos sencillos, utilizando una gran cantidad de recursos computacionales; el método LES es menos costoso en este aspecto, pero sigue requiriendo una cantidad de recursos muy grande para la mayoría de aplicaciones prácticas e industriales; de ahí la popularidad de los métodos RANS. Debido a esto, en el presente trabajo no se profundiza mayormente en los métodos DNS y LES; aun así, la Figura 3.15, Figura 3.16 y la Figura 3.17 muestran una comparación entre estos tres métodos [37], [40].

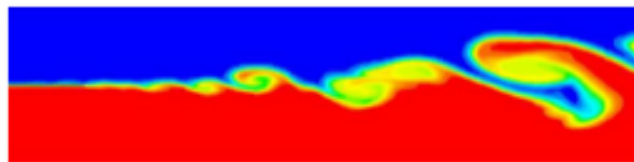


Figura 3.15: Contorno de flujo genérico para método DNS [40].

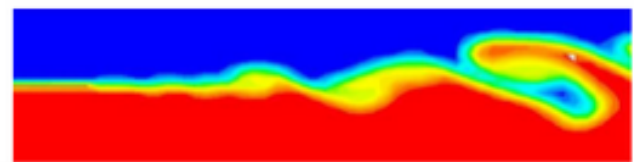


Figura 3.16: Contorno de flujo genérico para método LES [40].

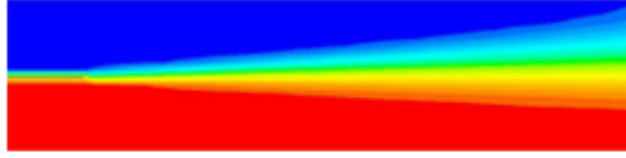


Figura 3.17: Contorno de flujo genérico para método RANS [40].

Para el método RANS, se descomponen las variables de solución en un término promedio y un término fluctuante, como se ve en la ecuación (3.16) [37], donde u_i es una componente de la velocidad del flujo, \bar{u}_i es la componente de velocidad promedio y u'_i es la componente de la velocidad fluctuante.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3.16)$$

Haciendo este cambio para las otras variables escalares y reemplazando para las ecuaciones de continuidad y conservación de momentum, junto con tomar un promedio de banda o temporal, se llega a las ecuaciones mostradas en la Figura 3.18, este set de ecuaciones se conoce como ecuaciones RANS (Reynolds averaged Navier-Stokes), donde la velocidad y otras variables representan cantidades promediadas, al igual que en la ecuación presentada en la Figura 3.19, es decir se omite la barra arriba de las variables promediadas [37].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u'_i u'_j})$$

Figura 3.18: Ecuaciones RANS en forma tensorial [37].

Para este set de ecuaciones, se tiene una nueva incógnita, que es el término de más a la derecha, llamado esfuerzo de Reynolds, para cerrar el set de ecuaciones, este término se modela. Una forma común de modelar estos esfuerzos de Reynolds es emplear la hipótesis de Boussinesq, la cual relaciona dicha cantidad con los gradientes de velocidad promedio, según la ecuación mostrada en la Figura 3.19 [37].

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}$$

Figura 3.19: Ecuación de hipótesis de Boussinesq, para determinar los esfuerzos de Reynolds [37].

Nótese que para la ecuación presentada en la Figura 3.19, se tiene una incógnita adicional μ_t , que corresponde a la viscosidad turbulenta, también llamada viscosidad cinética de torbellino; cuyo cálculo depende del modelo de turbulencia a utilizar. Una ventaja de utilizar esta aproximación es el relativamente bajo costo computacional asociado con el cálculo de la viscosidad turbulenta, con la desventaja de que se asume que la viscosidad turbulenta es una cantidad escalar isotrópica, lo cual no siempre se da [37].

A continuación, se presenta una breve descripción de algunos modelos de turbulencia comunes, no se profundiza mayormente en los criterios de selección de estos modelos para los distintos flujos de estudio, dicha justificación se presenta en el capítulo 4 de metodología.

Modelo Spalart-Allmaras

Modelo relativamente simple, el cual entra en la categoría de modelos de una ecuación, pues resuelve una sola ecuación de transporte para determinar la viscosidad turbulenta. Este modelo se desarrolló para aplicaciones aeroespaciales que implican flujos limitados por paredes, aunque ha ganado popularidad en aplicaciones de turbomáquinas; si bien en su forma original este se trataba de un modelo de bajo número de Reynolds, la incorporación de funciones de pared hace que este modelo sea una buena elección para simulaciones con mallas relativamente gruesas, además de que los gradientes cercanos a la pared para cantidades transportadas son menores que otros modelos, lo cual hace al modelo menos sensible a errores numéricos cuando se utilizan mallas sin capas cercanas a la pared. Una desventaja del modelo es que no es capaz de acomodarse rápidamente a cambios en la escala de longitud del flujo, por ejemplo, cuando se pasa a un flujo limitado por paredes a un flujo libre [37].

Modelo k- ϵ

El modelo de turbulencia k- ϵ es uno de los más utilizados, se le llama modelo de dos ecuaciones, pues presenta ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta “k” y para su tasa de disipación “ ϵ ”; de esta forma la velocidad turbulenta y las escalas de tamaño se pueden determinar de manera independiente, a diferencia de los modelos de una ecuación,

donde no es necesario calcular una escala de tamaño local para relacionarla con el esfuerzo cortante.

Este modelo tiene distintas variantes, con distintos grados de exactitud y validez para distintos regímenes y condiciones de flujo, siendo los tres más conocidos el modelo $k-\epsilon$ estándar, el modelo $k-\epsilon$ realizable y el modelo $k-\epsilon$ RNG. El modelo estándar fue el primero en ser presentado y se apoya en consideraciones fenomenológicas y empíricas; los dos siguientes modelos se plantean como mejoras al modelo estándar, siendo el modelo realizable capaz de predecir de mejor manera la propagación de chorros, junto con un mejor desempeño para flujos con rotación. Por último, el modelo RNG utiliza una técnica estadística llamada “grupo de renormalización” para derivar las ecuaciones de Navier-Stokes, lo que hace que este modelo sea capaz de modelar con mayor precisión una mayor cantidad de flujos comparado con el estándar, aunque este modelo requiere un tratamiento adecuado para la región cercana a la pared [37].

Modelo $k-\omega$

El modelo $k-\omega$ es también un modelo de dos ecuaciones, presentando ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta “ k ” y su tasa específica de disipación “ ω ”. El modelo $k-\omega$ estándar es un modelo empírico, aplicable a flujos limitados por paredes y a flujos libres.

Al igual que el modelo $k-\epsilon$, el modelo $k-\omega$ ha sido modificado a lo largo de los años para incluir mejoras en su formulación; tal es el caso del modelo $k-\omega$ -SST, el cual combina la robustez del modelo $k-\omega$ en regiones cercanas a la pared, junto con la independencia del modelo $k-\epsilon$ en flujos libres. De esta forma, el modelo $k-\omega$ estándar y el modelo $k-\epsilon$ transformado se suman entre sí y se multiplican por una función de mezcla, la cual activa el modelo $k-\omega$ estándar en regiones cercanas a la pared y activa el modelo $k-\epsilon$ en regiones alejadas de superficies; resultando en un modelo más preciso para más tipos de flujos [37].

Tratamiento en regiones cercanas a paredes

Otro aspecto a considerar es el tratamiento del modelo en regiones cercanas a las paredes, los flujos turbulentos se ven afectados significativamente por la presencia de paredes, tanto por condiciones de no deslizamiento, como por otros fenómenos como amortiguamiento viscoso. Luego, modelar correctamente el comportamiento del flujo cercano a la pared es esencial para mantener fidelidad de las soluciones numéricas, puesto que las paredes son la fuente principal de vorticidad y turbulencia promedio.

Ahora bien, para más detalle se tiene que esta región cercana a la pared se puede subdividir en tres zonas, primero, la zona más cercana a la pared es llamada subcapa viscosa,

en la cual el flujo es casi laminar y la viscosidad molecular juega un papel importante; en la zona más alejada de la pared llamada capa completamente turbulenta o capa logarítmica, los fenómenos de turbulencia cumplen un rol mayoritario; por último, entre estas dos capas se encuentra la zona de mezcla o capa de amortiguamiento, en la cual los efectos de viscosidad molecular y turbulencia son igual de importantes; esto se ilustra de mejor manera en la Figura 3.20 [37].

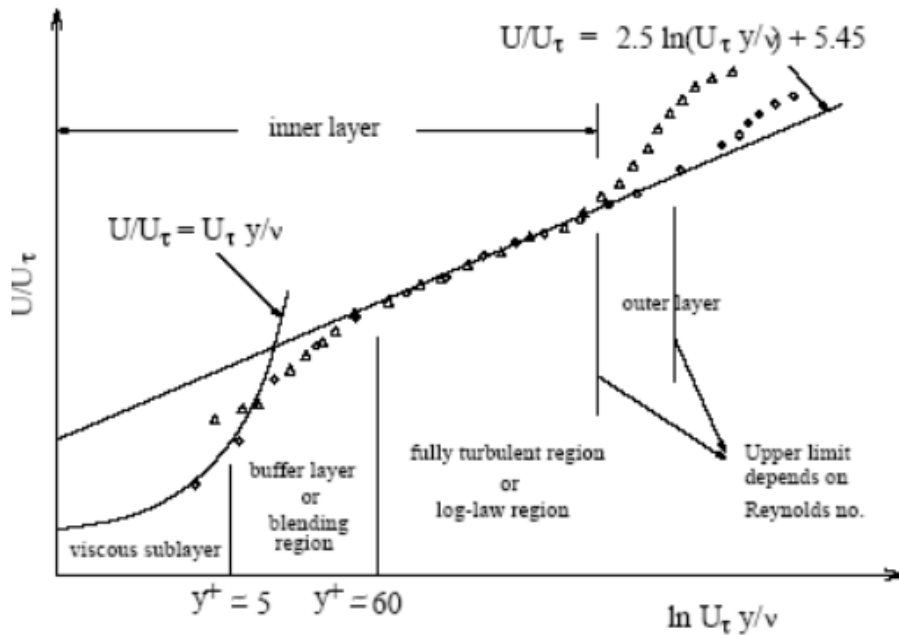


Figura 3.20: Subdivisiones de la región cercana a la pared [37].

Tradicionalmente se utilizan dos enfoques para modelar esta región, por un lado, las regiones interiores afectadas por viscosidad no se resuelven directamente, si no que se utilizan fórmulas semi empíricas llamadas “wall functions” o funciones de pared, las cuales sirven como puente entre las regiones más cercanas a la pared que son afectadas por la viscosidad y las regiones completamente turbulentas. Por otro lado, se pueden modificar los modelos de turbulencia para resolver directamente las regiones interiores por medio de la malla, hasta llegar a la pared, incluyendo la subcapa viscosa; naturalmente este método requiere una malla mucho más fina que cuando se usan funciones de pared. Cabe destacar que, si bien el uso de funciones de pared es popular debido al ahorro en recursos computacionales, este método deja de ser válido para situaciones donde los efectos de un bajo número de Reynolds son dominantes o las suposiciones para las funciones de pared dejan de ser válidas, por lo que se deben revisar cuidadosamente las condiciones en que se pueden aplicar estas fórmulas [37].

Por último, se tiene que la elección de tratamiento de pared guarda una fuerte relación con la malla disponible, el modelo de turbulencia y la precisión requerida para el problema (por ejemplo, si el problema requiere resolver la subcapa viscosa); luego, resulta útil medir la distancia entre la celda de la malla más cercana a la pared, dicha distancia en general se mide en unidades de pared adimensionales y^+ (las cuales se pueden ver en el gráfico de la Figura 3.20), definidas por la ecuación (3.17) [39].

$$y^+ = \frac{\rho \cdot u_t \cdot y}{\mu} \quad (3.17)$$

Donde y es la distancia hasta el centroide de la celda en cuestión, ρ es la densidad del fluido, μ la viscosidad y u_t la velocidad de fricción, definida por la ecuación (3.18), donde τ_w es el esfuerzo cortante local en la pared. Teniendo esta unidad de medida, se tienen recomendaciones para la generación de mallas, dependiendo de las condiciones del problema y el tratamiento de pared que se quiera utilizar. Se debe tener en cuenta que la cantidad y^+ y sus medidas derivadas dependen de la solución del problema, por lo que se suelen estimar en un principio, para luego modificar la malla en función de los resultados obtenidos, en un proceso iterativo [39].

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.18)$$

Capítulo 4

4 Simulación de flujo

Este capítulo se centra en exponer el desarrollo del trabajo necesario para realizar la simulación de flujo en la turbina axial diseñada, junto con las consideraciones, suposiciones y debidas justificaciones realizadas para abordar el problema y elegir los procedimientos adecuados.

El proceso de trabajo se divide en distintas secciones, primero se plantean las características principales de la turbina, con tal de obtener una geometría para esta. Teniendo el modelo de la turbina, se pasa al software de CFD, donde el primer paso es preparar la geometría para la simulación; luego se crea la malla computacional y posteriormente se establecen los parámetros adecuados para la simulación. Por último, una vez realizado el cálculo del problema, se procesan los resultados, para obtener imágenes relevantes del flujo, junto con las cantidades necesarias para construir las curvas características y gráficos pertinentes.

4.1 Diseño de turbina y geometría

Para diseñar la turbina, se hace uso del programa desarrollado en el trabajo de Labbé [17], el cual, como se mencionó anteriormente se basa en la teoría unidimensional de Euler, junto con modelos de correlaciones de variables para proyectar perfiles alares, a partir de los cuales se construyen los álabes del rodete y los álabes guía o álabes del estator. Cabe destacar que, la guía de diseño de Simpson y Williams [28], en la cual se basa el algoritmo utilizado para este programa, no recomienda el uso de álabes guía, pues tienden a causar pérdidas de energía en este tipo de turbinas.

Antes de entrar a diseñar la turbina, es necesario determinar ciertos datos de entrada requeridos por el programa de diseño, siendo estos el diámetro de la tubería, la altura bruta de trabajo y la velocidad de giro. A partir de estos datos, el programa calcula un caudal requerido para el funcionamiento de la turbina, junto con un diámetro para el rodete y una altura neta, como se ve en la Figura 4.1

La determinación de los parámetros de entrada se basa en el trabajo realizado por Durán [18], de diseño del banco de ensayo para probar las turbinas diseñadas con este programa. Dicho trabajo define un máximo de altura bruta de 3 metros, basándose en las dimensiones reducidas del sector donde se pretende instalar dicho banco de ensayos. Además,

en base a las elecciones de generador eléctrico y tamaño de tuberías, se optó por elegir una velocidad de giro de 800 [rpm] y una tubería con diámetro nominal de 200 [mm]; imágenes sobre este banco de ensayos se presentan en la sección 8.1 del anexo de este trabajo.

Teniendo los datos preliminares, se tiene la opción de modificar ciertos parámetros de diseño, como el número de álabes, la relación de largo entre el estator y rodete, entre otros. La Figura 4.1 y Figura 4.2 muestran los parámetros utilizados para la generación de la geometría utilizada en el presente trabajo. Teniendo estos datos, el programa es capaz de generar modelos CAD para el estator y rodete, en archivos correspondientes al software de diseño “Autodesk inventor”; la Figura 4.3 y Figura 4.4 muestran el estator obtenido, mientras que la Figura 4.5 y Figura 4.6 muestran el rodete generado, donde se indican los vectores de velocidad de entrada y salida según corresponda.

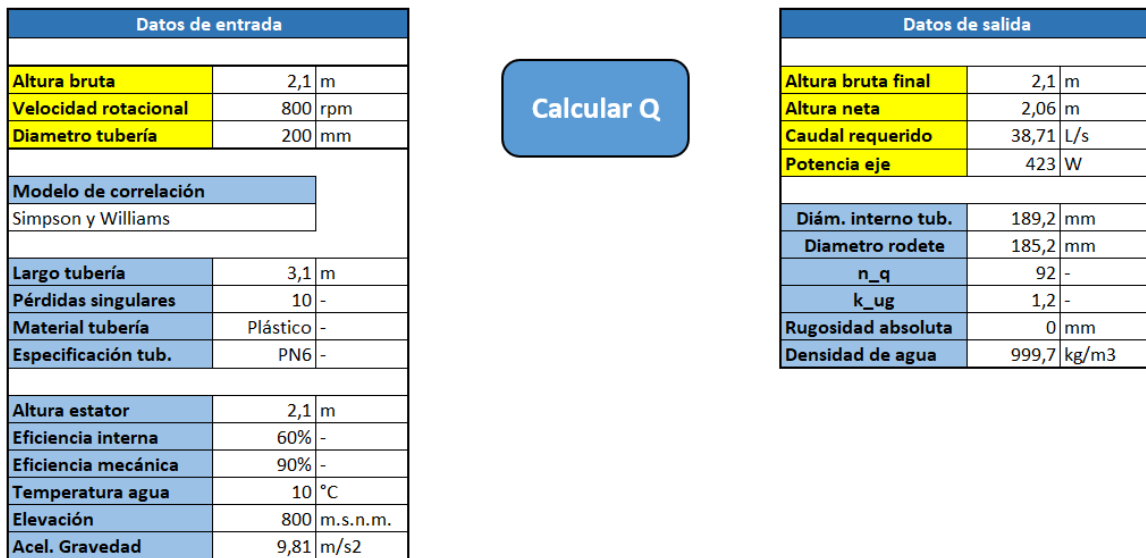


Figura 4.1: Interfaz de cálculo para programa de diseño [17], se resaltan en amarillo los datos principales de entrada y salida.

Relación de diámetros	0,50	<- Ingrese el ratio Dh/Dt			
Ángulo de ataque	0	<- Ingrese ángulo de ataque, en grados.			
Condición de salida rodete					
Swirl de salida	0	<- Ingrese el ángulo de Swirl, en grados			
Cantidad de álabes	4	<- Ingrese la cantidad de álabes			
Largo de álabe rotor					
Sección completa					
Largo álabe estator					
% chr al rodete	110	<- Ingrese % de largo axial del estator con respecto al del rodete			
Tipo de largo álabe rotor					
Independiente					
Tipo de largo álabe estator					
Homogéneo					
Condición de ingreso a estator					
Swirl de entrada	0	<- Indique el ángulo de swirl de entrada, en grados			
Cantidad de álabes estator	6	<- Ingrese cantidad de álabes			
Diámetro de cabeza rodete [mm]	R1	R2	R3	R4	R5
	3	3	3	3	3
Diámetro de centro rodete [mm]	R1	R2	R3	R4	R5
	6	6	6	6	6
Diámetro de cabeza estator [mm]	R1	R2	R3	R4	R5
	4	4	4	4	4
Diámetro de centro estator [mm]	R1	R2	R3	R4	R5
	4	4	4	4	4

Figura 4.2: Hoja de diseño de álabes, con los datos utilizados para la generación de la geometría.

Cabe destacar que en la Figura 4.1, para la tubería se tiene un valor de rugosidad absoluta de cero, debido a que, el programa de diseño establece este valor cuando se escogen tuberías de material plástico o de vidrio. Si bien en la realidad este valor no es cero, se tiene que ambos materiales mencionados suelen tener una rugosidad absoluta muy pequeña comparada con otros materiales, por lo que se aproxima a un valor de cero. Por otro lado, la Figura 4.2 muestra las opciones referentes a parámetros geométricos, en particular, los diámetros de cabeza y centro son una medida del grosor del perfil alar, a distintas distancias del eje del rodete o estator; correspondiendo “R1” a la base del álabe y “R5” a la punta de este, siendo “R2”, “R3” y “R4” radios intermedios, como se muestra en la Figura 4.3. De esta forma, el programa de diseño construye un perfil alar en dos dimensiones, utilizando los parámetros geométricos para cada radio especificado, para posteriormente proyectar dichos perfiles y obtener la forma tridimensional del álabe. Para más detalle sobre este proceso consultar fuente [17].

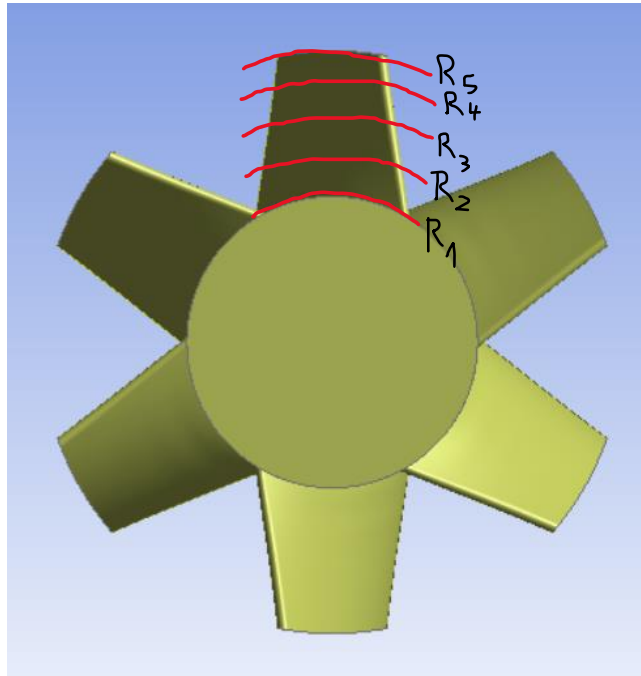


Figura 4.3: Estator obtenido por programa de diseño, vista frontal con bosquejos de radios para secciones de construcción de álabes.

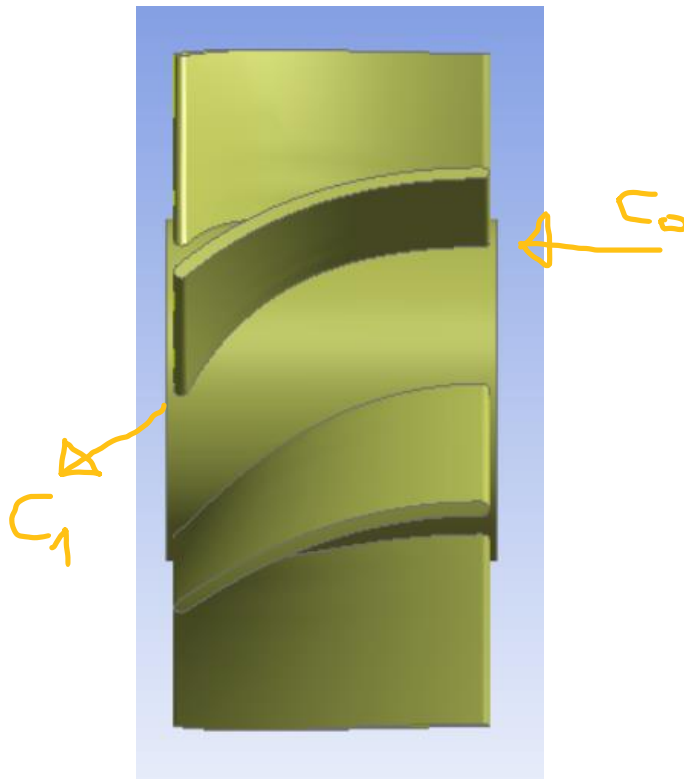


Figura 4.4: Estator obtenido por programa de diseño, vista lateral.

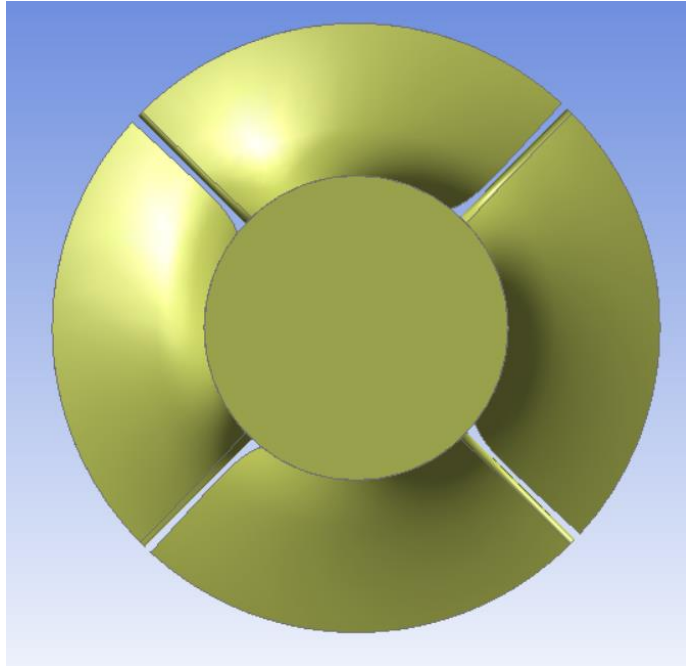


Figura 4.5: Rodete obtenido por programa de diseño, vista frontal.

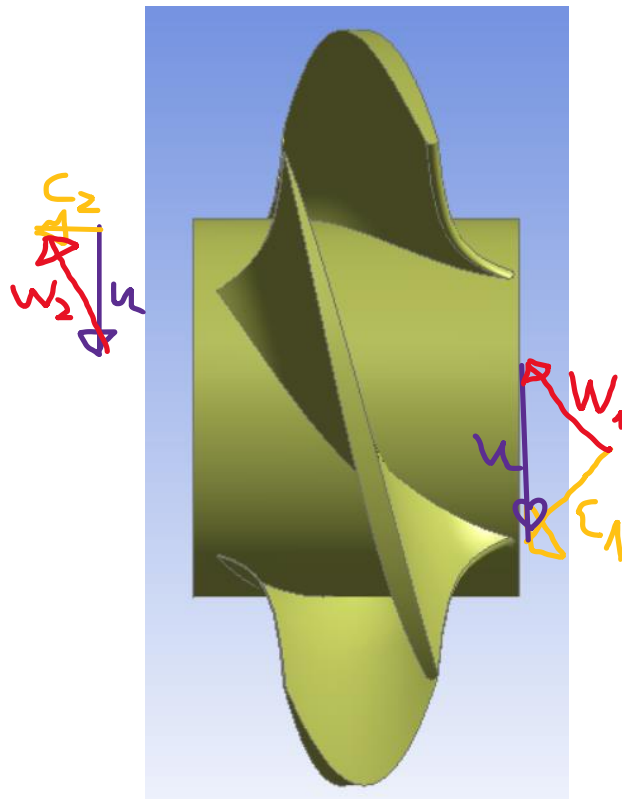


Figura 4.6: Rodete obtenido por programa de diseño, vista lateral.

Antes de continuar, se realiza una modificación al rodete obtenido (ver sección 8.1 del anexo) ya que, para el diseño de sus álabes se estableció un perfil aerodinámico que termina en punta; de experiencias anteriores se sabe que mallar este tipo de objetos que terminan en un borde de espesor cero puede resultar complicado. Por lo tanto, en el software de Inventor se realiza una operación de “fillet”, la cual redondea bordes en punta, quedando un álabe terminado en punta redonda de 0,2 [mm] de radio.

Ahora bien, el tener solo estos modelos no es suficiente para realizar la simulación, de hecho, el rodete y estator se encuentran en archivos distintos, por lo que es necesario realizar un trabajo previo para preparar el dominio computacional sobre el cual generar la malla. Para este apartado, junto con las etapas siguientes de mallado, solución y posprocesamiento, se decide utilizar el software de simulación de Ansys. Se elige esta herramienta en parte por su buena reputación y extendido uso en la industria, lo cual tiene la ventaja de que hay mayor acceso a recursos educacionales para aprender a usar esta herramienta en profundidad; sin embargo, las razones principales de la elección son debido a la familiaridad del alumno quien presenta el trabajo con el software de Ansys y el solver Fluent, junto con la disponibilidad de una licencia educativa gratuita.

Dicho esto, se empieza por definir el dominio del problema, para lo cual se utiliza el paquete CAD “Designmodeler”, el cual viene incluido con el software Ansys workbench. Primeramente, se exportan los archivos desde el software de inventor a formato “.stp”, que es un formato común para intercambio de archivos CAD. Luego, se importan ambos archivos (rodete y estator) a un módulo de geometría, en un principio ambos componentes se introducen en el origen geométrico, por lo que las figuras quedan superpuestas. Para arreglar esto, el rodete se deja en el origen y se toma como base, mientras que el estator se rota en base al eje “y” para obtener la orientación correcta y luego se traslada en el eje “z” para quedar unido al rodete; en esta operación se tuvieron en cuenta los largos axiales de ambas figuras, con tal de unir ambas partes de manera precisa y no tener una superposición o espacio vacío entre el rodete y el estator. El resultado se ve en la Figura 4.7, el sistema de coordenadas aquí mostrado es el mismo de aquí en adelante, donde la cruceta de ejes coordenados que se ve en la sección del rodete marca el origen geométrico de todo el dominio.

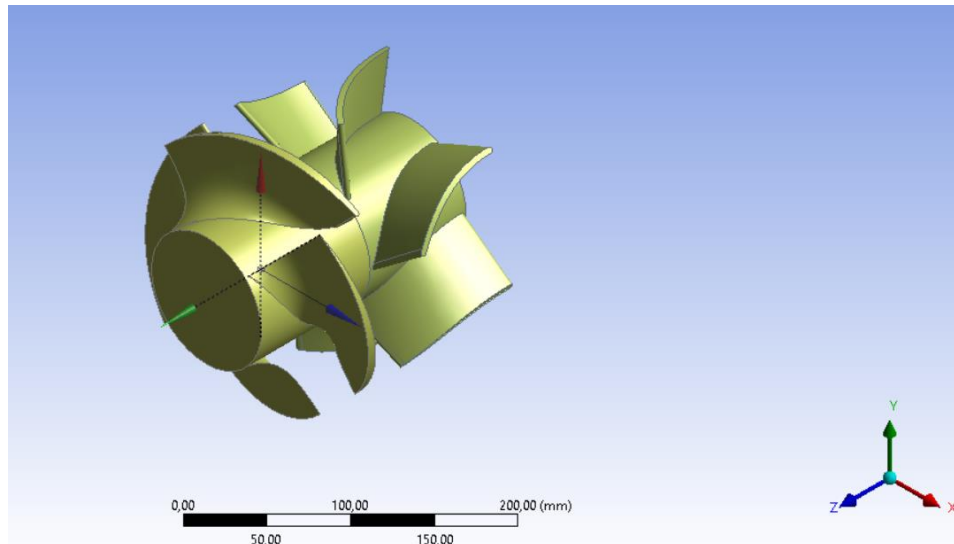


Figura 4.7: Vista isométrica de rodete y estator.

Luego, se crea un boceto usando como plano la superficie del eje del rodete que se ve en la Figura 4.7 (coordenada z positiva), dicho boceto consta del perímetro del eje del rodete, con el cual se crea una superficie de revolución que sirve como tapa para este. A continuación, se crea otro boceto en la superficie del eje del estator, dicho boceto consiste en un círculo concéntrico al estator y de 50 [mm] de diámetro, con el cual se extruye una sección de eje en la dirección z negativa, como muestra la Figura 4.8; este eje corresponde al eje de transmisión, con lo cual quedan definidos todos los sólidos del dominio. En la figura el fluido entra en la sección más alejada del eje de 50 [mm] de diámetro en dirección z positiva, hacia el estator y rodete, para luego fluir aguas abajo de estos.

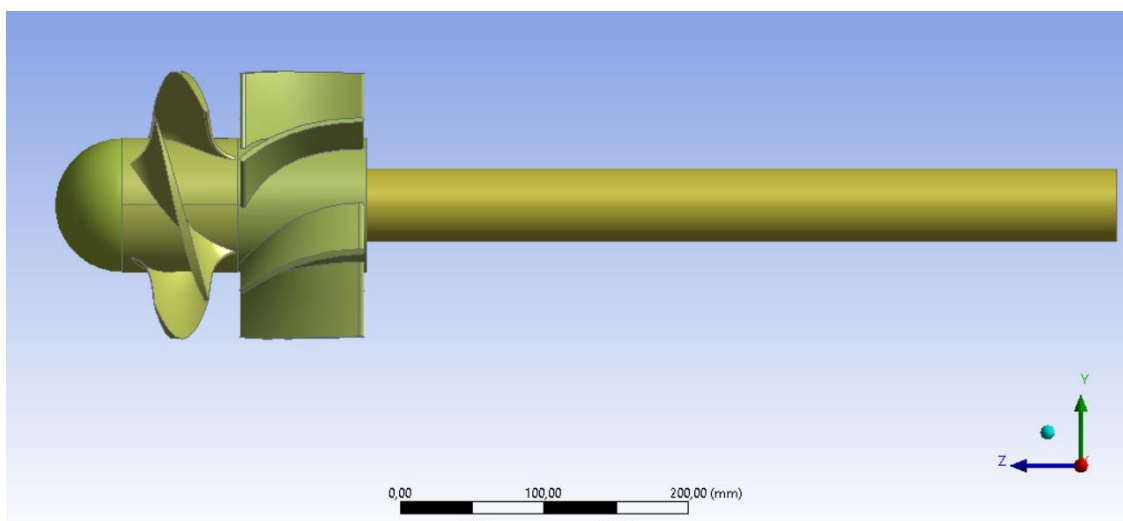


Figura 4.8: Conjunto de cuerpos sólidos, vista isométrica.

Posteriormente, se crea un boceto de un círculo concéntrico, cuyo diámetro corresponde al diámetro interior de la tubería, según los datos de la Figura 4.1, dicho círculo se extruye para crear un cilindro que cubra la extensión desde el inicio de la tubería hasta la sección donde empieza la tapa del rodete. Seguidamente se crea un boceto en el plano “yz”, se dibuja un trapecio el cual sirve como superficie de revolución para crear el tubo de aspiración. Cabe destacar que, si bien se siguen las dimensiones mostradas en los planos de diseño del banco de ensayos (ver anexo sección 8.1), el largo del tubo de aspiración propuesto es más pequeño de lo que recomienda el trabajo de Simpson y Williams [28], que sirve como guía de diseño para la turbina; por lo que se utiliza un tubo de aspiración de 750 [mm] de largo para el presente trabajo.

Ahora bien, el cilindro y cono truncado que sirven como regiones de fluido quedan superpuestos con la geometría sólida definida en la Figura 4.8, por lo que es necesario realizar una operación “booleana”, en la cual los cuerpos sólidos substraen su geometría del cuerpo de fluido, el cual queda con regiones vacías para representar adecuadamente el flujo.

Luego de esto, se corta la región de fluido en tres porciones distintas, una porción aguas arriba, la cual incluye el fluido que rodea al eje y al estator; una porción con el fluido que rodea al rodete y una porción de fluido aguas abajo. El límite entre estas dos últimas porciones se define a una distancia de 10 [mm] de la tapa del rodete, se deja este espacio por consideraciones de mallado, de lo contrario los elementos se pueden “aplastar” en esta interfaz. El dominio final se puede ver en la Figura 4.9, Figura 4.10 y Figura 4.11

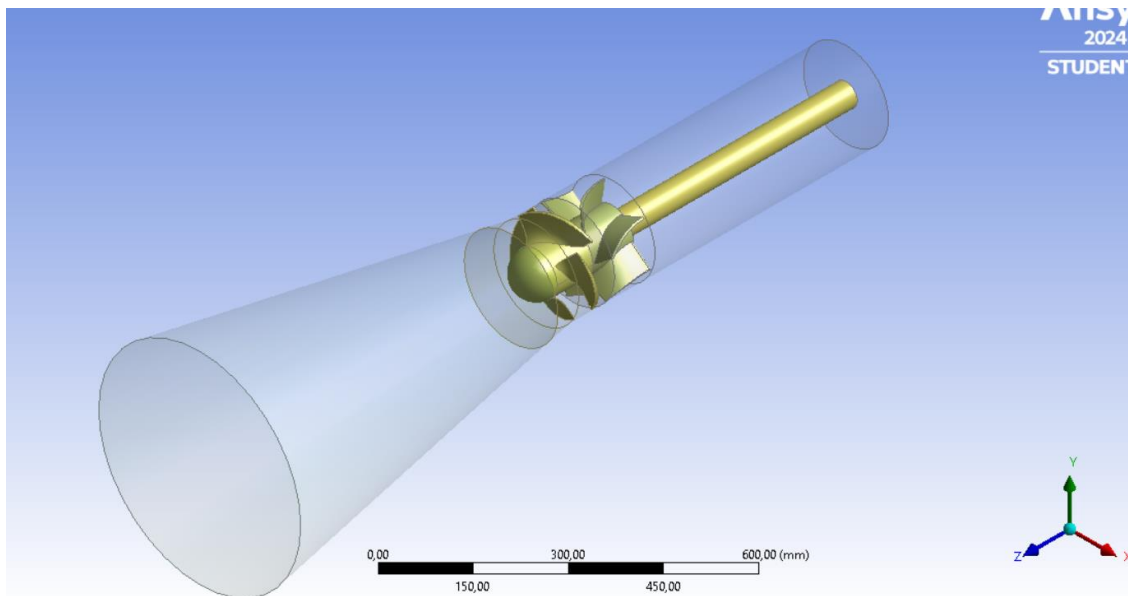


Figura 4.9: Geometría final, vista isométrica.

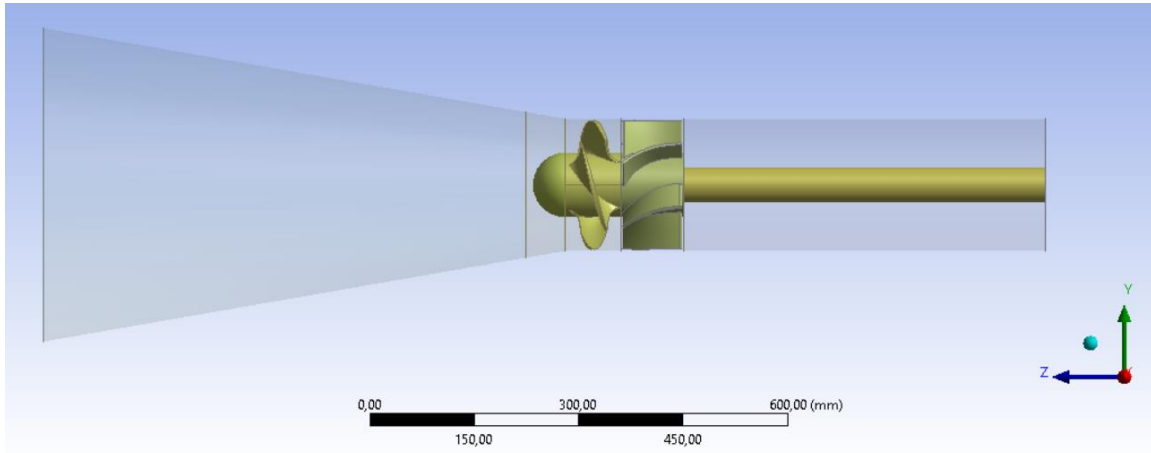


Figura 4.10: Geometría final, vista lateral.

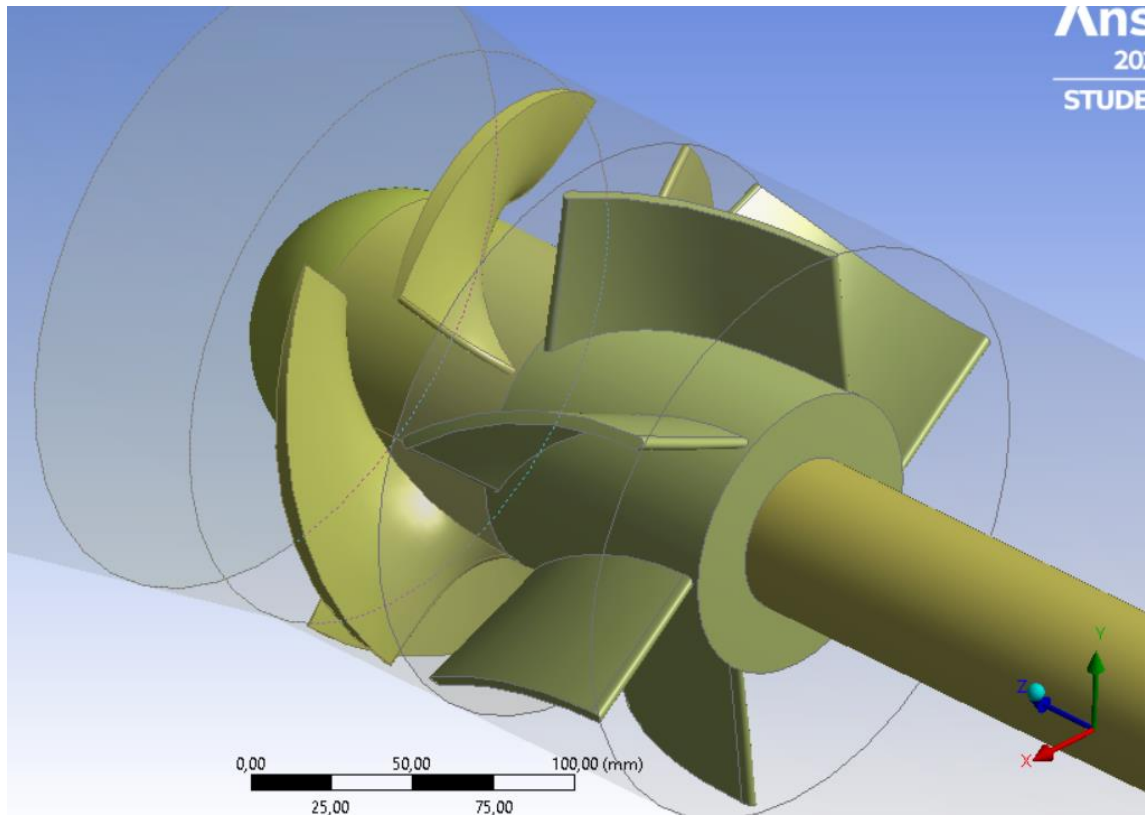


Figura 4.11: Geometría final, vista posterior de álabes de estator y rodete.

Por último, se añade un módulo de “compartir topología”, para asegurarse de que la malla a generar sea “conformal” o conforme, es decir que los nodos coincidan para los elementos entre distintas secciones; junto con “selecciones nombradas” para distintas superficies de interés, con tal de facilitar el proceso de mallado. La Tabla 4.1 muestra un resumen de las dimensiones generales del dominio generado.

Tabla 4.1: Dimensiones del dominio computacional.

<i>Sección</i>	<i>Dimensiones [mm]</i>
<i>Largo eje de entrada</i>	<i>520</i>
<i>Diámetro eje de entrada</i>	<i>50</i>
<i>Largo rodete</i>	<i>80</i>
<i>Diámetro rodete</i>	<i>185,2</i>
<i>Largo estator</i>	<i>90</i>
<i>Diámetro estator</i>	<i>185,2</i>
<i>Largo difusor</i>	<i>750</i>
<i>Diámetro difusor (exterior)</i>	<i>450</i>
<i>Diámetro interior de tubería</i>	<i>189,2</i>

4.2 Generación de malla

Para generar la malla computacional, se utiliza el software Fluent, con su módulo de mallado, se elige esta opción frente a otros módulos de mallado, debido a que cuenta con métodos de mallado más sofisticados, como la opción de mallas de poliedros o mallas “poly-hexcore”; otra consideración para elegir este software es la presencia de flujos de trabajo preestablecidos, los cuales pueden ayudar a estructurar de mejor manera y en consecuencia facilitar el proceso de creación de la malla. Luego, para generar la malla se utiliza el “watertight geometry workflow”, que permite mallar geometrías limpias y herméticas, como lo es el caso de la turbina aquí trabajada. A continuación, se describen las distintas etapas de este flujo de trabajo para generar una malla inicial, seguido del procedimiento para el estudio de independencia de malla.

4.2.1 Mallado inicial

Primero se debe importar la geometría a Fluent, después de esto se procede a añadir tamaños locales para la malla superficial, con esto se puede tener un control de la malla superficial en regiones específicas que pueden ser de interés. Si bien no se conoce a priori en que regiones de flujo se necesita una mayor resolución, se puede intuir que en las regiones de flujo libre, aguas arriba y abajo de las geometrías complicadas del rodete y el estator, se tendrá una menor variación en las propiedades del flujo; mientras que cerca de las paredes, sobre todo en las regiones del estator y rodete (en este último el flujo sufre una rotación), se tendrán mayores gradientes de las propiedades del flujo, por lo que se genera una malla más fina en estas regiones.

Dicho esto, se añaden tamaños locales en la superficie del rodete, del estator y en las puntas de los álabes para el rodete y estator, debido al reducido espacio que existe entre dichas puntas y la pared de la tubería.

Hecho esto, se procede a generar la malla superficial, esto es, una malla que contiene elementos solamente en las superficies definidas del dominio, pero no en todo su volumen. Antes de proseguir con las siguientes etapas, se introduce una tarea para mejorar la malla superficial, con la cual Fluent automáticamente trata de modificar los elementos de la malla con la peor calidad según alguna métrica elegida, en este caso, se eligió un valor máximo de 0,85 skewness, tal que todas las celdas con un valor mayor se modificarán para mejorar su calidad.

La malla superficial se muestra en la Figura 4.12 y Figura 4.13, mientras que la Tabla 4.2 muestra un resumen de las opciones escogidas para la generación de esta.

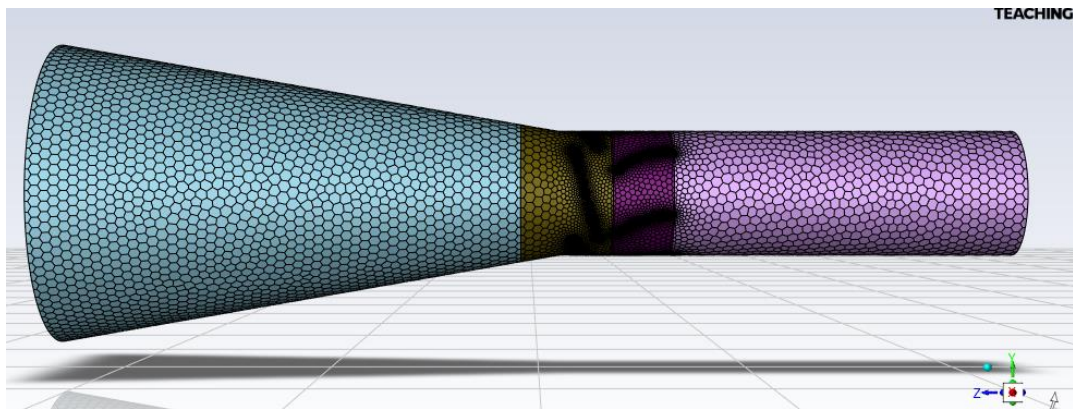


Figura 4.12: Malla superficial, vista lateral.

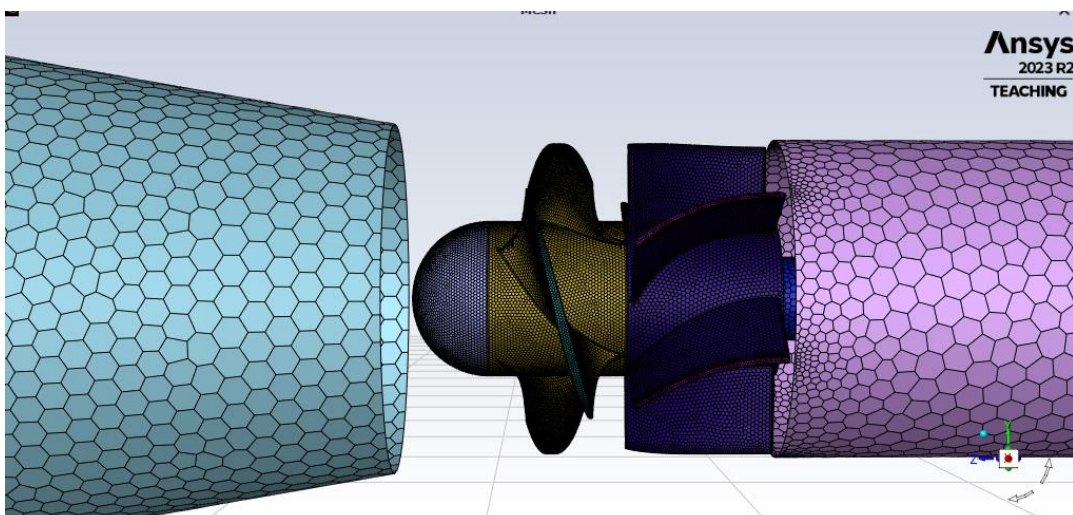


Figura 4.13: Malla superficial, vista lateral de sólidos interiores.

Tabla 4.2: Resumen parámetros generales para malla superficial.

Nombre de tarea	Tamaño de elemento [mm]	Superficies objetivo	Otros
<i>Facesize_1</i>	2,0	<i>Rodete</i>	-
<i>Facesize_2</i>	2,5	<i>Estator</i>	-
<i>Proximity_1</i>	Rango: 0,2 – 1,5	<i>Puntas álabe rotor</i>	3 celdas por hueco
<i>Surface_mesh</i>	Rango: 5,0 – 15,0	<i>Todas las superficies</i>	Ángulo de curvatura de 12°

En la tabla anterior, los nombres de las tareas indican que tipo de función de tamaño se utilizó para los tamaños locales, mientras que la última fila se refiere a la opción general de la malla superficial, la cual controla el resto de regiones que no poseen tamaños locales. Para todos las tareas se especificó la tasa de crecimiento por defecto de 1,2. La tasa de crecimiento influye en que tan rápido crecen los elementos de la malla al alejarse del objeto en que se aplica la opción, tal que una menor tasa de crecimiento lleva a un mayor número de elementos, con una transición más gradual entre los distintos tamaños de elementos. Las opciones de tamaños locales tienen distintas configuraciones, a continuación, se provee una breve descripción de las opciones aquí utilizadas [40], [44].

- **Facesize:** Provee un tamaño objetivo para los elementos de la malla en la superficie especificada.
- **Proximity:** Especifica un tamaño mínimo y máximo para los elementos de la malla, junto con el número mínimo de celdas en los huecos o espacios. Dichos espacios se definen como el área entre dos bordes de una cara, o el espacio volumétrico entre dos caras.
- **Curvatura:** Establece el ángulo normal de curvatura, el cual controla el ángulo máximo que puede abarcar un elemento a lo largo de una curva. Por ejemplo, para un arco de 180° y un ángulo normal de 10°, el arco se dividirá en aproximadamente 18 elementos.

Habiendo generado la malla superficial, se pasa a describir la geometría, en este paso se indica que la geometría de trabajo consiste en regiones de fluidos y sólidos/espacios nulos. El siguiente paso implica especificar los tipos de condiciones de borde de la geometría, donde se aplica un “inlet” o entrada de velocidad a la entrada del flujo y “outlet” o salida de presión a la salida del flujo, mientras que el resto de las superficies se especifican como paredes. No se hace mayor detención en este apartado, pues estas condiciones de borde se especifican más en detalle en el solver de Fluent.

Luego, se especifican como regiones de fluido los 3 volúmenes descritos en el apartado de preparación de geometría; mientras que el resto de los volúmenes sólidos se

especifican como “dead” o regiones vacías, cuyos volúmenes no se mallan y no se transfieren al solver de Fluent [44]. Esto es ideal para la simulación de este trabajo, pues escapa de su alcance el simular los sólidos involucrados en el problema; aun así, con la simulación del flujo se pueden obtener campos de presiones o esfuerzos en las superficies de estos sólidos.

Posteriormente, se añaden las capas prismáticas a la malla, es decir, las zonas adyacentes a los límites del dominio, donde los elementos son considerablemente más pequeños. Para esto se utilizó el método de “smooth transition”, que permite especificar la razón entre la altura del último elemento de la capa prismática y el primer elemento de la malla libre o fuera de la capa prismática, con tal de lograr una transición suave entre las dos regiones de la malla [44]. Para este caso, se especificaron 10 capas, una razón de transición por defecto de 0,272 y una tasa de crecimiento de 1,2. Estas capas se hicieron crecer en todas las paredes del dominio.

En general se recomienda que la malla tenga como mínimo 10 a 20 elementos a lo largo de la capa límite. Mientras que, para elementos adyacentes a la pared, en general se recomienda evitar generar elementos que caigan en la capa de amortiguamiento, vista en la Figura 3.20, con valores de y^+ entre 5 y 30. Es decir, la malla debe ser lo suficientemente gruesa para utilizar funciones de pared, con valores típicos $30 < y^+ < 300$ (aunque para altos números de Reynolds el límite superior puede aumentar); o bien ser lo suficientemente fina para resolver con la malla la subcapa viscosa, para valores de $y^+ = 1\sim 5$ [39], [40].

Si bien, la idea la capa prismática es que contenga en su totalidad a la región de la capa límite, para generar esta malla inicial no se consideran aspectos de altura total de la capa y restricciones sobre un valor de y^+ , más que nada se trata de generar una malla con elementos de buena calidad en todas las regiones del dominio, misma razón por la que se elige el método de “smooth transition”, para mallar las geometrías complejas del problema.

El último paso de este flujo de trabajo es generar la malla volumétrica, cuyas opciones de tamaño para las distintas regiones se presentan en la Tabla 4.3; esta malla se generó con elementos tipo poliedros, este tipo de malla se genera a partir de una malla inicial compuesta por tetraedros, los cuales se combinan y modifican para formar las celdas tipo poliedro. Debido a esto, las mallas de poliedros por lo general presentan un menor número de celdas que sus contrapartes de tetraedros, manteniendo la ventaja de poder mallar fácilmente geometrías con forma compleja, razón por la cual se elige este método de mallado [37], [39].

Tabla 4.3: Resumen de parámetros generales de malla volumétrica.

Región de fluido	Máximo largo de celda permitido [mm]	Tasa de crecimiento
Fluido aguas arriba	15	1,2
Fluido rodete	10	1,2
Fluido aguas abajo	13	1,2

Nuevamente se consideran elementos más pequeños en la región de interés del rodete, además se especifica un tamaño menor aguas abajo que aguas arriba, debido a la posible presencia de torbellinos en el fluido al salir de la sección del rodete.

Al igual que con la malla superficial, se añade una tarea para mejorar la malla volumétrica, esta vez con el objetivo de modificar cualquier celda con una calidad ortogonal menor a 0,15; esto concuerda con la documentación de Fluent, donde se recomienda un valor mínimo de calidad ortogonal mayor a 0,1 [40].

En la Tabla 4.4 se muestra el total de elementos por sección, resaltando en amarillo el número de celdas total, junto con algunas métricas de calidad (valor más deficiente) para la malla terminada, la cual se puede observar en la Figura 4.14

Tabla 4.4: Número de celdas y métricas de calidad de malla.

Métrica	Valor
Número de celdas aguas arriba	426.732
Número de celdas sección rodete	476.576
Número de celdas aguas abajo	70.651
Número de celdas total	973.959
Relación de aspecto	134,93
Skewness	0,85
Calidad ortogonal	0,15

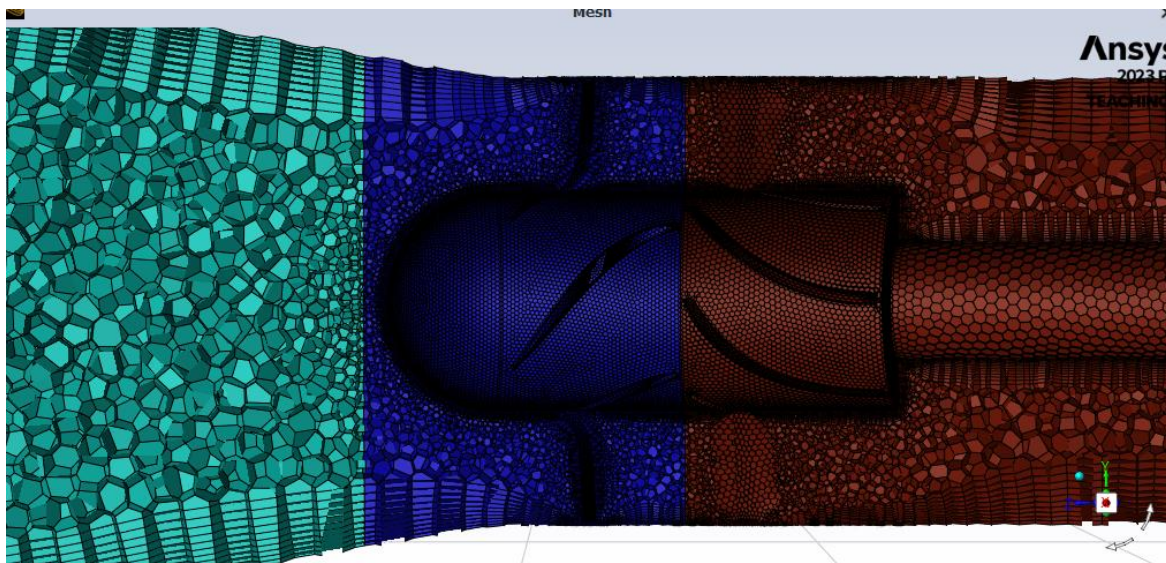


Figura 4.14: Malla inicial, corte transversal.

4.2.2 Estudio de independencia de malla

Ahora bien, como se vio en la sección 2.2, cuando se realiza un estudio de CFD es común realizar un estudio de convergencia o independencia de malla, con tal de minimizar el error e incertidumbres asociadas a la malla utilizada [45].

No existe un consenso general sobre como realizar un estudio de convergencia, aunque comúnmente se recomienda generar por lo menos tres mallas de distintos tamaños, una malla gruesa, una malla media con más elementos que la anterior y una malla fina con aun más elementos. De esta forma, se monitorean los valores para variables de interés en las distintas mallas y se comparan, con tal de verificar que tanto cambian dichas variables por la influencia de la malla computacional, eligiéndose la que proporcione una precisión aceptable según los requerimientos del caso.

El artículo de Teschner [45], provee recomendaciones generales, así como aspectos a evitar al realizar un estudio de convergencia de malla, entre ellos, refinar muy poco la malla; por ejemplo, si se tiene una malla gruesa de 100.000 elementos y una malla media de 100.001 elementos, las variables de interés probablemente apenas cambien entre estas dos mallas, lo que puede llevar a la conclusión errónea de que se tiene una malla sin incertidumbre. Además, este mismo artículo muestra un ejemplo de estudio de convergencia en el cual, para cada malla se varía un parámetro distinto, como los tamaños de celda en superficies específicas, tamaño de celdas volumétricas, cantidad de capas prismáticas, etc.

Teniendo esto en cuenta, se crean cuatro mallas distintas incluyendo la malla gruesa presentada en la sección anterior, donde se reducen las dimensiones de las celdas a la mitad para los controles de tamaño mostrados anteriormente; hay que tener en cuenta que, al tratarse de mallas no estructuradas, el reducir los tamaños a la mitad no necesariamente aumenta al doble de elementos totales, por lo que también se anota la relación de aumento de celdas entre las distintas mallas. Por último, para cada malla se calculan el torque en el rodete, la potencia hidráulica y eficiencia interna, siempre para una misma condición de flujo, la cual está dada por los parámetros entregados en el programa de diseño, vistos en la Figura 4.1; la obtención de estas variables, junto con las distintas opciones utilizadas en cada malla se detalla en la siguiente sección.

Tabla 4.5: Características principales para cada malla probada.

Número de malla	1	2	3	4
Número total de celdas	973.959	3.245.882	4.180.368	7.887.963
Número de celdas respecto de malla anterior	-	3,3	1,3	1,9
Facesize 1 [mm]	2,00	1,00	1,00	1,00
Facesize 2 [mm]	2,50	1,25	1,25	1,25
Surface mesh rango de tamaños [mm]	5,00-15,00	2,50-7,50	2,50-7,50	1,25-3,75
Smooth transition 1 tasa de crecimiento	1,1	1,1	1,2	1,2
Aspect ratio 1 primera relación de aspecto	-	-	50	40
Largo máximo sección aguas arriba [mm]	15,00	7,50	7,50	3,75
Largo máximo sección rodete [mm]	10,00	5,00	5,00	2,50
Largo máximo sección aguas abajo [mm]	13,00	6,50	6,50	3,25

La Tabla 4.5 muestra las características principales de las cuatro mallas probadas, se destaca la opción “Aspect_ratio_1”, que corresponde a un control de capas prismáticas, esta opción permite especificar la relación de aspecto de la primera celda de la capa prismática, es decir la celda adyacente a la pared, lo que junto con la tasa de crecimiento y número de capas da un mayor control al crear las capas prismáticas[44]. Dicha opción se añade en las paredes de la tubería del fluido, a partir de la malla 3, para disminuir los valores obtenidos de y^+ en las mallas 1 y 2. Las opciones de largo máximo especifican el máximo largo permitido para el lado de una celda, tal como se ve en la Tabla 4.3. Por otro lado, a la malla 3 se le añade un control de proximidad en la superficie de los álabes del rodete, utilizando un rango de tamaños entre 0,1 y 1 [mm] para las celdas y un ángulo de curvatura de 10° , esto con tal de captar de mejor forma la geometría de los álabes del rodete, sobre todo el “trailing edge” o borde de cola, el cual al ser tan pequeño, provocaba que los elementos relativamente gruesos de la malla 2 deformaran la geometría.

La Tabla 4.6 muestra los valores para las variables de interés, si bien se monitorea el valor de eficiencia interna, por ser una variable de interés, no se incluye en el siguiente análisis, pues se calcula a partir de las otras dos variables presentadas. Nótese que las diferencias entre mallas 3 y 4 son mínimas; mientras que el tiempo de simulación fue de aproximadamente un día para la malla 3, y de dos a tres días para la malla 4. En base a esto se escoge la malla 3 para realizar el resto de simulaciones. La Figura 4.15 muestra un gráfico con las dos variables de interés presentadas, con valores normalizados al dato de la malla 3, para visualizar el cambio que sufren dichas variables con cada malla.

Tabla 4.6: Parámetros de validación de mallado.

Número de malla	1	2	3	4
Número de celdas	973.959	3.245.882	4.180.368	7.887.963
Torque [N-m]	-0,910	-1,160	-1,239	-1,236
Potencia hidráulica [W]	727	762	765	764

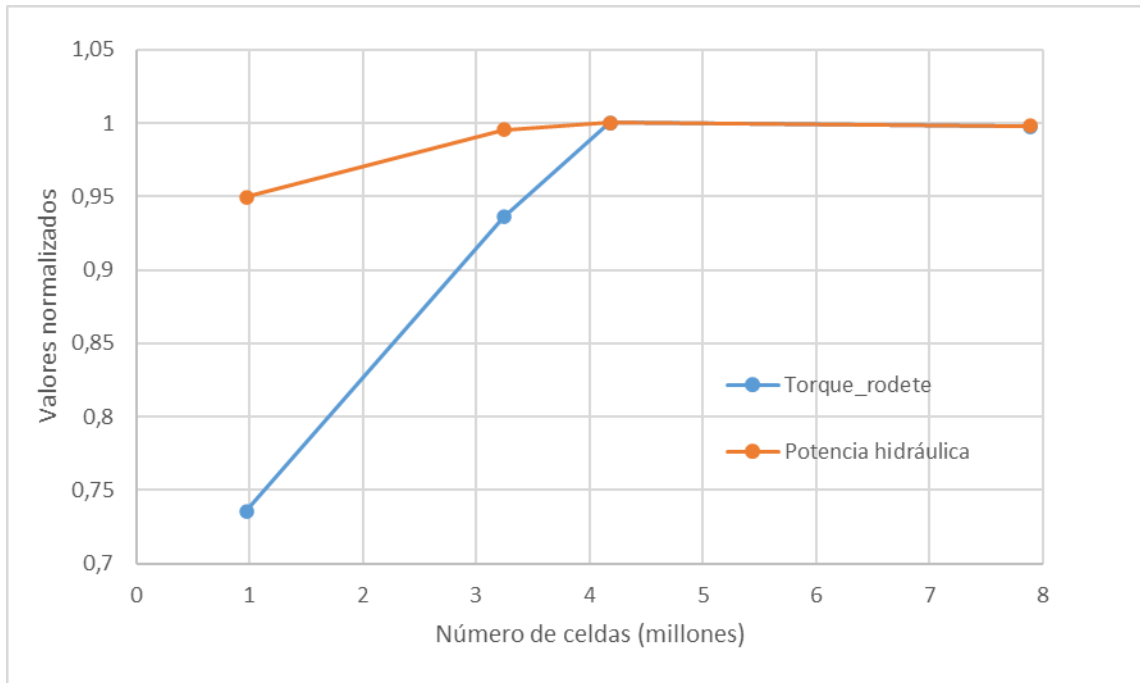


Figura 4.15: Gráfico de valores normalizados vs número de celdas.

4.3 Configuración de simulación

Una vez generada la malla computacional, se pasa al solver de Fluent, donde se establecen todas las opciones relevantes para la simulación del flujo en la turbina. De manera similar a la sección anterior, se describen los distintos pasos y configuraciones para realizar la simulación. En la sección 4.3.1 se detalla el procedimiento utilizado para la simulación del caso base, correspondiente al punto de diseño de la turbina. Posteriormente se realizan simulaciones para otros puntos de operación, donde se cambian algunas configuraciones, lo cual se detalla en la sección 4.3.2

4.3.1 Simulación de caso base

Primeramente, en el apartado de configuraciones generales, se selecciona el solver basado en presión, formulación de velocidad absoluta, simulación estacionaria e inclusión de efectos de gravedad, especificando una aceleración de $9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ en la dirección z positiva, según el sistema de coordenadas visto anteriormente, (Figura 4.9); la gravedad se especifica de esta manera debido a la disposición de la turbina en el eventual banco de ensayos (ver anexo sección 8.1).

Se puede elegir entre una formulación de velocidad relativa o absoluta, lo cual cambia la formulación de las ecuaciones de movimiento para marcos de referencia rotatorios; se recomienda utilizar la formulación de velocidad absoluta, cuando la mayoría del dominio no se está moviendo; aunque en casos cuando no se tiene una clara mayoría entre las porciones en movimiento y estacionarias del dominio, se puede utilizar cualquiera de las formulaciones [37], [44].

Luego, se pasa al apartado de modelos, que hacen referencia a los fenómenos físicos que se simulan, para este caso se escoge el modelo $k-\varepsilon$ en el apartado de modelos viscosos. Para todo flujo, FLUENT resuelve las ecuaciones de continuidad y conservación de momentum; a flujos que involucren transferencia de energía o compresibilidad, se agrega una ecuación de energía; a flujos turbulentos se agregan ecuaciones de transporte; mientras que para otros casos de flujo se pueden agregar distintas ecuaciones adicionales [37]. Como se mencionó anteriormente, una turbina hidráulica utiliza agua como fluido de trabajo, el cual generalmente se considera incompresible, por lo que no se tendrán en cuenta modelos de energía u otros a la hora de resolver el flujo en la turbina.

En general se recomienda para casos estándar utilizar el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ realizable o $k-\omega$ SST, con preferencia por este último cuando se requiere mayor precisión, por ejemplo, respecto a las fuerzas o transferencia de calor en las paredes. Así mismo para casos donde se requiere mayor precisión (por ejemplo, para evaluar el desempeño de álabes en una turbomáquina), se recomienda resolver la subcapa laminar; lo que en Fluent requiere hacer uso de la opción de “Enhanced Wall treatment” [40].

En base a esto y al estudio presentado por Jost [29], se utiliza el modelo $k-\omega$ SST, con opciones de corrección de curvatura y limitador Kato-Launder, mientras que, para el tratamiento de pared, se utiliza la opción “tabulated”, la cual suele ser más precisa cuando se tienen mallas relativamente gruesas, con valores de y^+ mayores a 5 [44].

Este modelo de turbulencia se utiliza en todas las mallas en el estudio de convergencia, con la excepción de la malla 1, la cual es muy gruesa para aplicar dicho modelo, por lo que no se alcanza la convergencia. Por lo tanto, para la malla 1 se utiliza el modelo $k-\varepsilon$ realizable, debido a su robustez y facilidad de convergencia; junto con funciones de pared escalables, debido a la malla relativamente gruesa.

Posteriormente, se define el material a utilizar en la simulación, para esto se utiliza el material “agua líquida” de la base de datos de Fluent y se dejan los valores por defecto para sus propiedades.

Luego, se pasa al apartado “Cell zone conditions” o condiciones de zonas de celdas, donde se definen las condiciones para las 3 regiones de fluido descritas en el apartado anterior. Para las zonas aguas arriba y aguas abajo, solamente se cambia el material de fluido y se especifica agua líquida, dejando el resto de las opciones por defecto. Por otro lado, para

la zona de fluido en el rodete, se especifica una rotación del volumen de fluido, mediante la opción de “frame motion” o marco de referencia en movimiento, como se ve en la Figura 4.16

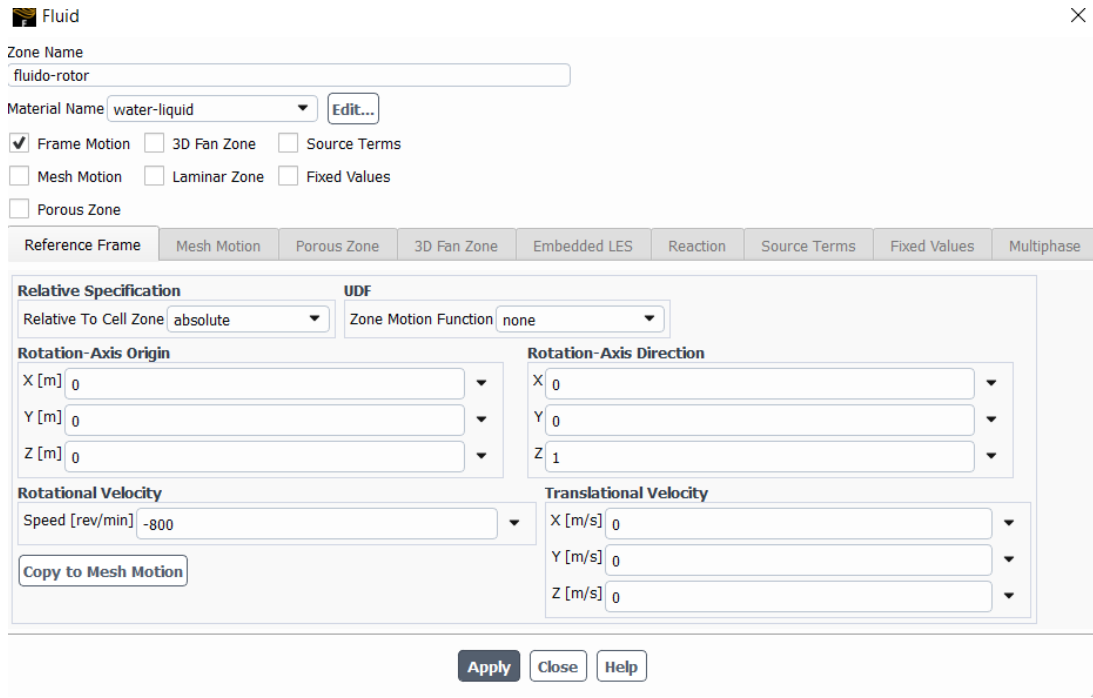


Figura 4.16: Opciones para zona de fluido del rodete.

Cuando se tienen partes o regiones con movimiento relativo entre sí, como lo es el caso de la presente simulación, se debe dividir el dominio en múltiples regiones, tal como se hizo en el apartado anterior, con la zona de fluido del rodete separada de las otras zonas estacionarias. Para resolver estos problemas se puede usar el modelo de marcos de referencia múltiples, o el modelo de malla deslizante; este último está reservado para simulaciones transientes, por lo que no se tiene en cuenta para este caso. El modelo de marcos de referencia múltiples es una aproximación de estado estacionario, donde el flujo de las zonas en movimiento se resuelve usando las ecuaciones de flujo para un marco de referencia en movimiento; aunque la malla y el dominio permanecen fijas en el cálculo. Esto es análogo a congelar el rodete en movimiento y observar las propiedades instantáneas del flujo, por lo que a este método también se le conoce como “Frozen rotor”. Si bien son los álabes del rodete los que giran, más que todo el fluido en sí, para este tipo de problemas se recomienda especificar la velocidad de rotación correspondiente en la zona del fluido y, para las paredes adyacentes (superficies de los álabes), especificar una velocidad relativa de 0, indicando que gira “solidariamente” con la zona de fluido [39], [44].

Respecto al eje de rotación, como se ve en la Figura 4.16, el punto de origen y la dirección definen un eje coincidente con el eje z; además, como el sistema coordenado de

Fluent sigue la regla de la mano derecha, por lo que, al especificar la velocidad de rotación, se debe ingresar una cantidad negativa para tener el sentido de giro apropiado. De igual forma, al obtener los resultados, los valores obtenidos para torque en dirección z serán negativos [44].

Cabe destacar que el tratamiento de las zonas de fluido y superficies del rodete no se aplicó para el eje de menor diámetro que sobresale aguas arriba (Figura 4.9), aunque según la información y planos presentados por Durán [18], esta sección no es una cubierta de eje y debería girar junto con el rodete. Para simplificar la simulación, no se tiene en cuenta este aspecto, aunque para obtener resultados más exactos se debería considerar.

Hecho esto, se pasa a especificar las condiciones de borde, en este apartado, se definen todas las paredes como paredes estacionarias con condición de no deslizamiento, excepto en el caso del rodete y su tapa, los cuales, como se mencionó anteriormente, se definen como paredes móviles con velocidad relativa (a la zona de fluido rotatoria) cero. Las condiciones de rugosidad se dejan con sus valores predeterminados para todas las paredes presentes.

Para la entrada y salida del flujo (inlet y outlet), además de especificar la velocidad y presión respectivamente, se deben especificar ciertos parámetros de turbulencia; en general Fluent requiere dos de estos parámetros y ofrece distintas opciones para especificarlos. A continuación se describen brevemente algunos parámetros importantes [44].

Intensidad turbulenta: Se define como la razón entre el valor RMS de las fluctuaciones y la velocidad promedio del flujo. La ecuación (4.1) estima la intensidad turbulenta para flujos completamente desarrollados en ductos, donde Re_{DH} es el número de Reynolds en base al diámetro hidráulico. En general, valores normales de intensidad turbulenta varían entre 1% y 5% [40].

$$I = 0,16 \cdot (Re_{DH})^{-\frac{1}{8}} \quad (4.1)$$

Escala de longitud turbulenta: Es una cantidad física relacionada con el tamaño de los torbellinos que contienen la energía en los flujos turbulentos. La ecuación (4.2) define una aproximación para esta cantidad en flujos completamente desarrollados en ductos.

$$l = \frac{0,07 \cdot L}{C_\mu^{3/4}} \quad (4.2)$$

Donde L es la dimensión relevante del ducto y C_μ es una constante empírica relacionada con la elección de modelo de turbulencia. Se tienen distintas recomendaciones

para especificar este parámetro, por ejemplo, para flujos internos completamente desarrollados, se recomienda especificar la intensidad turbulenta y el diámetro hidráulico; mientras que, para flujos aguas debajo de estructuras como pueden ser álabes, se recomienda especificar la escala de longitud y el largo característico de la apertura de flujo para el parámetro L.

Razón de viscosidad turbulenta: Se define como la razón entre la viscosidad turbulenta y la viscosidad dinámica, como indica la ecuación (4.3). En general, para esta cantidad se tienen valores entre 1 y 10 para flujos externos y valores entre 10 y 100 para flujos internos. [40].

$$\text{Razón de viscosidad turbulenta} = \frac{\mu_t}{\mu} \quad (4.3)$$

Dicho esto, en la simulación realizada se especifican intensidad turbulenta y diámetro hidráulico, para esto, a partir del caudal nominal mostrado en la Figura 4.1 y el área de entrada se deriva una velocidad de ingreso al dominio; luego, en el inlet se especifica una velocidad en dirección axial y con magnitud constante de 1,5 [m/s], con una intensidad turbulenta de 3,5%.

Por otro lado, para el outlet de presión, se especifica una presión estática igual a cero; debido a que esta es una presión manométrica y se asume que la salida de la tubería está a presión atmosférica, igual a 101.325 [Pa]; se aplica el mismo procedimiento que en el inlet para obtener una intensidad turbulenta de 3,8%, aunque estas condiciones de flujo turbulentas solo se utilizan cuando existe flujo reverso en el outlet, es decir un flujo que vuelve a entrar al dominio luego de salir por el outlet. Para más detalle sobre las condiciones de borde utilizadas en cada punto de operación consultar anexo.

El siguiente paso es definir los métodos de solución, lo cual engloba algoritmos de acoplamiento presión-velocidad, discretización espacial, entre otros. La Figura 4.17 muestra un resumen de las opciones seleccionadas para este apartado.

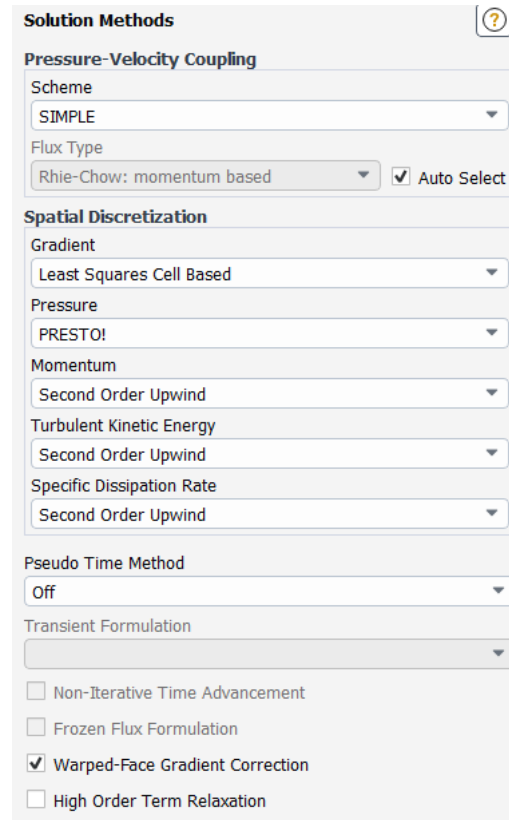


Figura 4.17: Cuadro de métodos de solución.

Se tiene que, para la mayoría de aplicaciones de flujo incompresible, el algoritmo SIMPLE es adecuado, mientras que el algoritmo “acoplado” se usa en general para aplicaciones de flujo compresible; aunque también es preferido para flujos incompresibles que presenten alta flotabilidad o rotación [40].

Por otro lado, el método de evaluación de gradientes “Least Squares Cell-Based” asume que la solución varía linealmente dentro de una celda, con lo cual plantea una resta de propiedades, multiplicada por un factor de peso para evaluar el gradiente. Este método tiene menos costo computacional y precisión similar (en mallas irregulares y no estructuradas) al compararse con los otros métodos de evaluación de gradientes disponibles [37].

Respecto al resto de métodos de discretización, por lo general las opciones por defecto son suficientes, en este caso discretización de segundo orden. Sin embargo, para la discretización de presión se elige el esquema PRESTO! pues se recomienda para flujos que presentan rotación de alta velocidad [40], [44].

Posteriormente se pasa al apartado de controles de solución, donde se establecen los factores de subrelajación, como se ve en la Figura 4.18

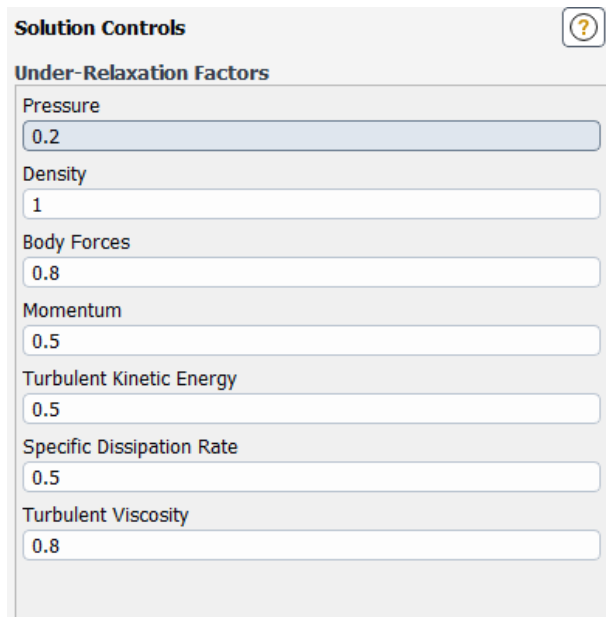


Figura 4.18: Cuadro de controles de solución.

En general se recomienda dejar los valores de subrelajación por defecto, aunque para facilitar convergencia se pueden reducir dichos valores [39]. En este caso, se utilizaron los valores por defecto para las mallas 1 y 2 (Tabla 4.5), mientras que para las mallas 3 y 4 los factores se reducen a los mostrados en la Figura 4.18

Luego de esto, se definen reportes para monitorear cantidades de interés en cada iteración de la solución; se monitorea el torque (en dirección z) en la superficie del rodete, el promedio de la presión en el inlet y outlet, junto con la diferencia de flujo másico entre inlet y outlet. Se fijan criterios de convergencia tal que los valores residuales se reduzcan hasta 10^{-3} , esto para la ecuación de continuidad, velocidad (ejes x,y,z) “k” y “ ω ”. Además, para las variables monitoreadas también se fija un criterio de convergencia de 10^{-3} , con tal de asegurar que las cantidades de interés converjan a un valor estable.

Por último, se inicializa el caso de la simulación, es decir se le asigna un valor inicial a cada celda de la malla para iterar sobre este valor. Para este caso se utiliza inicialización híbrida, pues es ligeramente más realista que la inicialización estándar, con una distribución no uniforme de valores iniciales. Se procede de esta forma, pues en general, mientras más cerca se encuentra la suposición inicial de la solución final, menos iteraciones se necesitarán para que la solución converja [40]. Una vez inicializado el caso, se hace correr la simulación hasta que alcance la convergencia especificada o, se realicen 4000 iteraciones como máximo.

4.3.2 Simulaciones de otros puntos de operación

Una vez realizada la simulación del caso base, se simulan el resto de punto de operación, no se conoce a priori el rango de operación de la turbina, por lo que se toma el caudal de diseño, se aumenta y disminuye en un 30%, y se calcula una velocidad de entrada, para especificar la condición de borde de la simulación; posteriormente se hace el mismo procedimiento con caudales intermedios, aumentando y disminuyendo en un 15% respecto del caudal de diseño, como se muestra en la Tabla 4.7

Tabla 4.7: Caudales y velocidades utilizadas en las distintas simulaciones.

Caso	Caudal [l/s]	Velocidad inlet [m/s]
70% $Q_{diseño}$	27,1	1,0
85% $Q_{diseño}$	32,9	1,3
100% $Q_{diseño}$	38,7	1,5
115% $Q_{diseño}$	44,5	1,7
130% $Q_{diseño}$	50,3	1,9

Posteriormente, para cada caudal se cambia la velocidad de giro del rodete, obteniendo los distintos puntos de operación que se simula uno por uno. La determinación de las velocidades de giro se hace mediante prueba y error, a partir del punto de diseño de 800 [rpm], se aumentan o disminuyen las [rpm] en múltiplos de 100, teniendo en cuenta que, si la simulación entrega un torque positivo en el rodete, se tiene un resultado no físico, donde la velocidad de giro es muy alta para el caudal usado.

Por otro lado, al realizar las simulaciones de los distintos casos, se encontró que los métodos de solución utilizados en el caso base, no llevan a la convergencia en todos los casos simulados; por ejemplo, el esquema de discretización de presión PRESTO! recomendado para flujos con rotación de alta velocidad presentó problemas de convergencia para casos con menor velocidad de giro que el caso base. Teniendo esto en cuenta, para los puntos de operación que muestran problemas de convergencia, se cambia el esquema de discretización de presión a uno de segundo orden; se emplea el método pseudo-transiente, según las recomendaciones generales de Fluent [40], para el cual se utiliza un pseudo número de Courant igual a 5, que es el valor por defecto; y se reducen los factores de subrelajación mostrados en la Figura 4.18 a 0,5 para todos los casos excepto presión y densidad. Para más información acerca del método pseudo-transiente, consultar manuales de usuario y guía de teoría de Fluent [37], [39], [44]. El resto de configuraciones se dejan igual que en el caso base excepto las referentes a velocidad de giro y velocidad de entrada del fluido.

4.4 Post procesamiento de resultados

Antes de pasar al capítulo de resultados, se describe brevemente el trabajo de post procesamiento de los resultados, proceso el cual se realiza en su mayoría en el módulo de CFD-Post.

Por un lado, se crean imágenes relevantes para la visualización del flujo en la turbina, haciendo uso de planos para visualizar contornos de distintas propiedades (como presión o velocidad), para esto se crea una superficie en el plano “YZ” (ver Figura 4.8), la cual recorre toda la tubería, para visualizar cómo evoluciona el flujo a lo largo de esta. También se crean dos superficies paralelas al plano “XY”, para calcular la presión promedio antes y después del rodete y estator, de acuerdo con la metodología seguida por los estudios presentados en la sección 2.2 [2], [31], [32]; donde se toma la presión cierta distancia aguas arriba y aguas debajo de la turbina. Como no se cuenta con una norma o procedimiento formal que indique como medir la presión de este modo, las superficies se crean a una distancia de 0,5 veces el diámetro de la tubería a partir de la entrada del estator y de la salida del rodete, para obtener las presiones de entrada y salida respectivamente, como se ve en la Figura 4.19

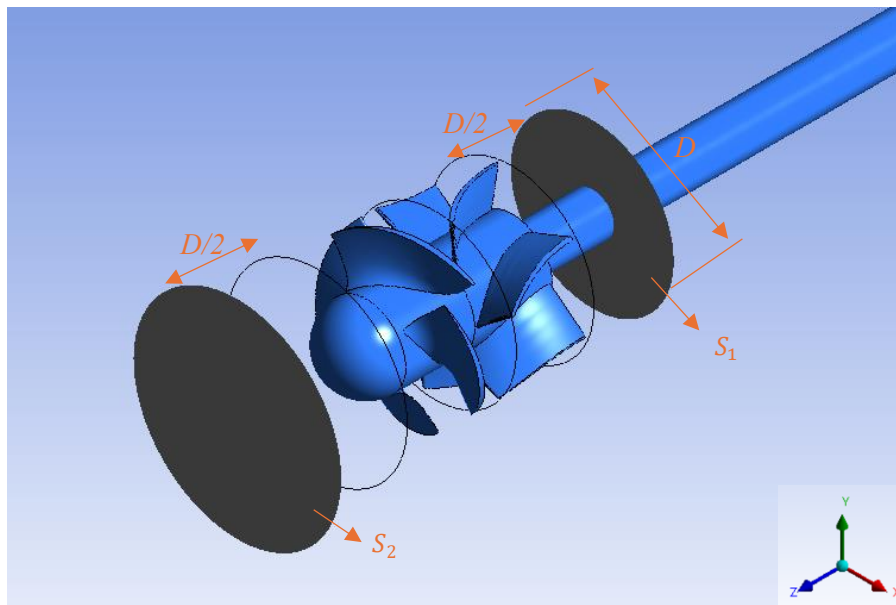


Figura 4.19: Vista isométrica de conjunto de turbina, los círculos grises corresponden a las superficies de cálculo S_1 y S_2 , mientras que “D” corresponde al diámetro de la tubería.

Además de los planos ya mencionados, se crea una superficie cilíndrica a partir del eje de la turbina, aumentando el diámetro de la superficie hasta 138,9 [mm], distancia que corresponde a la mitad de la altura del álabe y, trasladándola en el eje “Z”, para que quede

ubicada en la sección del rodete y estator. Se crea esta superficie para poder visualizar la velocidad del flujo en la sección de los álabes, como se verá en la sección 5.2

Adicionalmente, se crean objetos de líneas de corriente, las cuales dan una idea de la trayectoria de las partículas del flujo a través del dominio; junto con vectores de velocidad de flujo en un plano medio, que atraviesa axialmente la tubería antes mencionada.

Por otro lado, Fluent tiene la opción de calcular directamente fuerzas y momentos de fuerzas para cualquier superficie o combinación de superficies definidas en el dominio; en el caso del momento de fuerza, se calcula mediante la suma de las componentes de fuerzas de presión y fuerzas viscosas (obtenidas a partir del esfuerzo cortante en la pared), multiplicadas por sus respectivos brazos de momento [44]. Luego, para obtener el torque en el rodete, se especifica un momento en el eje “z”, con centro en el origen de coordenadas, calculado en toda la superficie del rodete y su tapa.

Además, se calcula el flujo másico que entra al dominio, con tal de tener una medida más realista del caudal de trabajo, para esto, Fluent cuenta con la opción de calcular directamente el flujo másico a través de una superficie, mediante la suma de los productos punto entre la densidad multiplicada por el vector de velocidad y las proyecciones de área de la zona seleccionada [44]. Para este caso, se calcula el flujo másico en la entrada de la tubería, correspondiente al “inlet” del dominio.

Por último, se obtiene la presión total en las superficies S_1 y S_2 (Figura 4.19), para esto se utiliza la opción de integración de superficie, más específicamente se obtiene el promedio de la presión total para cada superficie especificada. Cabe destacar que existen dos formas usuales para calcular este promedio, la opción de “area weighted average” y “mass weighted average”; siendo la principal diferencia que la segunda opción, como su nombre indica, les da más peso a las regiones de mayor velocidad, es decir donde una mayor cantidad de flujo cruza el dominio; como se toma el promedio de una variable con una componente dinámica, se utiliza la opción de “mass weighted average”. Para más información sobre las distintas formas de calcular estas variables y sus promedios consultar manual de usuario de Fluent [44].

La presión total como se define en Fluent es la suma de la presión estática y dinámica, luego, según la ecuación (3.3), esta presión se divide por la densidad y aceleración de gravedad, y se le suma la diferencia de altura, dada por la distancia entre las superficies S_1 y S_2 para obtener la altura neta. Teniendo estos datos, al aplicar la ecuación (3.5) se pueden calcular la potencia en el rodete, la potencia hidráulica y la eficiencia interna para cada punto de operación, con su caudal y velocidad de giro correspondientes.

Cabe destacar que, si bien las variables obtenidas se entregan como promedios o sumas, se pueden extraer valores individuales para cada celda. CFD-Post tiene la opción de calcular el valor mínimo y máximo para una variable en una línea, superficie o volumen dados; otra opción es exportar los resultados desde CFD-Post a un archivo tipo “.csv” para visualizar los valores de cada celda. Sin embargo, en el presente trabajo no se utiliza este método, pues la gran cantidad de datos dificulta el análisis de estos, por ejemplo, para la superficie S_2 , al exportar un archivo de variables, se tienen aproximadamente 2.700 valores. Debido a esto se opta por el uso de contornos o curvas de nivel para visualizar estas variables.

Capítulo 5

5 Resultados de simulación

Este capítulo expone los resultados obtenidos para las distintas simulaciones realizadas, según la metodología descrita en el capítulo anterior. De acuerdo con los objetivos planteados para este trabajo, se realizan varias simulaciones, con tal de comparar los resultados en distintos puntos de operación y así obtener las curvas características de la turbina, con las cuales se comparan los resultados de las simulaciones con el diseño preliminar de la turbina.

En el presente capítulo se tienen tres secciones principales, primero se presentan los resultados para los cálculos de potencia y eficiencia, con las curvas de operación obtenidas. Posteriormente se presentan imágenes del flujo en la turbina para distintos puntos de operación, con tal de realizar un análisis cualitativo sobre el rendimiento de la turbina. Por último, se presenta un caso alternativo, con un tubo de aspiración cilíndrico y se compara con los resultados del tubo de aspiración cónico, para dos puntos de operación.

5.1 Curvas de operación

Realizando el procedimiento descrito en la sección 4.4, se obtienen resultados para la altura neta, la potencia al rodete, la potencia hidráulica y la eficiencia interna de la turbina, según las ecuaciones (3.3) y (3.5). Esto se realiza para cada punto de operación, correspondiente a un valor de caudal y velocidad de giro, como se puede apreciar en la Tabla 8.1 en el anexo, a partir de cuyos resultados, se pueden graficar los valores de potencia y eficiencia en función de la velocidad de giro, para cada uno de los caudales probados, como se ve en la Figura 5.1 y Figura 5.2, en las cuales se resaltan en rojo el punto de diseño “PD”, dado por el programa de diseño y el punto de simulación “PS”, el cual se encuentra cercano al valor de mayor eficiencia para todas las simulaciones realizadas. Si bien “PS” presenta un valor de eficiencia ligeramente menor al punto de eficiencia máximo encontrado, se resalta “PS” por motivos de comparación con el punto de diseño “PD”, ya que ambos tienen la misma velocidad de giro de 800 [rpm].

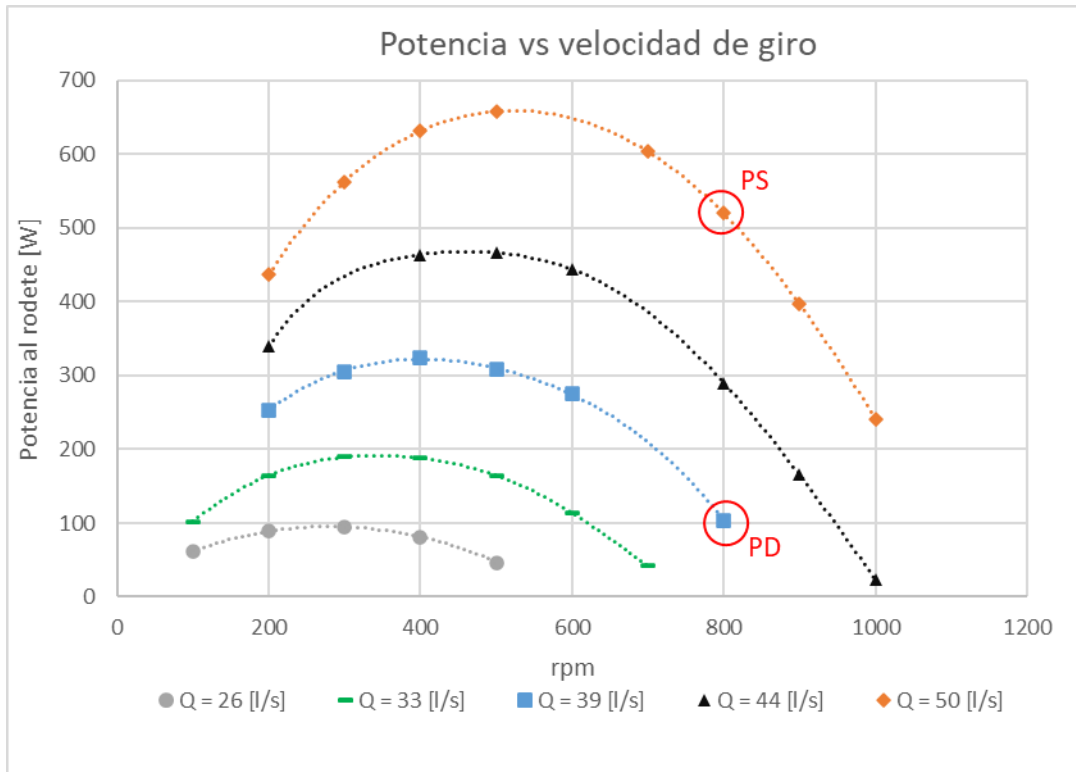


Figura 5.1: Curvas de potencia al rodete vs velocidad de giro del rodete.

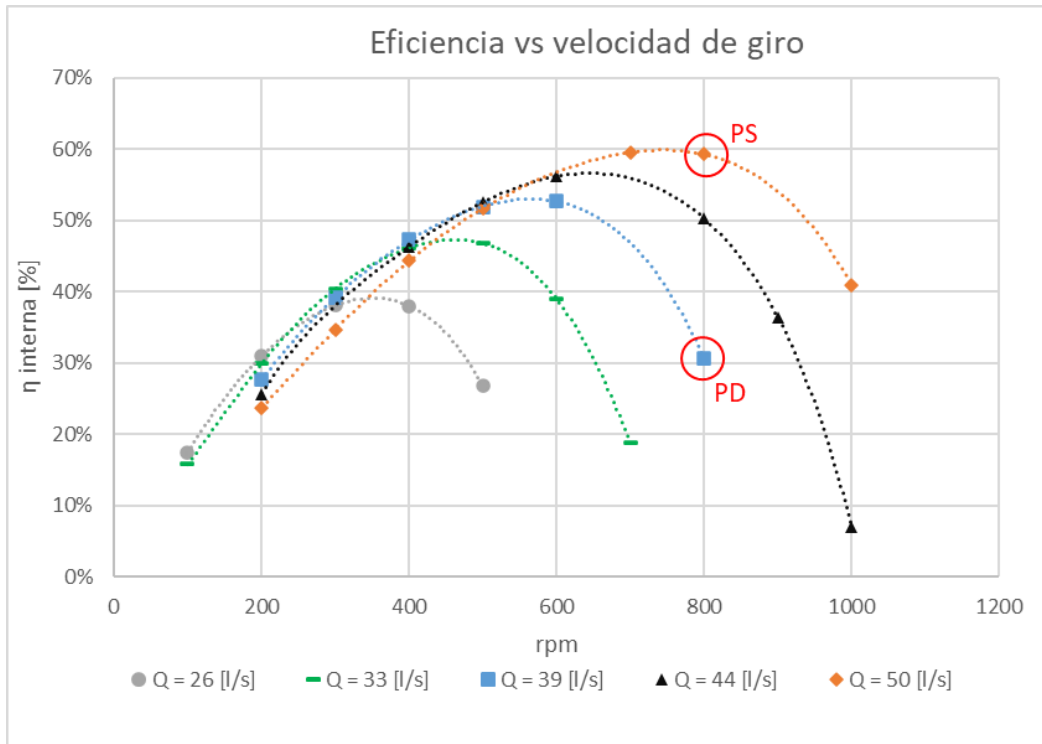


Figura 5.2: Curvas de eficiencia interna vs velocidad de giro del rodete.

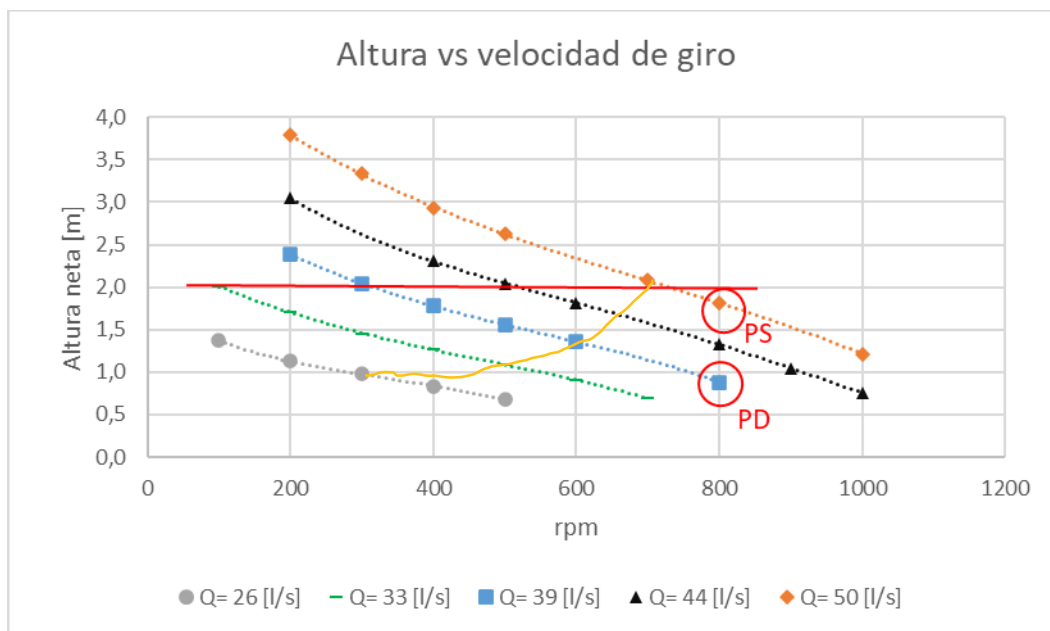


Figura 5.3: Curvas de altura neta vs velocidad de giro.

Como se ve en la Figura 5.1, las curvas de mayor caudal alcanzan una mayor potencia, lo que es de esperarse, pues al tener mayor caudal hay más energía hidráulica disponible. Por otro lado, el punto de mayor potencia se mueve hacia la derecha en el eje de las [rpm] a

medida que aumenta el caudal disponible. Esto concuerda con el comportamiento de las curvas de eficiencia de la Figura 5.2, donde se puede ver fácilmente que, a mayor caudal, el punto de máxima eficiencia se da a mayores [rpm]. Nótese además que para el caudal base de 39,2 [l/s], el punto de diseño (PD), correspondiente a 800 [rpm] no es el punto de mejor eficiencia, de hecho, tiene uno de los menores valores registrados, tanto en eficiencia interna como en potencia, lo que da un indicio de que el método de diseño puede no ser el más adecuado, aunque esto no se puede dar por hecho sin contar con mediciones reales para comparar con estos valores. Por otra parte, se ve que los valores de eficiencia caen abruptamente al alejarse de su rango óptimo de [rpm], lo cual es de esperarse para este tipo de turbinas, pues tienen álabes fijos, a diferencia de las turbinas Kaplan. Un detalle a destacar es que, a partir de aproximadamente las 400 [rpm], todas las curvas de eficiencia tienen un comportamiento comparable al disminuir su velocidad de giro, con pendientes y valores similares, a excepción del menor caudal de 26,1 [l/s], cuya curva se “une” a las otras a velocidades de giro menores que las 300 [rpm].

En la Figura 5.3, se observa que, para un caudal constante, al aumentar la velocidad de giro, disminuye la altura neta disponible, debido a una menor diferencia de presión entre la entrada y salida de la turbina; a la vez que, al tener más caudal disponible, mayor es la altura neta disponible, lo cual es de toda lógica, pues al aumentar el salto o altura bruta de un sitio, es de esperar que el caudal asociado también aumente debido a la acción de la gravedad. Además, se trazan en amarillo una curva que pasa cercana a los puntos de máxima eficiencia simulados y, una línea en rojo, la cual muestra los caudales necesarios para generar teniendo una altura constante de 2 [m], para distintas velocidades de giro. Al tener altura constante, los distintos caudales que cruza la línea roja deben ser generados utilizando distintos difusores, a falta de una válvula de admisión que se pueda regular, como lo es el caso del proyecto propuesto para el banco de pruebas al que se asocia este modelo de turbina [18].

En la Tabla 5.1 se muestran los valores de máxima eficiencia medida para cada caudal, como se puede observar, la mayor eficiencia obtenida aumenta con el caudal de entrada, al igual que la correspondiente velocidad de giro a la que se da dicha eficiencia. Esto puede indicar que el rodete diseñado en realidad es adecuado para trabajar a mayores caudales y velocidades de giro que las inicialmente previstas, por lo que sería interesante realizar pruebas en un rango de operación más grande.

Además, en la Tabla 5.1 se muestran los correspondientes valores de altura neta y velocidad específica según caudal; como se mencionó en la sección 3.1.2, la velocidad específica permite comparar máquinas geoméricamente similares, donde generalmente se caracteriza una máquina por su velocidad específica en el punto de operación nominal. Dicho esto, se observa una velocidad específica en un rango de 80 a 100, para todos los puntos de la tabla excepto para el de menor caudal, el cual presenta una eficiencia reducida comparado con los otros caudales probados. De este análisis se puede inferir que el punto de operación

nominal de la turbina probada se da para los caudales mayores y presenta una velocidad específica en un rango de 80 a 100.

Tabla 5.1: Puntos de mayor eficiencia para cada caudal, con velocidad de giro correspondiente.

Caudal [l/s]	[rpm]	η interna máxima [%]	Altura neta [m]	$n_q \left[\frac{\text{rpm} \cdot \sqrt{\frac{\text{m}^3}{\text{s}}}}{\text{m}^{0,75}} \right]$
26,1	300	38,1%	0,98	49
32,9	500	46,8%	1,09	85
39,2	600	52,7%	1,36	94
44,4	600	56,2%	1,82	81
49,6	700	59,5%	2,09	90

Ahora bien, como se ve en la Figura 4.1, el programa de diseño entrega una potencia al eje para la condición dada, estimando la eficiencia interna y mecánica. Para poder comparar esta potencia con la obtenida en la simulación, esta última se multiplica por la eficiencia mecánica asumida del 90%. La Tabla 5.2 compara los valores estimados por el programa de diseño y los obtenidos por la simulación, para un caudal de aproximadamente 39 [l/s] y 800 [rpm].

Tabla 5.2: Comparación entre simulación y datos de diseño para $Q=39$ [l/s] aproximadamente y $n=800$ [rpm].

Cantidades de interés	Datos de diseño	Datos de simulación
Altura neta [m]	2,06	0,88
Potencia al eje [W]	423	94
Eficiencia interna [%]	60	31

Como se puede observar, en la simulación la turbina produce una potencia considerablemente menor, pues la altura disponible es del orden de la mitad para el caudal y [rpm] dadas. De hecho, para la altura y caudal de diseño, la simulación indica que la turbina debe girar aproximadamente a 300 [rpm], condición a la cual produce una potencia en el rodete de 306 [W]; mientras que la eficiencia máxima para el caudal de diseño, correspondiente al 53%, se da a una velocidad de giro de aproximadamente 600 [rpm].

De todas formas, para el caudal de diseño, ninguno de los casos probados es capaz de generar la potencia al eje de 423 [W] que predice el programa de diseño, aunque se debe considerar que la eficiencia interna del 60% estimada por este, también es mayor a la obtenida por las simulaciones. Se debe mencionar que, comparando la eficiencia interna entre ambos puntos mostrados en la Tabla 5.2, nuevamente se refuerza la idea de que el método de diseño no es adecuado, al estar el punto de ediseño tan alejado del óptimo, pese a estas discrepancias, según la Figura 4.1 el programa de diseño entrega una velocidad específica de 92, valor que

se encuentra dentro del rango anteriormente propuesto para el punto de operación nominal de la turbina.

Por último, se presentan curvas de caudal vs altura neta para distintas velocidades de giro.

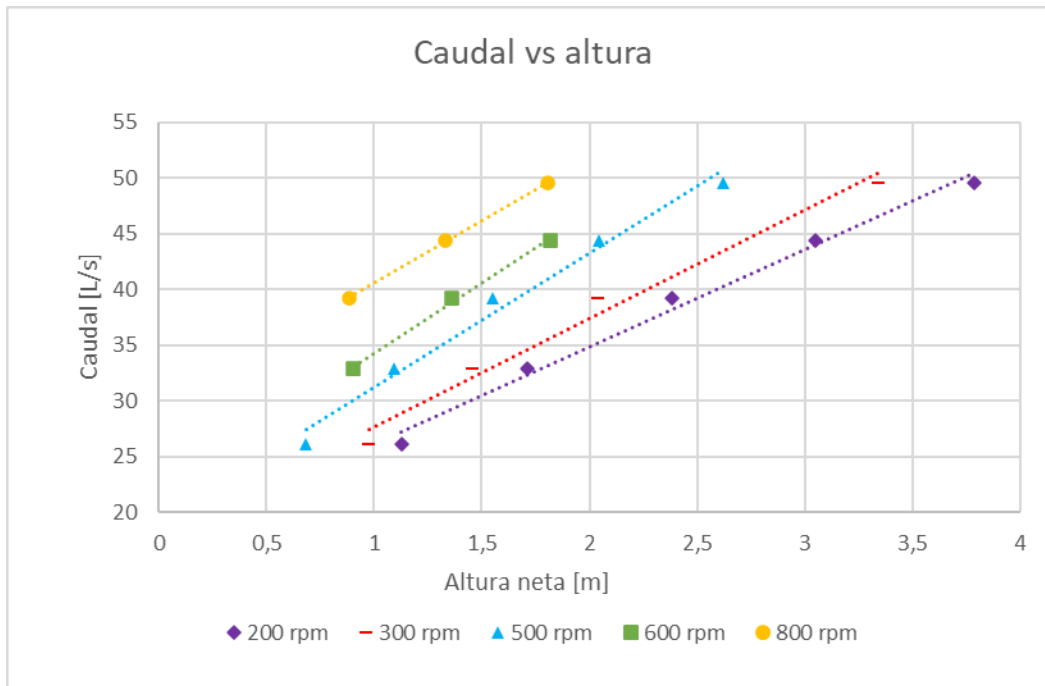
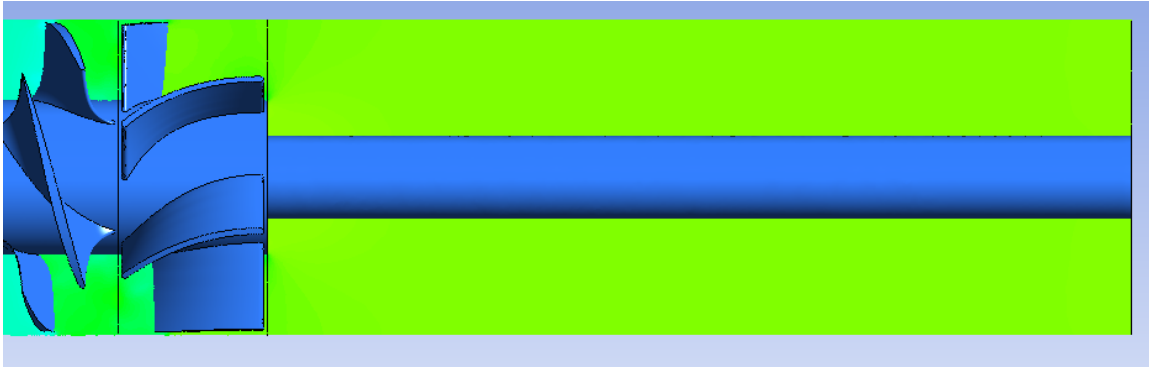


Figura 5.4: Curvas de caudal vs altura neta.

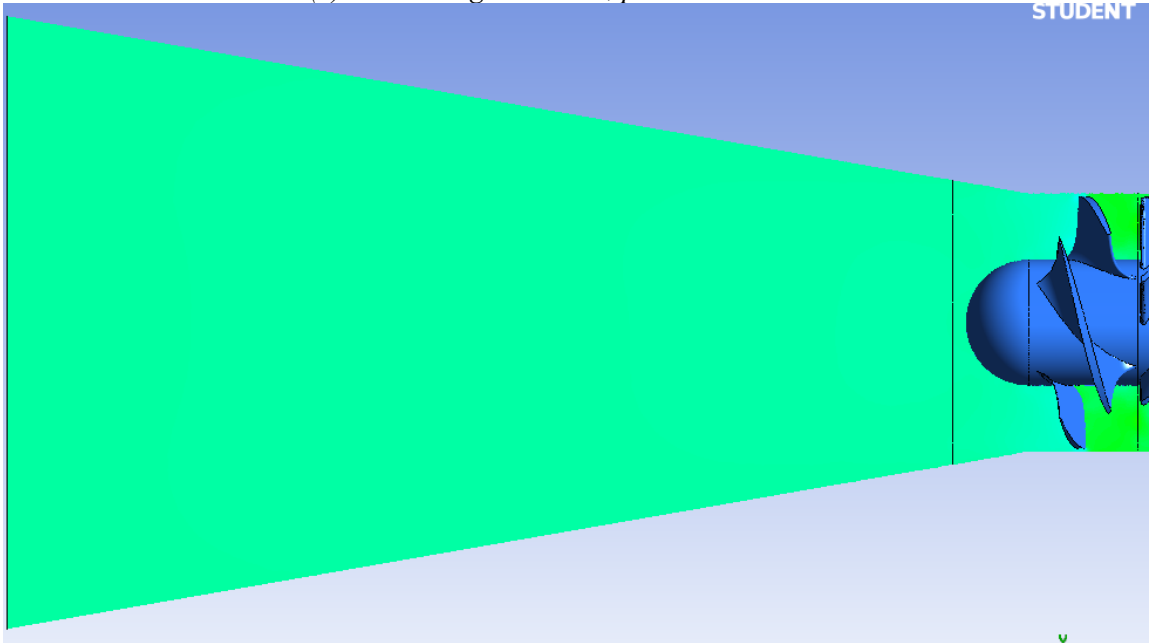
La Figura 5.4 muestra un aumento casi lineal entre la altura neta y el caudal disponible para una misma velocidad de giro; también se puede observar que, manteniendo la altura constante, a mayor velocidad de giro, mayor es el caudal necesario para generar. Estas curvas son válidas sólo para el difusor probado en este estudio, pues al cambiar la sección del tubo difusor, se puede modificar el caudal disponible en el sistema sin variar la altura disponible, para más información sobre esto consultar anexo, sección 8.3

5.2 Imágenes de flujo

A continuación se presentan imágenes de flujo para dos de los puntos de operación simulados, se eligen el punto de diseño “PD”, con caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]; y el punto de simulación “PS” correspondiente al caudal máximo de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]. Se toman estos dos puntos, para poder comparar el punto de diseño, con un punto muy cercano a la máxima eficiencia posible, con la misma velocidad de giro. Primeramente, se comparan imágenes de contornos de presión estática para un plano que atraviesa el dominio.



(a) Sección aguas arriba, punto de diseño "PD".

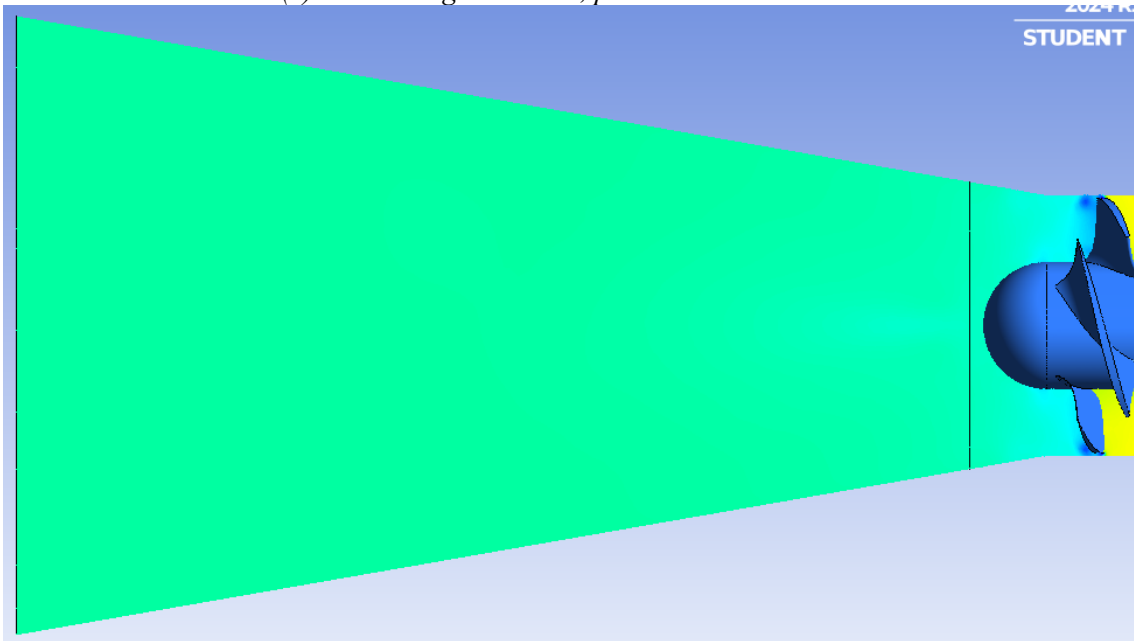


(b) Sección aguas abajo, punto de diseño "PD".

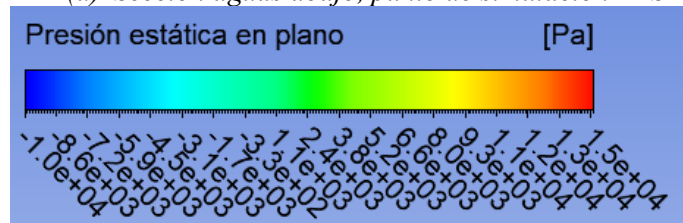
Figura 5.5: Presión estática en un plano transversal, para punto de diseño "PD" (Caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]) y punto de simulación "PS" (Caudal de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]).



(c) Sección aguas arriba, punto de simulación "PS".



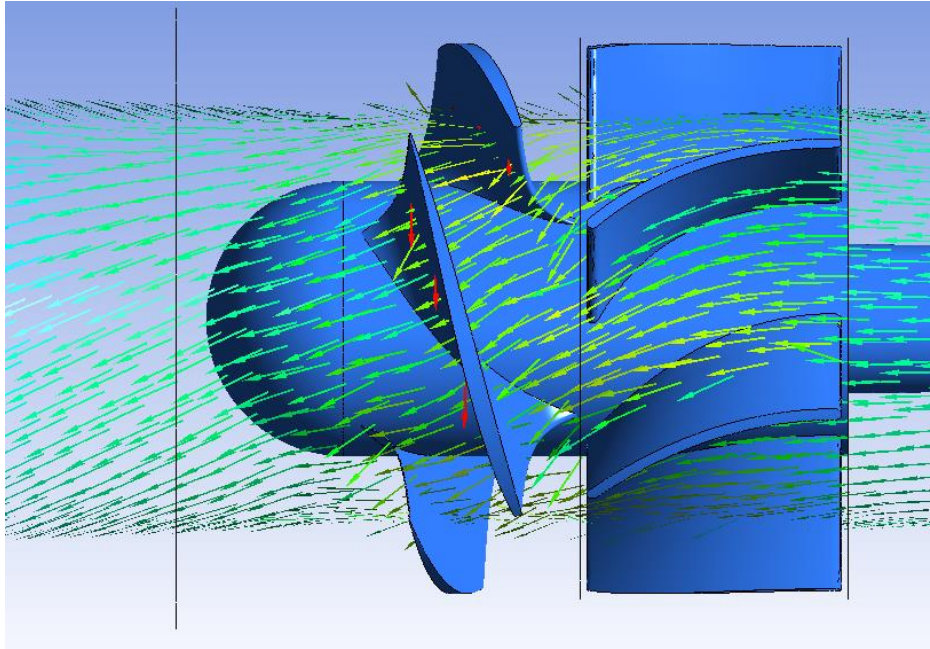
(d) Sección aguas abajo, punto de simulación "PS".



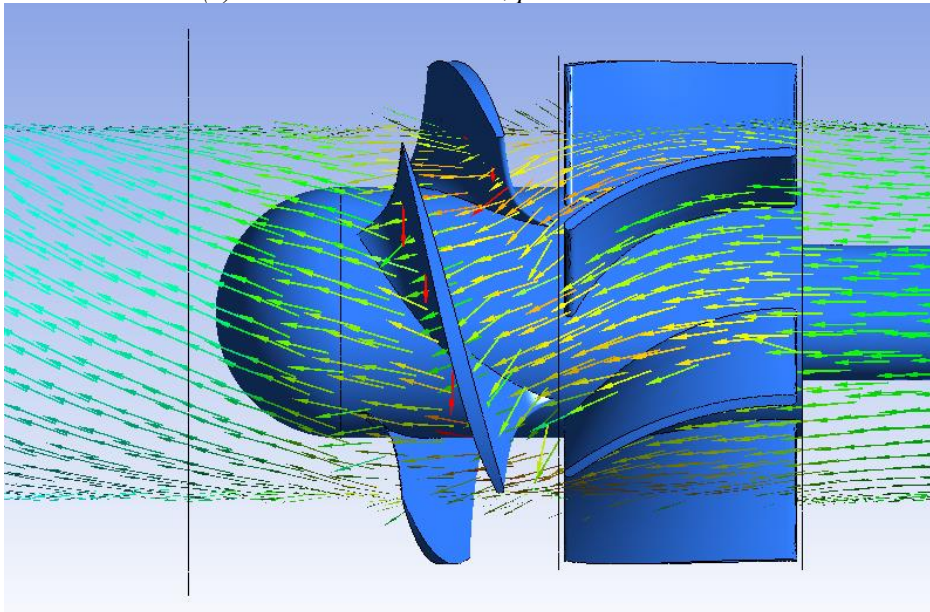
(e) Escala de presión.

Figura 5.5 (continuación)

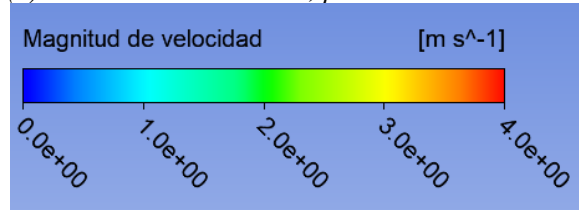
Como se puede ver en la Figura 5.5, existe una caída de presión del flujo, cuando este pasa por el rodete, lo cual es de esperarse, pues el fluido transfiere parte de su energía al rodete. Sin embargo, este efecto de aspiración es mucho más notorio en el punto de simulación (figuras c y d), al presentar una mayor caída de presión, lo cual concuerda con los resultados vistos en la sección anterior, donde el punto de diseño está alejado del punto óptimo de eficiencia, por lo que presenta un menor traspaso de energía.



(a) Vectores de velocidad, punto de diseño "PD".



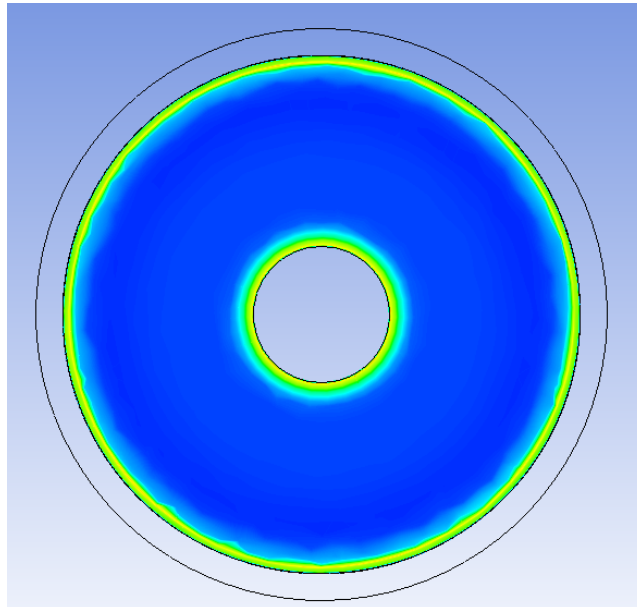
(b) Vectores de velocidad, punto de simulación "PS".



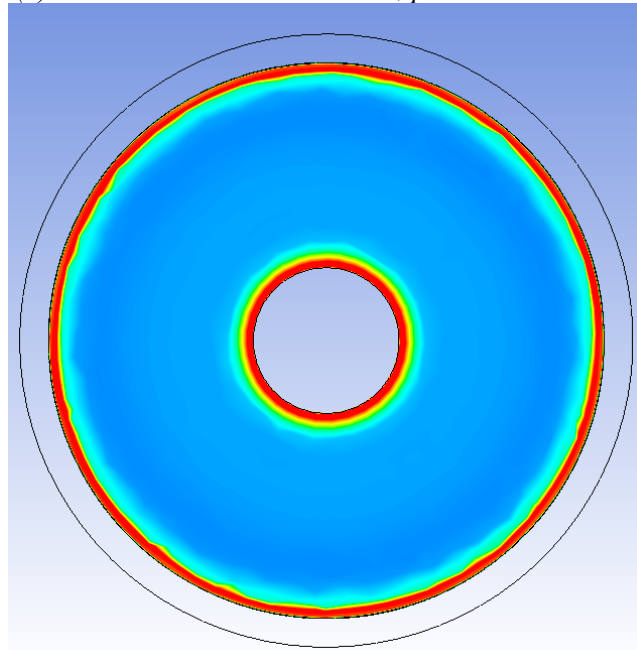
(c) Escala de velocidad.

Figura 5.6: Vectores de velocidad sección de rodete y estator, para punto de diseño "PD" (Caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]) y punto de simulación "PS" (Caudal de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]).

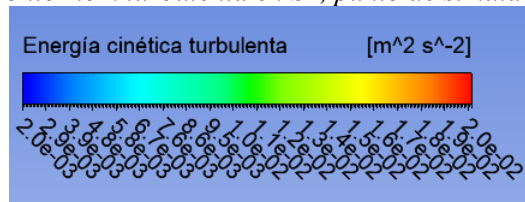
La Figura 5.6 muestra vectores de velocidad absoluta en la sección del rodete y estator, a una distancia equivalente a tres cuartos del diámetro total del rodete, lo que es igual a la mitad de la altura del álabe del rodete y estator. Se muestran imágenes para el punto de diseño (a) y el punto de simulación (b), donde se puede observar un comportamiento similar en la dirección del flujo dentro del estator y rodete, siendo las principales diferencias la magnitud de la velocidad del flujo a través de los álabes y, la diferencia del flujo de salida, el cual presenta una componente de velocidad tangencial a favor del giro del rodete en el caso del punto de diseño y en contra del giro del rodete para el punto de simulación. Idealmente el flujo debería tener una velocidad de salida sin componente tangencial, para maximizar el traspaso de energía al rodete, de acuerdo con la ecuación (3.8), sin embargo, a simple vista no se puede afirmar que un punto de operación presente mayor componente de velocidad tangencial sobre otro. Por último, en la Figura 5.6 no se evidencia flujo reverso a la salida del rodete en ninguno de los dos puntos analizados, por lo que se puede inferir que el rodete presenta una geometría adecuada para el rango de operación propuesto.



(a) Contorno k turbulenta en SI, punto de diseño "PD".

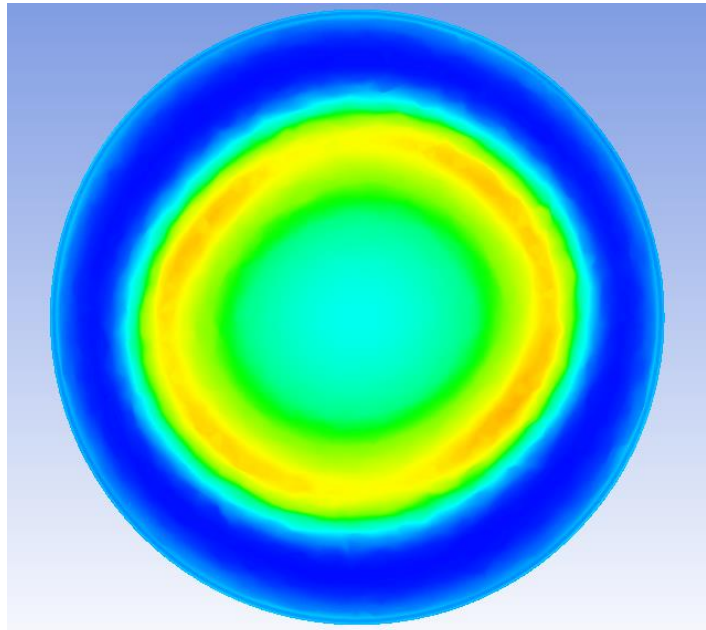


(b) Contorno k turbulenta en SI, punto de simulación "PS".

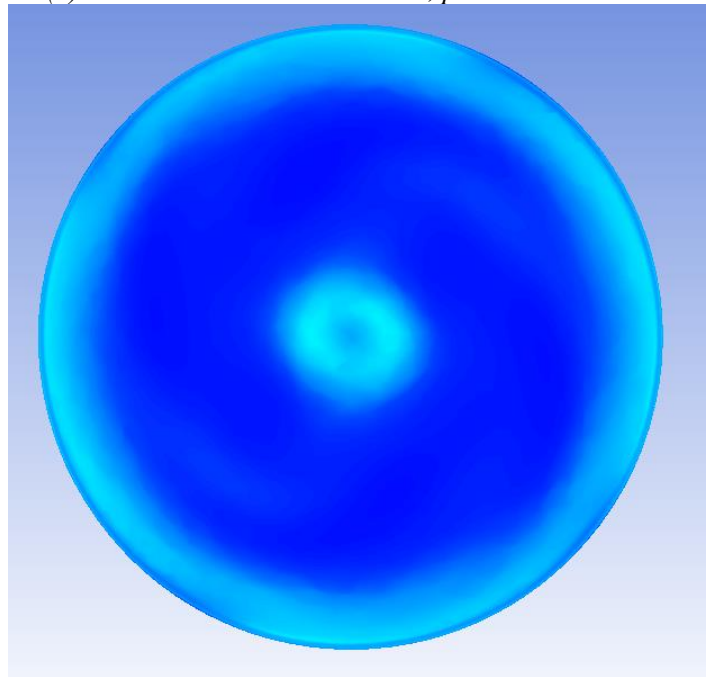


(c) Escala energía cinética turbulenta en SI.

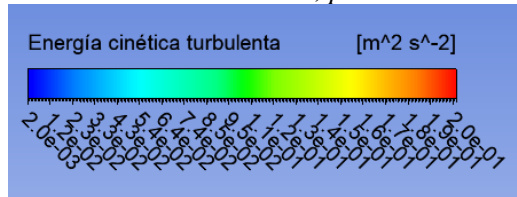
Figura 5.7: Contornos de energía cinética turbulenta en superficie SI.



(a) Contorno k turbulenta en S2, punto de diseño "PD".



(b) Contorno k turbulenta en S2, punto de simulación "PS".

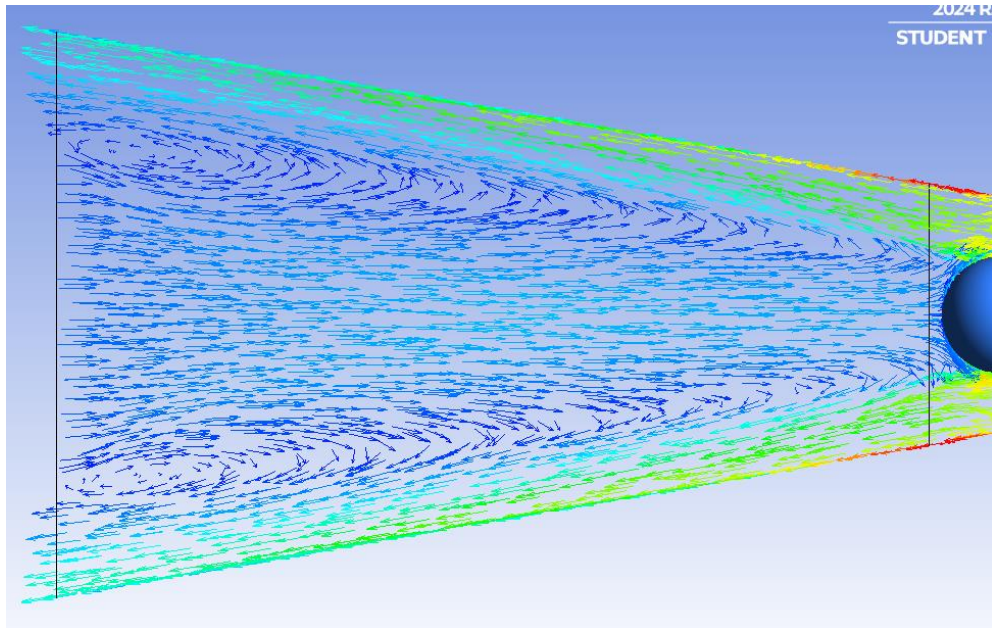


(c) Escala energía cinética turbulenta en S2.

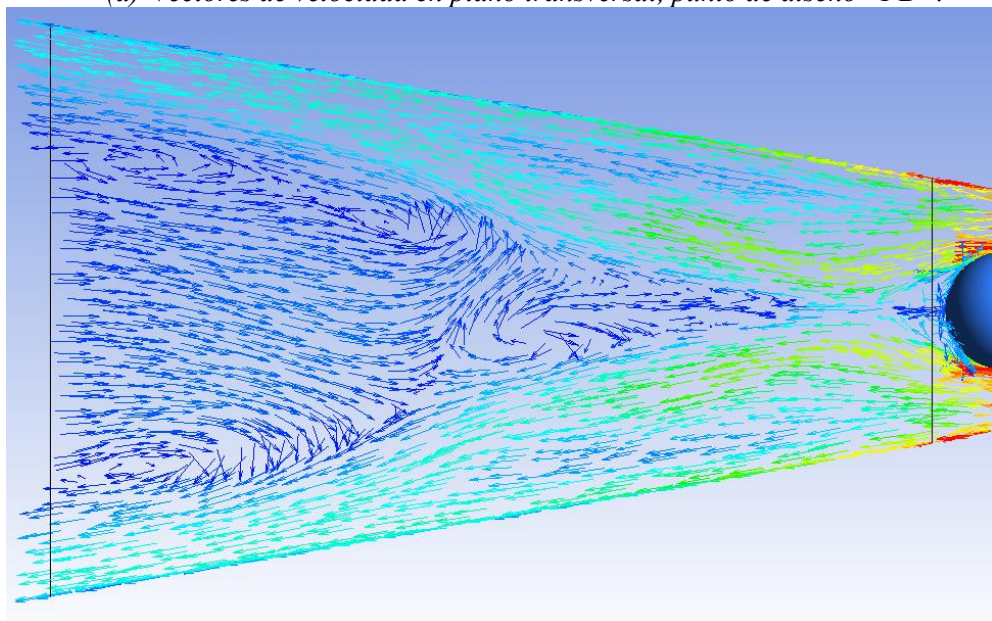
Figura 5.8: Contornos de energía cinética turbulenta en superficie S2.

La Figura 5.7 y Figura 5.8 muestran contornos de energía cinética turbulenta “k” para las superficies S1 y S2 (ver Figura 4.19) respectivamente; la energía cinética turbulenta representa la energía cinética promedio, asociada a la creación y destrucción de torbellinos, se suele usar como un indicador de la cantidad de turbulencia de un flujo [37]. Nótese que la escala utilizada (c) no es igual para ambas figuras, debido a que los valores de “k” en promedio llegan a ser mucho más altos en la superficie S2 (un orden de magnitud mayores), por lo que se utiliza una escala más acotada en la Figura 5.7 para notar la diferencia entre ambos puntos de operación, no confundir los colores entre superficies.

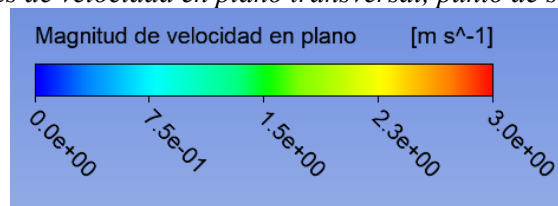
Dicho esto, en la superficie S1 aguas arriba del estator, se aprecia una mayor turbulencia para el punto de simulación, lo cual es de esperarse, pues este punto posee un mayor caudal y por lo tanto, mayor velocidad de entrada. Por otro lado, en la superficie S2, aguas abajo del rodete, se observa mayor turbulencia para el punto de diseño, lo cual concuerda con análisis anteriores, pues se espera que el flujo sea más “ordenado” y que presente menor turbulencia a la salida del rodete cuando este opera en régimen nominal. Esto debido entre otras cosas a que el flujo le transfiere energía al rodete de forma más eficiente y, consecuentemente sale del rodete con menos energía.



(a) Vectores de velocidad en plano transversal, punto de diseño "PD".



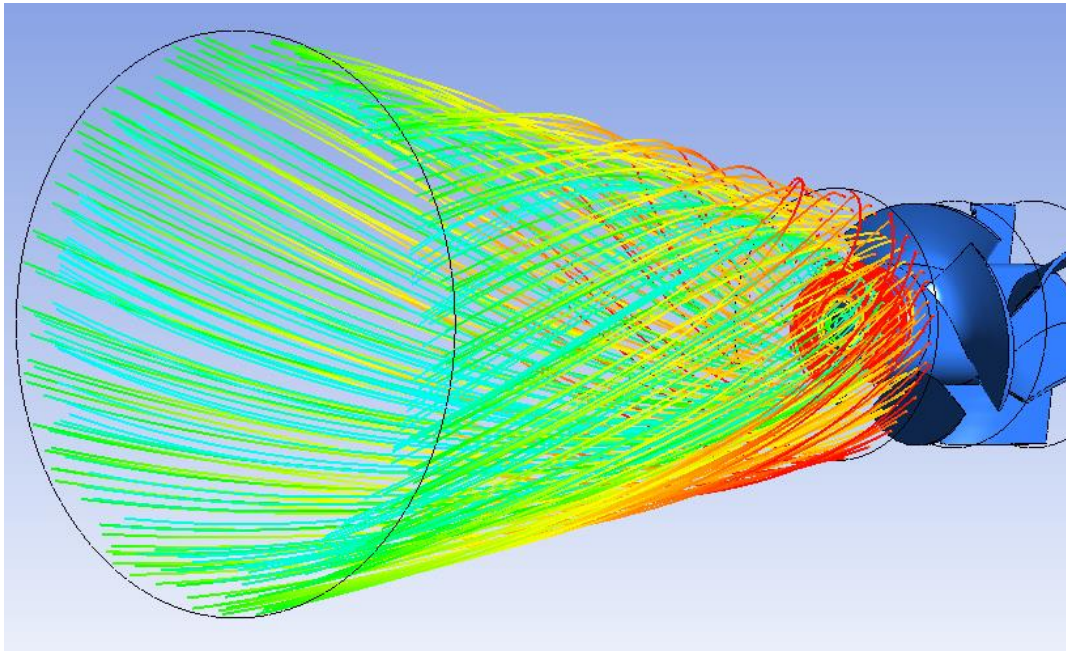
(b) Vectores de velocidad en plano transversal, punto de simulación "PS".



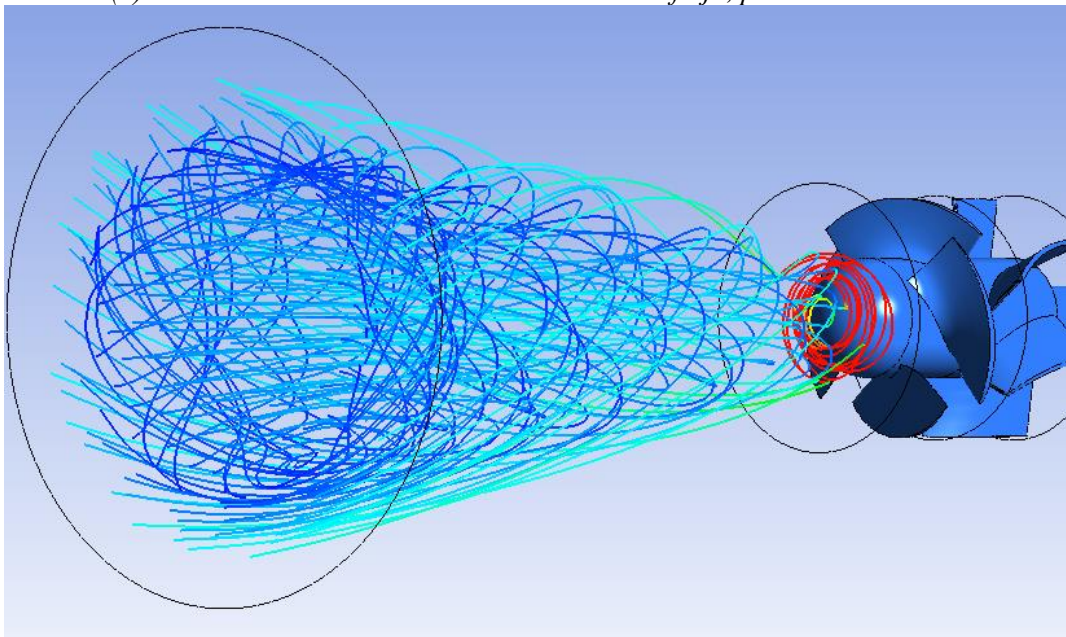
(c) Escala de velocidad.

Figura 5.9: Vectores de velocidad absoluta en un plano transversal al dominio, para punto de diseño "PD" (Caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]) y punto de simulación "PS" (Caudal de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]).

La Figura 5.9 muestra los vectores de velocidad absoluta, ubicados en un plano “YZ”, transversal al dominio. Para el punto de diseño, la mayoría del flujo central se devuelve desde la salida hacia adentro del dominio, fluyendo en dirección contraria y gradualmente invirtiendo su velocidad, saliendo del dominio con el flujo adyacente a las paredes. Esto también se ve para el punto de simulación, aunque en menor medida, contando con una región notoria de flujo reverso hasta aproximadamente un tercio del tubo difusor, mientras que en el punto de diseño dicha región se extiende hasta la tapa del rodete. Este fenómeno de flujo reverso también se puede apreciar con líneas de corriente, como se muestra a continuación.

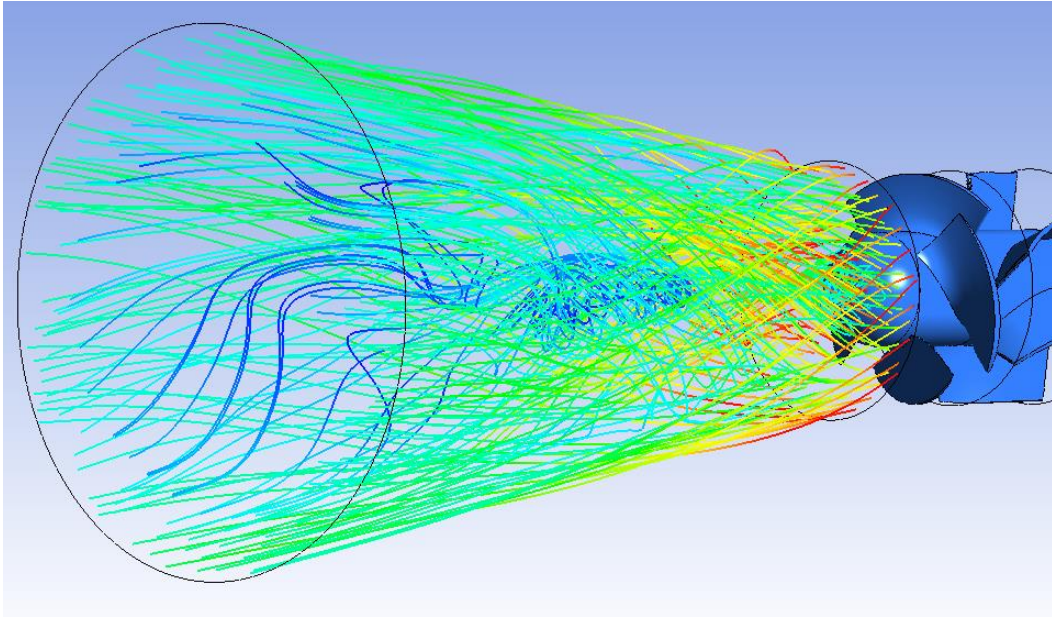


(a) Líneas de corriente en dirección normal de flujo, punto de diseño "PD".

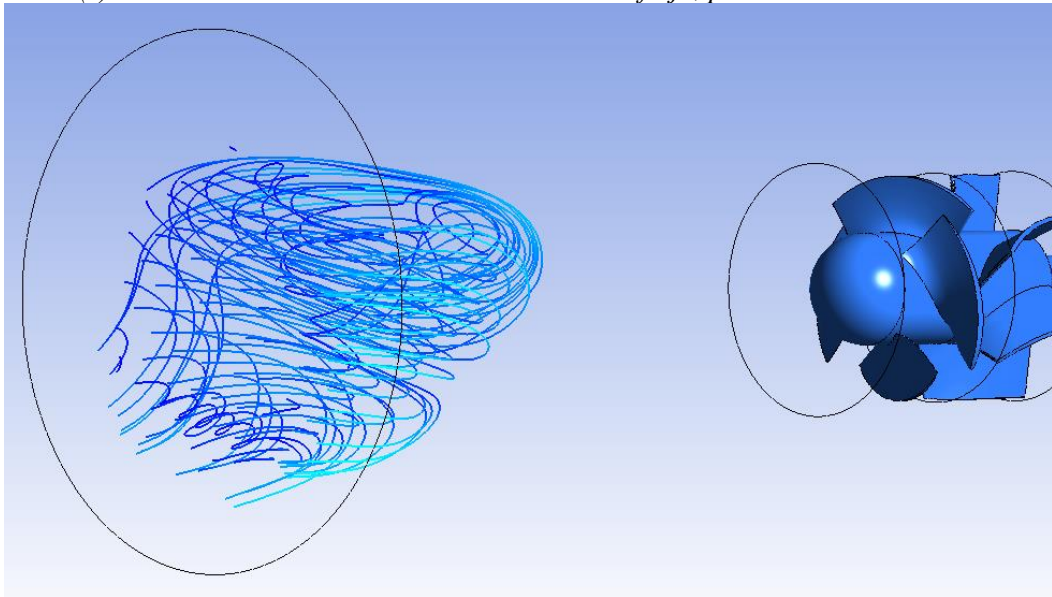


(b) Líneas de corriente en dirección opuesta de flujo, punto de diseño "PD".

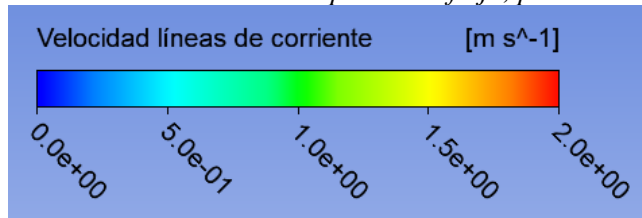
Figura 5.10: Líneas de corriente en dirección normal y opuesta, para punto de diseño "PD" (Caudal de 39,2 [l/s] y 800 [rpm]) y punto de simulación "PS" (Caudal de 49,6 [l/s] y 800 [rpm]).



(c) Líneas de corriente en dirección normal de flujo, punto de simulación "PS".



(d) Líneas de corriente en dirección opuesta de flujo, punto de simulación "PS"



(e) Escala de velocidad.

Figura 5.10 (continuación).

La Figura 5.10 muestra las líneas de corriente, tanto en dirección normal del flujo (desde el rodete hacia el tubo de aspiración), como en dirección opuesta (entrando al dominio desde el outlet), para ambos puntos de operación. Al igual que con los vectores de velocidad, para el punto de diseño se aprecia una gran cantidad de flujo reverso en el centro del tubo de aspiración, mientras que el fluido fluye en la dirección esperada cerca de las paredes de la tubería, a diferencia del punto de simulación, que presenta una menor cantidad de flujo reverso.

Teniendo esto en cuenta, se podría concluir que la simulación entrega resultados no reales, sobre todo para puntos alejados del régimen óptimo de operación; esto debido a que la turbina se encuentra en posición vertical, como lo indica la aceleración de gravedad establecida en la sección 4.3.1, por lo que sería difícil que una gran porción del fluido fluya en contra de la gravedad, como en la Figura 5.10 (b).

Para problemas estacionarios con método RANS, el flujo reverso en el outlet es un problema típico; una forma de resolverlo es mover la condición de borde de outlet aguas abajo, extendiendo el dominio, aunque esto no siempre es posible debido a las condiciones del problema [45]. En este caso, el extender el dominio implicaría extender el tubo de aspiración, lo cual se debe evaluar cuidadosamente, pues cambiar la geometría del tubo de aspiración puede tener consecuencias importantes para el régimen de flujo.

Otra alternativa es cambiar la forma del tubo difusor a uno de geometría cilíndrica, pues como indica el estudio de Fraser [46], para este tipo de turbinas, los caudales de trabajo son muy pequeños como para aprovechar la energía cinética restante, por lo que no es necesario un difusor. En el anexo (sección 8.3) se presenta una evaluación superficial sobre la necesidad de un difusor para las condiciones de caudal aquí tratadas.

Teniendo esto en cuenta, en la siguiente sección se modifica la geometría a un tubo de aspiración cilíndrico para comparar resultados.

5.3 Caso con tubo cilíndrico

En esta sección, se presentan los resultados obtenidos para el segundo caso de estudio. Lo único que se cambia en este caso es la geometría del problema, el tubo de aspiración cónico se cambia por una tubería cilíndrica de igual largo, como se muestra en la Figura 5.11. La generación de malla no cambia, pues se utilizan los mismo métodos, obteniendo una malla de aproximadamente 100.000 elementos menos que en el caso anterior; la cantidad de celdas es similar, ya que el número de celdas en la zona del tubo de aspiración es mucho menor que en las otras dos zonas, que incluyen el rodete y estator. El resto de opciones de resolución se dejan igual que en el caso anterior, y se simulan los mismos dos puntos mostrados en la sección anterior “PD y “PS”, correspondientes a un caudal de 39,2 [l/s] y 49,6 [l/s] respectivamente, ambos a 800 [rpm].

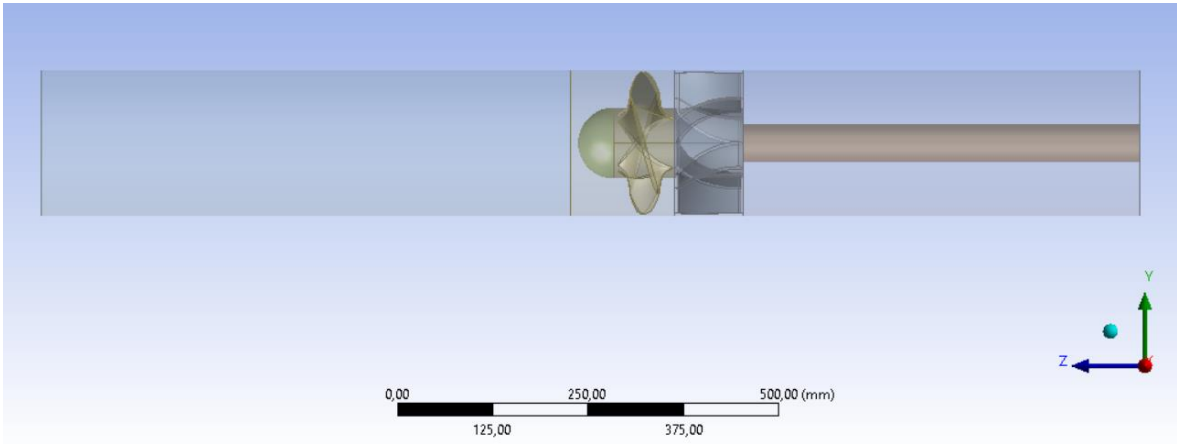
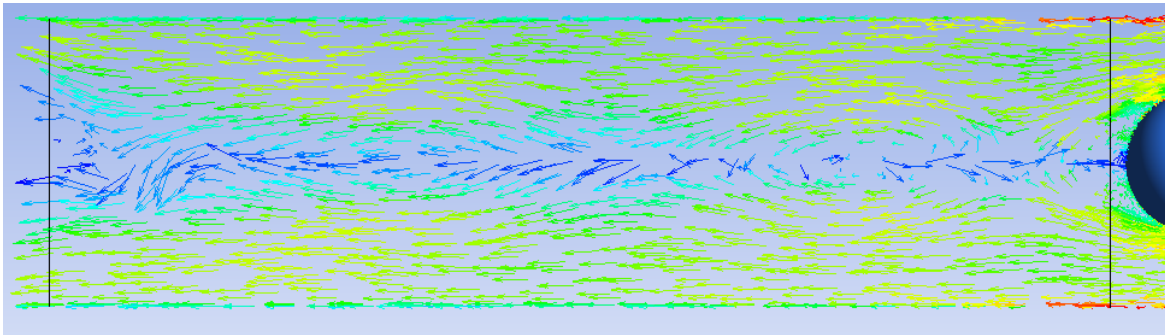
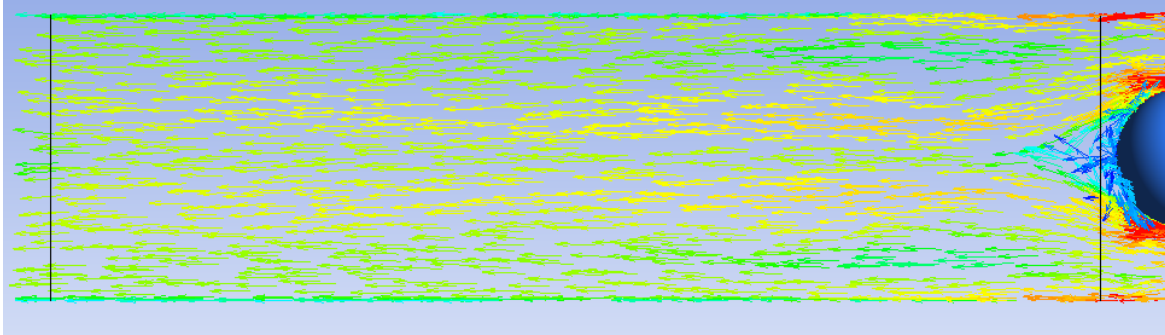


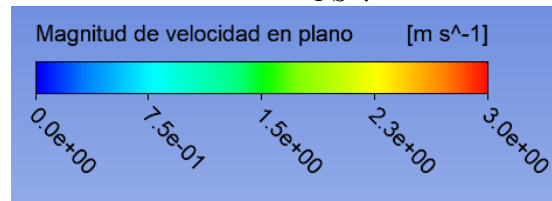
Figura 5.11: Geometría de caso alternativo, vista lateral.



(a) Vectores de velocidad en plano transversal para caso alternativo, punto de diseño "PD".



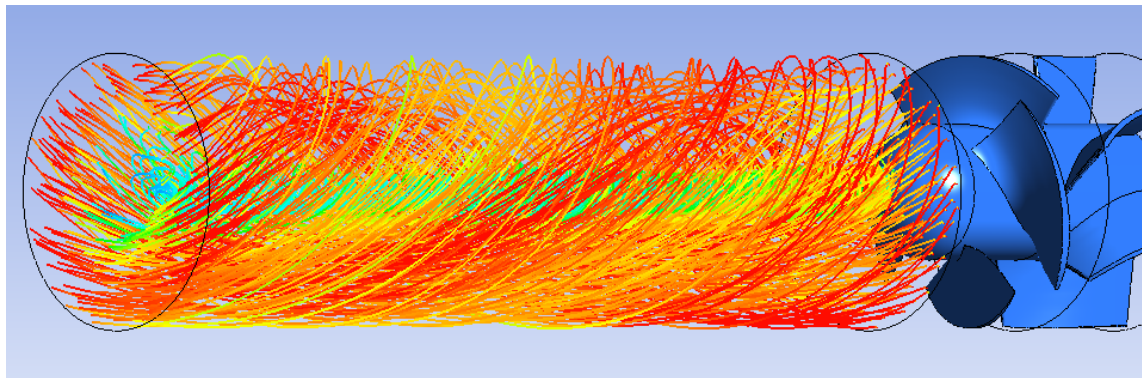
(b) Vectores de velocidad en plano transversal para caso alternativo, punto de simulación "PS".



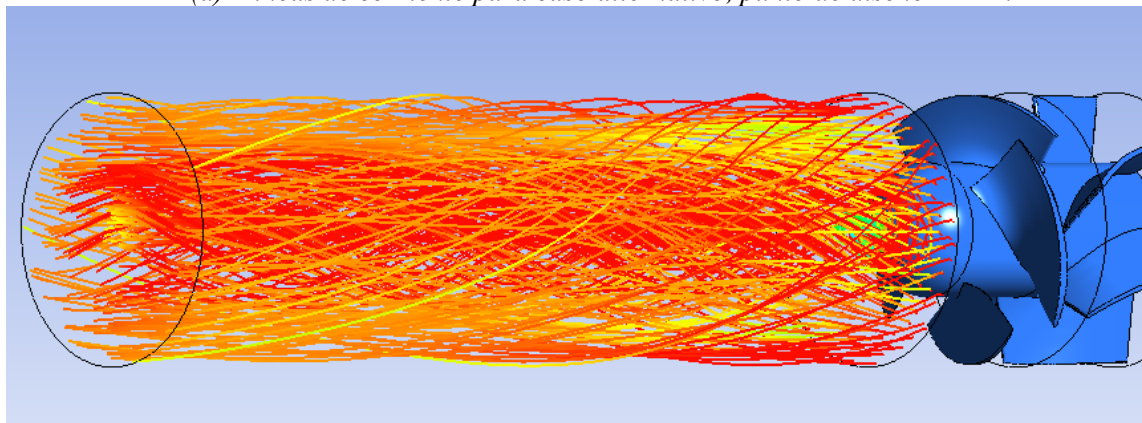
(c) Escala de velocidad, idéntica al caso anterior con tubo cónico.

Figura 5.12: Vectores de velocidad en plano transversal, caso con tubo cilíndrico.

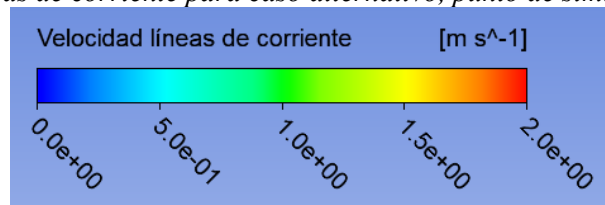
La Figura 5.12 muestra los vectores de velocidad en un plano transversal para ambos puntos simulados, como se puede observar, no existen las grandes zonas de flujo reverso como se vio en el caso anterior, aunque el punto de diseño (a) presenta una zona de torbellinos en la región central, lo que es de esperarse para un punto de operación alejado del régimen óptimo, esto a diferencia de lo visto en (b), donde se ve un flujo más ordenado en la sección de salida.



(a) Líneas de corriente para caso alternativo, punto de diseño "PD".



(b) Líneas de corriente para caso alternativo, punto de simulación "PS".



(c) Escala de velocidad, idéntica al caso anterior con tubo cónico.

Figura 5.13: Líneas de corriente, caso con tubo cilíndrico.

La Figura 5.13 muestra las líneas de corriente para ambos puntos de operación. Al igual que con las figuras de vectores, se observa que no existe un gran flujo reverso en el dominio, evidenciado por la presencia de líneas de corriente en el centro del tubo de aspiración, a diferencia de lo observado en la Figura 5.10 (a). Además, se observa un flujo

altamente curvado, con torbellinos para el punto de diseño, a diferencia del punto de simulación, el cual presenta curvatura, pero en menor medida, nuevamente reforzando el análisis anterior, de que el punto de simulación se encuentra más cercano al punto de operación óptimo. Por último, a diferencia del caso anterior, aquí no se muestran líneas de corriente que salen desde el outlet y fluyen en dirección contraria, debido a que prácticamente no se observa flujo reverso en el dominio,

La Tabla 5.3 muestra la comparación entre el caso con tubo de aspiración cilíndrico y cónico, para los dos puntos de operación mostrados, no se señala la velocidad de giro, pues es igual a 800 [rpm] en todos los casos. Como se puede observar, los resultados de potencias son similares entre ambos casos, habiendo una mayor discrepancia para el punto de diseño, lo que lleva a la mayor variación de eficiencia de alrededor de dos puntos porcentuales. Por un lado, es de esperarse que se presente una mayor discrepancia para el punto de diseño, pues los regímenes de flujo alejados de la condición óptima suelen tener mayores torbellinos y estructuras difíciles de simular con las herramientas utilizadas. Dicho esto, si bien los valores calculados son bastante cercanos, al tener solo dos puntos de muestra, no se puede asegurar que el resto de los resultados tengan la misma concordancia.

Tabla 5.3: Comparación de resultados entre casos con distintos tubos de aspiración.

Caudal [l/s]	Cantidades de interés	Caso con difusor cónico	Caso con tubería cilíndrica	Desviación
39,2	Potencia en rodete [W]	104	107	2,9%
	Potencia hidráulica [W]	338	331	-2,1%
	Eficiencia interna [%]	30,7%	32,4%	1,7 p.p.
49,6	Potencia en rodete [W]	520	520	0,0%
	Potencia hidráulica [W]	878	879	0,1%
	Eficiencia interna [%]	59,3%	59,2%	-0,1 p.p.

Capítulo 6

6 Conclusiones

Para concluir, en el presente trabajo se logra el objetivo principal planteado, pues se pudieron realizar las distintas simulaciones del flujo a través de la turbina obtenida con el programa de diseño y, los resultados de dicho programa se compararon con los de la simulación realizada.

Para esto, se investigan varios modelos numéricos disponibles (de turbulencia, de movimiento rotacional, entre otros) para simular el problema con CFD, donde se decide que la mejor alternativa, considerando precisión y recursos computacionales disponibles, es utilizar el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST, con corrección de curvatura y limitador Kato-Launder; junto con un modelo “frozen rotor” para el movimiento del rodete.

Posteriormente, se utiliza el programa de diseño para generar las geometrías del rodete y la turbina, basándose en los datos disponibles para el diseño del banco de ensayos. La geometría generada se logra mallar satisfactoriamente, de acuerdo con los parámetros de calidad y prácticas recomendadas, junto con el estudio de independencia de malla que les da mayor validez a los resultados obtenidos.

Se logran realizar las distintas simulaciones de flujo, para distintos caudales y velocidades de giro, con tal de construir las curvas de operación requeridas para evaluar el desempeño de la turbina. Además, se obtienen distintas imágenes de flujo para su evaluación cualitativa y el respaldo de los resultados obtenidos, aquí se incluyen contornos de presión, vectores de velocidad y líneas de corriente.

Se encuentra que, la condición de operación dada por el programa de diseño “PD” no coincide con el punto de eficiencia óptimo simulado “PS”, este se encuentra a mayor caudal y tiene una eficiencia del orden de 30 puntos porcentuales mayor. Para la condición de diseño la turbina no es capaz de generar la potencia estimada por el programa de diseño y su altura neta de agua es del orden de la mitad de lo que se calcula inicialmente, aun contando con el mismo caudal y velocidad de giro. Este análisis se respalda con el análisis de flujo, pues para el punto de diseño se observa una menor diferencia de presión antes y después del rodete, además de un flujo con mayor rotación y torbellinos en comparación con el punto de operación óptimo, que se da a un caudal de aproximadamente 50 [l/s] y 800 revoluciones por minuto. Teniendo esto en cuenta, se puede concluir que el programa de diseño no es del todo efectivo, pues para las condiciones de operación planteadas, la turbina diseñada no opera de manera óptima, cuando el punto de diseño debería corresponder al régimen de mayor

eficiencia. Aun así, la turbina diseñada presenta un buen comportamiento en sus curvas de eficiencia para mayores caudales utilizados, obteniendo una máxima eficiencia interna del orden del 60%.

Además, se analizan los puntos de máxima eficiencia para los cinco caudales simulados, encontrando que todos estos puntos presentan valores similares de velocidad específica, a excepción del punto de menor caudal de 26 [l/s] aproximadamente, el cual difiere en mayor medida, lo cual se atribuye a su valor reducido de eficiencia hidráulica. Respecto a esto se puede concluir que, para el rango de operación simulado, el punto nominal se da para las condiciones de mayor caudal y presenta una velocidad específica en un rango entre 80 y 100.

Por otro lado, al observar el flujo, se ve que existe una gran cantidad de flujo reverso, cuya dirección va en contra de la aceleración de gravedad, por lo que se estima que las simulaciones podrían arrojar resultados no reales. Para comprobar esto, se plantea un segundo caso, donde el tubo de aspiración utilizado es cilíndrico, en vez de cónico. Las imágenes de vectores y líneas de corriente para este segundo caso presentan un flujo más acorde a lo que se esperaría ver en la realidad. Las conclusiones antes planteadas para el programa de diseño siguen siendo válidas para este segundo caso. Se evidencia un flujo con mayor presencia de torbellinos y una menor eficiencia para el punto de diseño “PD”, con respecto al punto de igual velocidad angular pero mayor caudal, llamado punto de simulación “PS”, el cual, similar al primer caso mencionado, presenta eficiencias del orden de 30 puntos porcentuales mayores. Comparando los resultados para ambos diseños de tubo de aspiración, se encuentra que los valores de potencia calculados presentan desviaciones menores al 3% para “PD” y menores al 0,1% para “PS”, por lo que se podría dar que las curvas características calculadas para el tubo de aspiración cónico sigan siendo válidas para el segundo caso, aunque para asegurar esto es necesario simular más puntos de operación.

Recomendaciones

Respecto a la validez de los resultados obtenidos en el presente trabajo, se recomienda comparar con mediciones realizadas en el banco de ensayos una vez construido, esta es la mejor manera de validar los resultados obtenidos, pues se debe recordar que la simulación numérica modela múltiples aspectos del flujo y puede ser susceptible a distintos errores.

Por otro lado, se sugiere ampliar el rango de operación de la turbina, sobre todo trabajar con caudales mayores, con tal de encontrar el límite de máxima eficiencia de la turbina para posteriormente compararlo con datos reales.

Con relación a la simulación numérica, se recomienda extender el tubo de aspiración a una mayor longitud, para evitar problemas de flujo reverso, o en su defecto, utilizar un tubo cilíndrico; eventualmente se podrían efectuar ambas soluciones y comparar el rendimiento

del tubo de aspiración. Por otro lado, se recomienda realizar simulaciones transientes, pues pueden entregar más información que una simulación estacionaria, y pueden presentar una mayor precisión, sobre todo en un amplio rango de operación, lo que es fundamental si se quiere construir curvas características. Nuevamente, esto sujeto a la concordancia que presenten los resultados de la simulación con las mediciones del banco de pruebas.

Por último, se recomienda realizar el trabajo de relacionar la simulación numérica con el programa de diseño, de esta manera se puede llegar a un método más robusto, que sea capaz de corregir los parámetros de diseño en base a los resultados de la simulación, en vez de realizar diseños por prueba y error.

7 Referencias

- [1] Y. Nishi, Y. Kobayashi, T. Inagaki, and N. Kikuchi, “The Design Method of Axial Flow Runners Focusing on Axial Flow Velocity Uniformization and Its Application to an Ultra-Small Axial Flow Hydraulic Turbine,” *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2016, 2016, doi: 10.1155/2016/5390360.
- [2] A. Bozorgi, E. Javidpour, A. Riasi, and A. Nourbakhsh, “Numerical and experimental study of using axial pump as turbine in Pico hydropower plants,” *Renew. Energy*, vol. 53, pp. 258–264, May 2013, doi: 10.1016/j.renene.2012.11.016.
- [3] “Generadoras de Chile ¿Cómo generamos? <<https://generadoras.cl/como-generamos>> [consulta: 12 agosto 2025].”
- [4] “Ministerio de energía ¿Qué son las energías renovables? <<https://energia.gob.cl/educacion/que-son-las-energias-renovables>> [consulta: 13 agosto 2025].”
- [5] “¿QUÉ PASÓ EL 2023? CAPACIDAD INSTALADA EÓLICA MÁS SOLAR SUPERA A LA TÉRMICA 25 DE JULIO BATERÍAS 366 MW 1.750 MWh ABRIL RETIRO CENTRAL DIÉSEL MWh COMENZARON A OPERAR FUERON RETIRADOS.” [Online]. Available: www.generadoras.cl
- [6] “reporte_anual_2022 Generadoras de Chile”.
- [7] “World Energy Resources | 2016.” [Online]. Available: www.worldenergy.org
- [8] “PROYECTO FINAL DE CARRERA: ESTUDIO COMPARATIVO DE TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS AUTOR: Angel Viñuales Fanlo DIRECTORES: Antonio Montañés Espinosa Angel Santillán Lázaro ESPECIALIDAD: Electricidad CONVOCATORIA: Septiembre de 2011.”
- [9] Claudio Mataix, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, Segunda edición. 1982.
- [10] Gardea Villegas, Humberto, *Hidráulica de máquinas y fenómenos transitorios*. Editorial Trillas, 2018.
- [11] Pistarelli, Alejandro J., *Manual de mantenimiento ingeniería, gestión y organización*. El Autor :Talleres Gráficos R y C., 2010.
- [12] “Hydro turbine types <<https://www.hydropowermaintenance.com/turbine-types/>> [consulta: 21 agosto 2025].”
- [13] “Bulb turbine <https://archive.nptel.ac.in/content/storage2/courses/112104117/chapter_7/7_14a.html> [consulta: 21 agosto 2025].”

- [14] “Universidad Simón I. Patiño Ingeniería Electromecánica Maquinas Hidráulicas.”
- [15] A. Clerici and G. Alimonti, “World energy resources,” *EPJ Web Conf.*, vol. 98, p. 1001, Aug. 2015, doi: 10.1051/epjconf/20159801001.
- [16] “CENTRALES HIDROELECTRICAS 1.1 ENERGÍA HIDROELÉCTRICA.” Accessed: Aug. 21, 2025. [Online]. Available: <https://www.kimerius.com/app/download/5780662665/Centrales+hidroel%C3%A9ctricas.pdf>
- [17] THOMAS AGUSTÍN LABBÉ SILVA, “UTFSM DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA SANTIAGO-CHILE DISEÑO DE TURBINA HIDRÁULICA PARA MICRO GENERACIÓN ELÉCTRICA ACOPLABLE A SISTEMA FOTOVOLTAICO,” 2023.
- [18] “UTFSM DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYO PARA TURBINA HIDRÁULICA AXIAL DE BAJA POTENCIA. BENJAMÍN IGNACIO DURÁN ROCO MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO,” 2024.
- [19] A. Muis, P. Sutikno, A. Soewono, and F. Hartono, “Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application,” in *Energy Procedia*, Elsevier Ltd, Apr. 2015, pp. 263–273. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.255.
- [20] “ENERTEC energías renovables <<https://enertec-chile.cl/2022/06/01/microcentral-mallarauco/>> [consulta 3 diciembre 2025].”
- [21] “Se inauguró la primera micro turbina hidroeléctrica de Chile <https://www.energetica.cl/noticia_11.php?newsid=5493> [consulta 3 diciembre 2025].”
- [22] “Hydroelectric turbines for green, decentralized energy <<https://www.turbulent.be/technology>> [consulta 3 diciembre 2025].”
- [23] “Generador Hidroeléctrico o Turbina Hidráulica 1000W 220V AC <<https://www.naturaenergy.cl/product/generador-hidroelectrico-o-turbina-hidraulica-1000w-220v-ac>> [consulta 3 diciembre 2025].”
- [24] “Turbina Hidráulica 1kW 220V AC Kaplan <<https://www.naturaenergy.cl/product/turbina-hidraulica-1kw-220v-ac-kaplan>> [consulta 3 diciembre 2025].”
- [25] “Caracterización del mercado de tecnologías para microgeneración hidroeléctrica <<https://www.cnr.gob.cl/temas-transversales/energias-renovables-en-riego/minihidro/>> [consulta 3 diciembre 2025].”

- [26] “Suneco micro hydro power generator <<https://www.micro-hydro-power.com/>> [consulta 4 diciembre 2025].”
- [27] “Powerspout <<https://www.powerspout.com/>> [consulta 4 diciembre 2025].”
- [28] R. Simpson and A. Williams, “Design of propeller turbines for pico hydro.” [Online]. Available: www.picohydro.org.uk
- [29] D. Jošt, A. Škerlavaj, and A. Lipej, “Numerical flow simulation and efficiency prediction for axial turbines by advanced turbulence models,” in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012. doi: 10.1088/1755-1315/15/6/062016.
- [30] Q. M. B. Soesanto, “Two different design methods and simulations of axial-flow hydraulic turbine runner,” in *Proceeding - 2016 International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application: Sustainable Energy for a Better Life, ICSEEA 2016*, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., Mar. 2017, pp. 100–106. doi: 10.1109/ICSEEA.2016.7873575.
- [31] D. L. Gebrewold, S. Riedelbauch, and E. Dribssa, “Hydraulic design of a very low head axial turbine for clean energy option at Tana-Beles sugar irrigation canal in Ethiopia,” *Energy for Sustainable Development*, vol. 83, p. 101556, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.esd.2024.101556>.
- [32] T. Sudsuansee, S. Phitaksurachai, R. Pan-Aram, N. Srirakul, and Y. Tiaple, “Design and hydrodynamic performance of low head propeller hydro turbine for wide range high efficiency operation,” *International Journal of Thermofluids*, vol. 27, May 2025, doi: 10.1016/j.ijft.2025.101228.
- [33] “Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines,” 1995, *British Standards Institution*.
- [34] “Curvas características de turbinas <<https://es.scribd.com/presentation/656046442/6-Curvas-Characterísticas-Turbinas>> [consulta 26 diciembre 2025].”
- [35] “Pritchard-Fox-McDonalds_2011_8ed_Fluid-Mechanics”.
- [36] D. A. H. Khalifa, “CFD Simulation of Axial Flow Turbine,” 2008. doi: 10.13140/RG.2.2.28897.31846.
- [37] “ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main_pre.htm> [consulta 3 septiembre 2025].”

- [38] “Understanding and Applying Boundary Conditions in CFD | Diabatix <<https://www.diabatix.com/blog/understanding-and-applying-boundary-conditions-in-cfd>> [consulta 4 septiembre 2025].”
- [39] “ANSYS FLUENT 12.0 User’s Guide <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/main_pre.htm> [consulta 3 septiembre 2025].”
- [40] “General approaches for Ansys Fluent <<https://docs.asc.ac.at/software/packages/Fluent/pointers.html>> [consulta 4 septiembre 2025].”
- [41] “Ansys meshing 2025 ‘Meshing user’s guide’ <<https://ansyshelp.ansys.com>> [consulta 6 septiembre 2025].”
- [42] “Velocity-pressure coupling <https://www.cfd-online.com/Wiki/Velocity-pressure_coupling> [consulta 7 septiembre 2025].”
- [43] “Notes on Computational Fluid Dynamics: General Principles <<https://doc.cfd.direct/notes/cfd-general-principles/residual>> [consulta 8 de septiembre].”
- [44] “Fluent 2025 R2, Fluent User’s Guide <<https://ansyshelp.ansys.com>> [consulta 12 septiembre 2025].”
- [45] “How to manage uncertainty in CFD: the grid convergence index <<https://cfd.university/blog/how-to-manage-uncertainty-in-cfd-the-grid-convergence-index/>> [consulta 28 diciembre 2025].”
- [46] R. Fraser and C. Deschênes, “VLH : Development of a new turbine for Very Low Head sites.” [Online]. Available: www.hcipub.com

8 Anexos

8.1 Imágenes de geometría

Esta sección contiene imágenes relacionadas a la geometría del dominio, principalmente asociadas al diseño del banco de ensayos del trabajo de Durán [18], a partir del cual se basan el diseño preliminar de la turbina en el programa de Labbé [17] y el dominio computacional definido para las simulaciones realizadas en el presente trabajo. Al final de esta sección se presentan imágenes de la operación de corte aplicada al rodete obtenido por el programa de diseño.

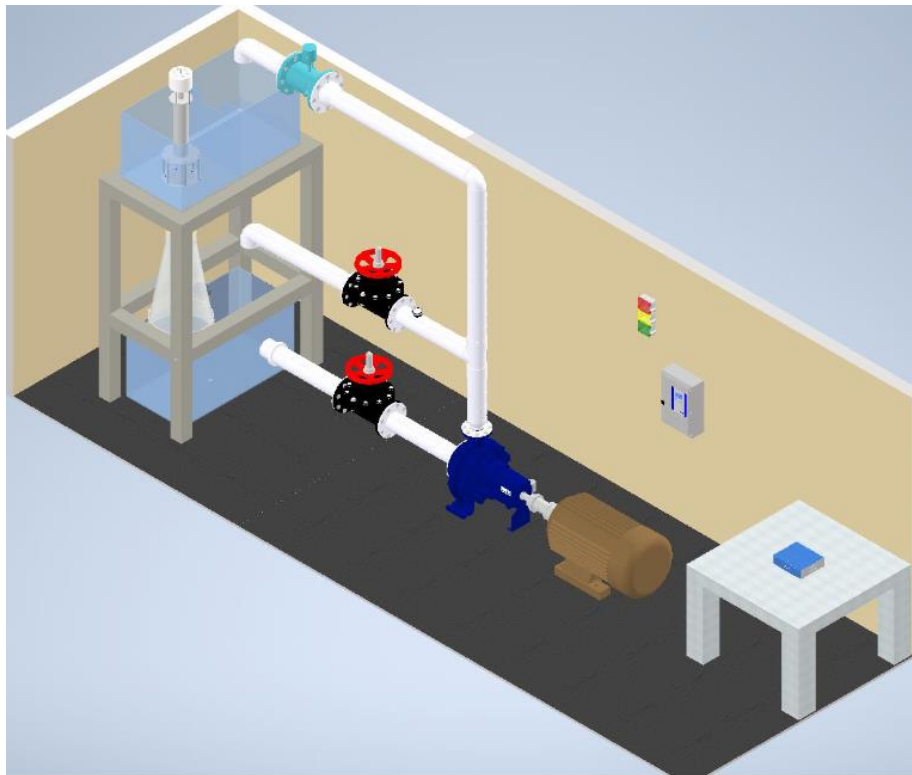


Figura 8.1: Vista general de proyecto banco de ensayo [18].

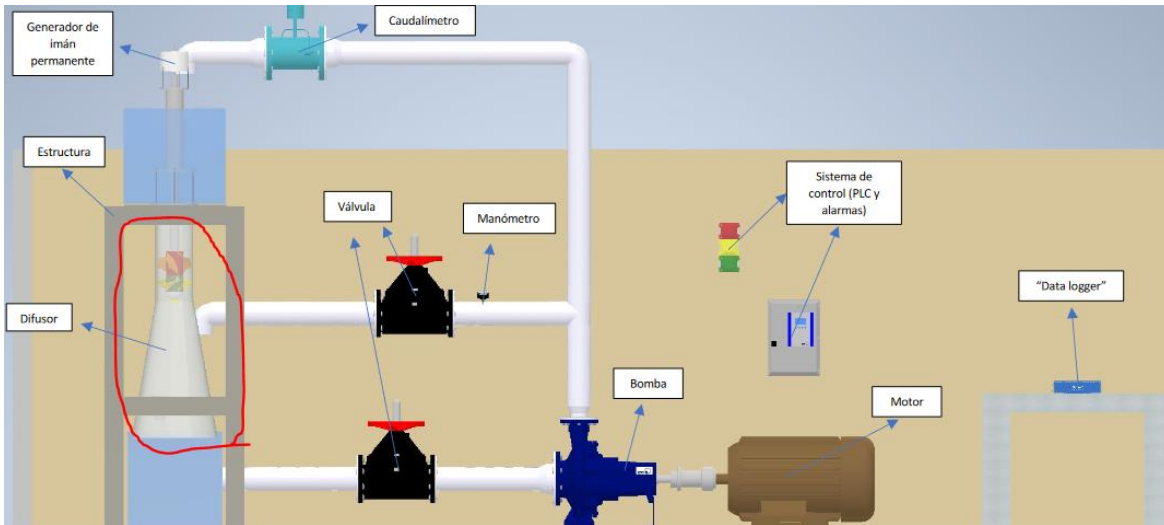


Figura 8.2: Vista lateral proyecto de banco de ensayo, encerrado en rojo el segmento correspondiente al dominio simulado [18].

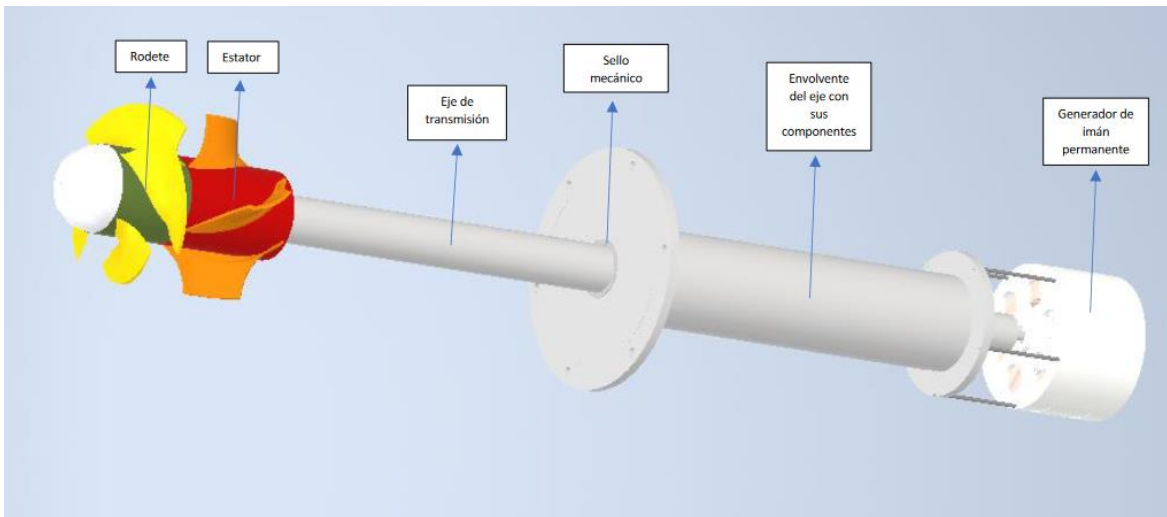


Figura 8.3: Conjunto de eje para banco de ensayo [18].

	Diámetro [mm]	Longitud[mm]
Sección 1	8	13
Sección 2	20	137
Sección 3	50	520
Sección 4	70	378
Sección 5	40	101
Sección 6	10	10

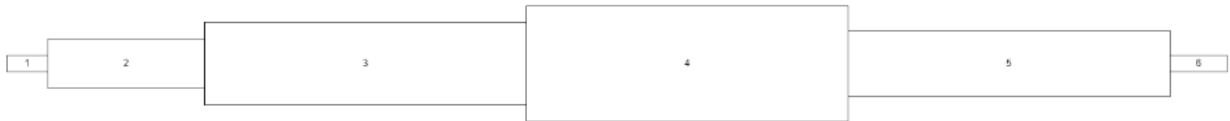


Figura 8.4: Esquema de secciones de eje y tabla correspondiente, en el presente trabajo se modela la sección 3 [18].

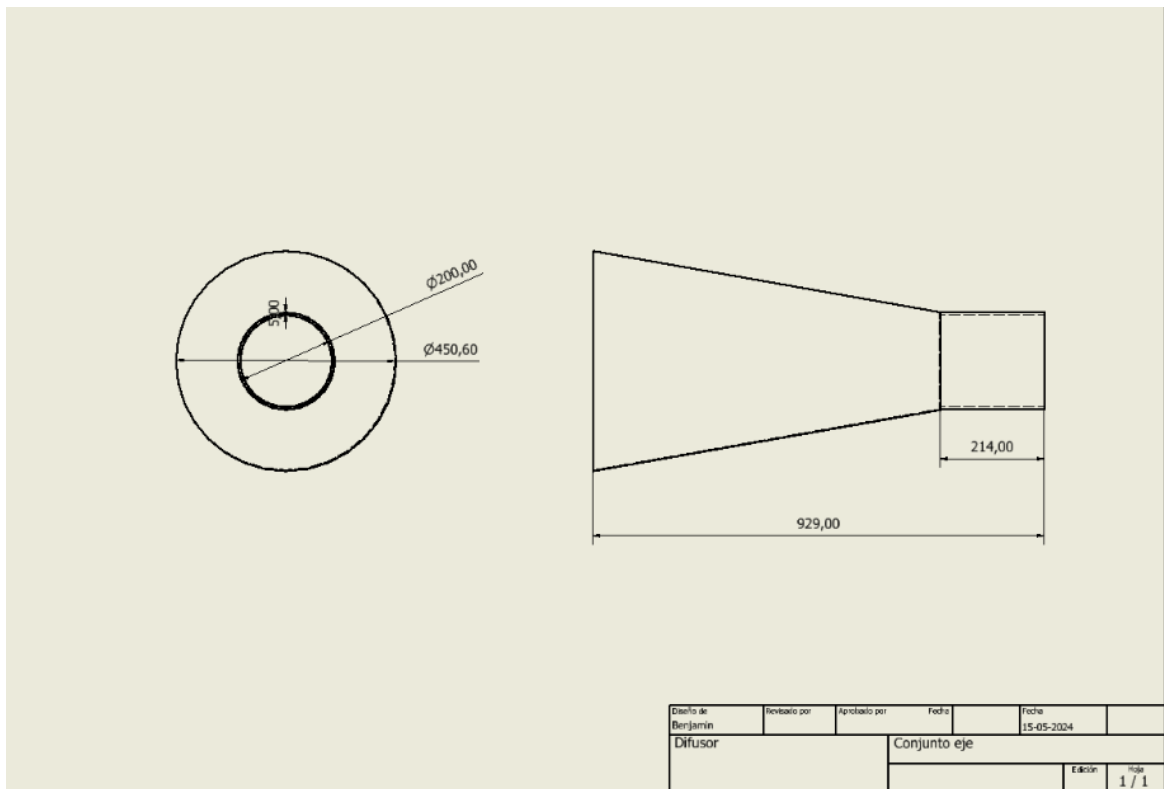


Figura 8.5: Plano de tubo difusor para banco de ensayos [18].

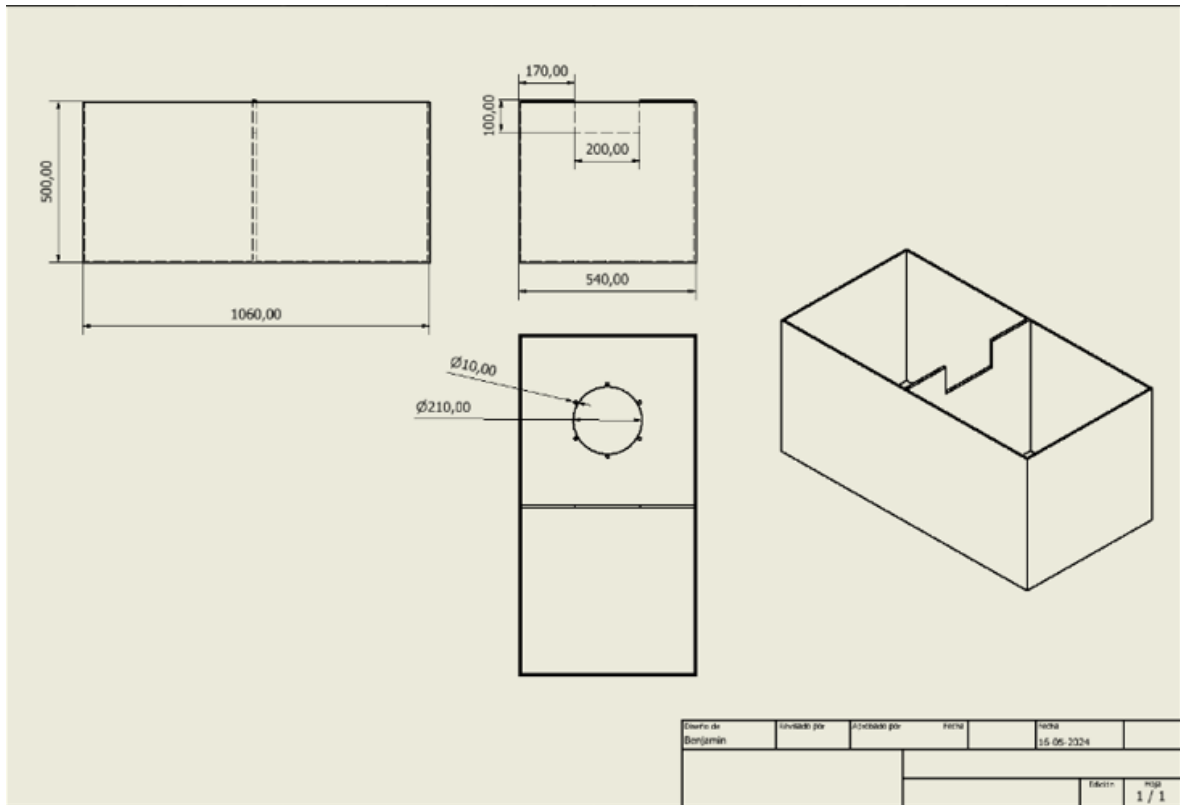


Figura 8.6: Plano de estanque superior para alimentación de la turbina [18]

Modificación del rodete

Como se mencionó en la sección 4.1, una vez generado el rodete con el programa de diseño, antes de pasar al software de simulación, se realiza una operación de corte o “fillet”, esto con tal de “suavizar” el borde de cola de los álabes, para que no presenten problemas a la hora de mallar la geometría. Esta operación se puede ver en la Figura 8.7 y Figura 8.8, en esta última se alcanza a ver la geometría resultante del álabe después de aplicado el corte, donde los álabes quedan con una punta redonda de 0,2 [mm] de radio. Nótese que en las figuras vistas en la sección 4.1, ya se aplicó esta operación de corte, pues estas fotos fueron tomadas dentro del software de simulación.

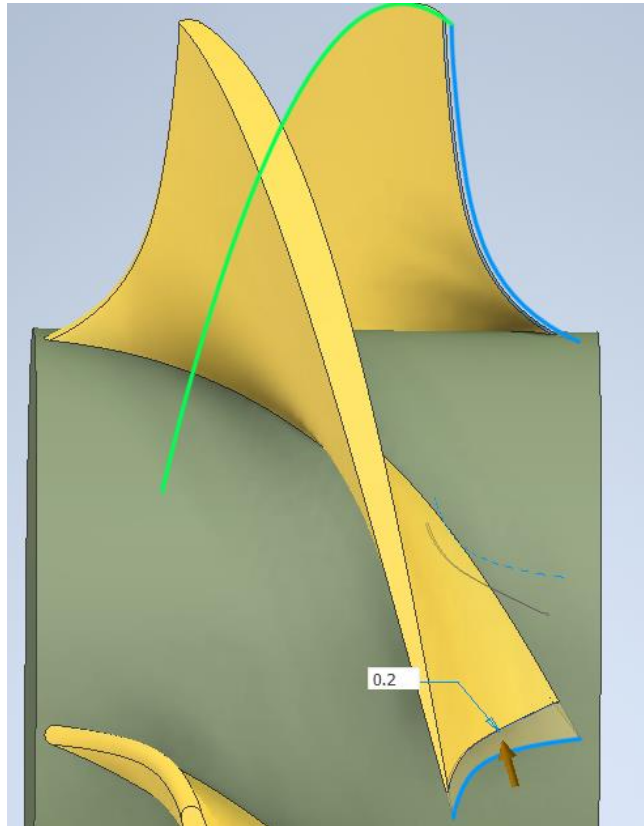


Figura 8.7: Rodete generado por el programa de diseño.

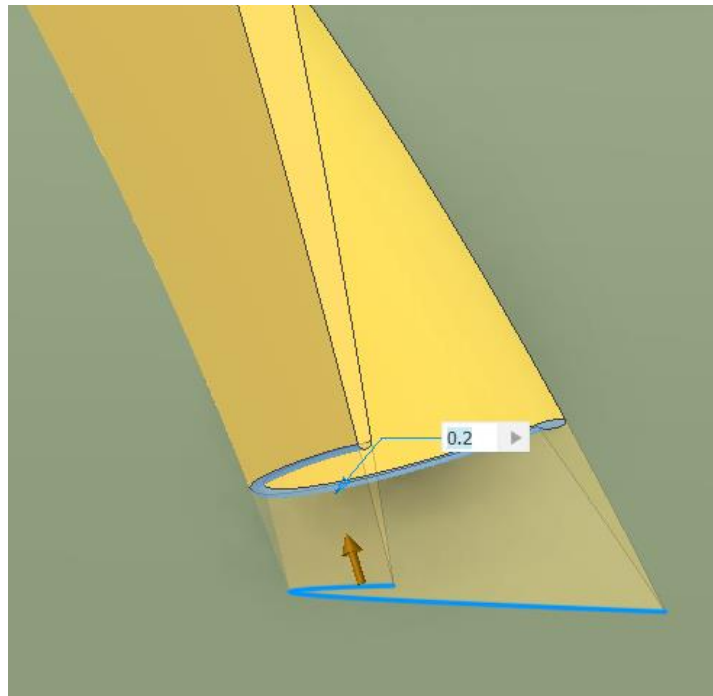


Figura 8.8: Rodete generado por el programa de diseño, la sección transparente indica la geometría cortada.

8.2 Resultados de simulación

Esta sección presenta una tabla más completa con los resultados obtenidos para todos los puntos de simulación, incluyendo velocidad de entrada, velocidad de giro, altura neta, potencias, etc.

Tabla 8.1: Tabla de resultados para todos los puntos simulados.

Q_{inlet} [l/s]	v_{inlet} [m/s]	[rpm]	Potencia eje [W]	Altura neta [m]	Potencia hidráulica [W]	η interna [%]
39,2	1,5	200	253	2,4	914	27,6%
39,2	1,5	300	306	2,0	782	39,1%
39,2	1,5	400	324	1,8	685	47,3%
39,2	1,5	500	308	1,6	595	51,9%
39,2	1,5	600	275	1,4	522	52,7%
39,2	1,5	800	104	0,9	338	30,7%
49,6	1,9	200	436	3,8	1839	23,7%
49,6	1,9	300	563	3,3	1623	34,7%
49,6	1,9	400	631	2,9	1424	44,3%
49,6	1,9	500	659	2,6	1275	51,7%
49,6	1,9	700	603	2,1	1013	59,5%
49,6	1,9	800	520	1,8	878	59,3%
49,6	1,9	1000	241	1,2	590	40,9%
26,1	1,0	100	61	1,4	351	17,4%
26,1	1,0	200	89	1,1	288	31,0%
26,1	1,0	300	95	1,0	249	38,1%
26,1	1,0	400	81	0,8	214	38,0%
26,1	1,0	500	47	0,7	175	26,8%
44,4	1,7	200	340	3,0	1325	25,6%
44,4	1,7	400	464	2,3	1002	46,3%
44,4	1,7	500	467	2,0	888	52,6%
44,4	1,7	600	444	1,8	790	56,2%
44,4	1,7	800	290	1,3	578	50,3%
44,4	1,7	900	165	1,0	454	36,4%
44,4	1,7	1000	23	0,8	330	6,9%
32,9	1,3	100	102	2,0	647	15,8%
32,9	1,3	200	165	1,7	550	29,9%
32,9	1,3	300	190	1,5	469	40,4%
32,9	1,3	400	188	1,3	408	46,1%
32,9	1,3	500	164	1,1	352	46,8%
32,9	1,3	600	114	0,9	292	39,0%
32,9	1,3	700	42	0,7	223	18,8%

8.3 Cálculos tubo de aspiración

Como se mencionó en el análisis de la sección 5.2, a continuación se presenta una evaluación superficial sobre la necesidad del tubo de aspiración en la turbina, en base al caudal requerido. Para esto, se calcula la velocidad máxima que puede alcanzar el fluido en caída libre, sin la presencia de la turbina, según la ecuación (8.1).

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (8.1)$$

Donde “ v ” representa la velocidad final del fluido, es decir en el punto más bajo del dominio estudiado, “ g ” representa la aceleración de gravedad y “ h ” es la altura entre el punto inicial y final del fluido estudiado. Esta ecuación se deriva a partir del principio de conservación de energía, donde se asume que el fluido inicia en reposo; que el punto inicial y final están al aire libre y por lo tanto, presentan presión atmosférica; y que las pérdidas de energía por calor u otras son despreciables.

Teniendo la velocidad del fluido en caída libre, se puede multiplicar dicha cantidad por el área transversal de la tubería en la sección correspondiente, para obtener el caudal que es posible obtener. Si el caudal calculado fuera menor que el caudal de trabajo con el que se realizó el estudio, significa que es necesario el uso de un tubo de aspiración cónico, para aumentar el caudal disponible, pues al mantener la velocidad constante en el punto de salida, aumentar el área de sección transversal implica aumentar el caudal disponible, según la ecuación (8.2), correspondiente a la ecuación de continuidad para un fluido incompresible.

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (8.2)$$

Donde “ v ” y “ A ” representan la velocidad media y área respectivamente, para dos secciones. Los resultados se resumen en la Tabla 8.2, donde se calcula el caudal disponible a una altura de 0,4 [m], correspondiente a la altura entre el estanque superior y la admisión de la turbina; y a una altura de 1,44 [m], correspondiente a la altura bruta total del dominio computacional simulado.

Tabla 8.2: Caudales máximos disponibles para las condiciones de operación.

<i>Caudal máximo trabajado en el estudio.</i>	<i>49,6 [l/s]</i>
<i>Caudal máximo disponible para $H=0,40$ [m]</i>	<i>73,3 [l/s]</i>
<i>Caudal máximo disponible para $H=1,44$ [m]</i>	<i>149,4 [l/s]</i>

Según estos resultados, utilizar un difusor cónico no sería necesario por requerimientos de caudal de trabajo, aunque se debe mencionar que los valores calculados

son bastante mayores al caudal máximo trabajado en el estudio. Al trabajar con un caudal que no es el indicado para la turbina, ya sea mayor o menor, se corre el riesgo de operar con ineficiencias considerables, sin embargo, para las condiciones disponibles, se debería disminuir el caudal de trabajo, esto se puede lograr reemplazando el tubo difusor con una tobera, lo cual no tiene mucho sentido para una turbina hidráulica de este tipo. Dicho esto, si se quieren seguir las dimensiones planteadas en el trabajo de Durán [18], a la hora de implementar el banco de ensayos, se recomienda el uso de una válvula de admisión para regular el caudal, o derechamente trabajar con caudales mayores a los simulados en el presente trabajo.