



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**SIMULACIÓN DE LAS PROPIEDADES
DEL FLUJO DE AGUA A TRAVÉS DEL
ROTOR DE UNA TURBINA HIDRÁULICA**

Autor:

José Gregorio Sánchez García

C.I.: 20.081.445

Urb. Yuma II, Calle N° 3, Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (Master) - Fax: (0241) 871239



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**SIMULACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL FLUJO DE AGUA A TRAVÉS
DEL ROTOR DE UNA TURBINA HIDRÁULICA**

Trabajo de Grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

Autor: José Gregorio Sánchez García

C.I.: 20.081.445

Tutor: Ing. Gruber A. Caraballo V.

San Diego, Octubre 2017



Universidad José Antonio Páez
Facultad de Ingeniería

FI-TG-065-2017-2

Valencia, 07 de Julio de 2017.

Ciudadano:
José Sánchez
C.I. 20.081.445
Presente.-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 2-2017 de fecha 07/07/2017 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado "SIMULACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL FLUJO DE AGUA A TRAVÉS DEL ROTOR DE UNA TURBINA HIDRÁULICA" presentado por usted como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Gruber Caraballo, C.I. 12.014.408 y la Ing. Alicia Pizzella, C.I. 4.598.880 como Tutotes Académicos que lo asesorarán en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,


Ing. José Gregorio Díaz
Decano de la Facultad de Ingeniería



c. c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (2).

JGD/fr



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero Gruber A. Caraballo V. portador de la cédula de identidad N° 12.014.408, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por el ciudadano José Gregorio Sánchez García, cédula de identidad N° 20.081.445, titulado **“SIMULACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL FLUJO DE AGUA A TRAVÉS DEL ROTOR DE UNA TURBINA HIDRÁULICA”** presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, a los 18 días del mes de octubre del año dos mil diecisiete.

Firma

Ing. Gruber A. Caraballo V.

C.I.: 12.014.408

Tutor Académico

ÍNDICE GENERAL

CONTENIDO	P.P.
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xii
NOMENCLATURA	xiii
CONSTANTES	xv
RESUMEN INFORMATIVO	xvi
INTRODUCCIÓN	1

CAPÍTULO

I	EL PROBLEMA	
	1.1. Planteamiento del problema.....	3
	1.2. Formulación del problema.....	4
	1.3. Objetivos de la investigación.....	4
	1.3.1 Objetivo general.....	4
	1.3.2 Objetivos específicos.....	4
	1.4. Justificación.....	5
	1.5. Alcance.....	5
	1.6. Limitaciones.....	5
II	MARCO TEÓRICO	
	2.1. Antecedentes de la investigación.....	7
	2.2. Bases teóricas.....	8
	2.2.1 Máquinas hidráulicas.....	9
	2.2.2 Clasificación de las máquinas hidráulicas.....	9
	2.2.3 Turbinas hidráulicas.....	9
	2.2.4 Descripción de la turbina francis.....	10
	2.2.5 Triángulo de velocidades.....	11
	2.2.6 Modelación Matemática.....	14
	2.2.7 Modelo de turbulencia Eddy Viscosity.....	18
	2.2.8 Modelo de turbulencia kappa – épsilon (k- e).....	19
	2.2.9 Modelo de turbulencia kappa – omega (k- w).....	20
	2.2.10 Modelo shear stress transport (SST).....	20
	2.2.11 Modelos de la capa límite.....	21
	2.2.12 Modelo de distribución de las pérdidas.....	22
	2.2.13 Modelo de aproximación límite.....	22
	2.2.14 Modelo del espesor de capa fina.....	22

2.2.15 Niveles de aproximación numérica.....	23
2.2.16 Método de solución numérica.....	27
2.2.17 Método de discretización.....	28
2.2.18 Coordenadas y base del sistema vector.....	28
2.2.19 Mallado o discretización numérica.....	29
2.2.20 Procedimiento para la solución en CFD.....	37
2.2.21 Verificación de la geometría.....	39
2.2.22 Calidad de la malla.....	39
2.2.23 Criterio de convergencia.....	41
2.3 Definición de términos.....	41

III MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo de la investigación.....	45
3.2 Diseño de investigación.....	45
3.3 Nivel de la investigación.....	46
3.4 Población y muestra.....	46
3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	46
3.6 Fases metodológicas.....	47

IV RESULTADOS

4.1 Revisión de los documentos bibliográficos referenciales sobre el estudio del campo de flujo y su interacción a través del rotor de una turbina hidráulica tipo Francis.....	50
4.2 Modelado de la geometría del rotor de la turbina hidráulica usando una herramienta computacional de dibujo asistido por computadora (CAD).....	50
4.3 Definición del modelo físico-matemático del flujo en condiciones estacionarias.....	52
4.3.1 Ecuaciones de gobierno.....	52
4.3.2 Modelo de turbulencia.....	52
4.4 Discretización del dominio y establecimiento de las condiciones de contorno.....	53
4.4.1 Generación de la malla computacional.....	53
4.4.2 Configuración de las condiciones del dominio.....	59
4.4.3 Configuración de las condiciones de borde.....	59
4.5 Simulación de las propiedades del flujo y obtención de los resultados en forma de data y/o representaciones gráficas.....	61
4.5.1 Configuración del solver.....	61

4.5.2 Selección del modelo de turbulencia.....	62
4.5.3 Convergencia de la simulación numérica.....	63
4.5.3.1 Convergencia para una velocidad de entrada de 3 m/s.....	65
4.5.3.1 Convergencia para un rango de velocidades de entrada (3,2£V£4) m/s.....	66
4.6 Validación de los resultados con antecedentes o mediante hipótesis en base a una interpretación sin violar las leyes físicas...	67
4.6.1 Validación mediante el uso de la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos.....	67
4.6.2 Validación según el comportamiento de las curvas características.....	70
4.6.2.1 Comportamiento de la curva potencia vs caudal.....	70
4.6.2.2 Comportamiento de la curva del factor de velocidad contra el coeficiente de circulación.....	72
4.6.2.3 Comportamiento de la curva del coeficiente de energía específica y el factor de velocidad.....	74
CONCLUSIONES	77
RECOMENDACIONES	79
BIBLIOGRAFÍA	81
APÉNDICE A	83

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA		
1	Triángulos de velocidades en TM.....	15
2	Técnicas de aproximación numérica en MF.....	33
3	Malla estructurada.....	36
4	Cuadrícula estructurada.....	37
5	Mallado estructurado con interfaz ajustada.....	38
6	Mallado estructurado en bloque 2D sin interfaces ajustadas.....	38
7	Mallado compuesto en 2D.....	39
8	Malla no estructurada.....	40
9	Ejemplo de mallado no estructurado en 2D.....	41
10	Sesgo en celdas.....	43
11	Ortogonalidad del mallado	46
12	Factor de expansión de la malla.....	47
13	Aspecto del radio de la malla.....	47
14	Álabe del rotor.....	58
15	Geometría recreada a partir de los datos suministrados.....	58
16	Dominio fluidizado en el interior del rotor.....	60
17	Un séptimo del dominio fluido.....	61
18	Un séptimo del dominio fluido.....	62
19	Selección de los nombres de las caras.....	63
20	Selección de los elementos discretos.....	64
21	Malla generada.....	64
22	Configuración de la periodicidad rotacional.....	67
23	Configuración de la entrada.....	68
24	Configuración de la salida.....	69
25	Configuración del solver.....	70
26	Imbalance del modelo kappa-omega.....	72
27	Imbalance del modelo kappa-épsilon.....	72
28	Convergencia de las ecuaciones de continuidad y momento para la velocidad de entrada de 3 m/s.....	73
29	Convergencia de las ecuaciones turbulencia para la velocidad de entrada de 3 m/s.....	74
30	Visualización de la línea de flujo en el dominio.....	76
31	Representación gráfica de la presión contra la posición de una partícula de fluido a lo largo de la una línea de corriente.....	77
32	Curva de potencia vs caudal numérica.....	79

33	Curva de potencia vs caudal experimental.....	80
34	Factor de velocidad contra coeficiente de circulación numérica.....	81
35	Factor de velocidad contra coeficiente de circulación experimental	82
36	Curva del factor de energía específica contra el factor de velocidad numérica.....	83
37	Curva del factor de energía específica contra el factor de velocidad experimental.....	84

INDICE DE TABLAS

TABLA

1	Parámetros suministrados por la empresa	59
2	Datos de la calidad de la malla.....	65
3	Características del mallado.....	66
4	Comparación de los modelos de turbulencia.....	71
5	Valores residuales RMS de cada simulación.....	75
6	Aplicación de la ecuación de Bernoulli.....	78
7	Datos de carga hidráulica, caudal y potencia proporcionados por las simulaciones numéricas.....	79

NOMENCLATURA:

	Descripción	Unidad
b ₁	Ancho a la entrada del rodete	m
b ₂	Ancho a la salida del rodete	m

N	Velocidad angular del impulsor	rpm
1	Velocidad tangencial del impulsor a la entrada	m/s
2	Velocidad tangencial del impulsor a la salida	m/s
1	Velocidad relativa del fluido respecto al alabe en la entrada	m/s
2	Velocidad relativa del fluido respecto al alabe en la salida	m/s
	Viscosidad dinámica	Pa s
	Viscosidad cinemática	m ² /s
T	Viscosidad Turbulenta o de Eddy	N s/m ²

CONSTANTES:

Constante	Descripción	Valor
	Densidad	1000 Kg/m ³
k	Constante del modelo de turbulencia k-	2
	Constante del modelo de turbulencia k-	2
	Constante del modelo de turbulencia k-	1,3
g	Aceleración de gravedad	9,81 m/s ²
	Constante de homogeneidad dimensional por vórtice	5/9
	Contante de homogeneidad dimensional para corrección de cantidad de movimiento	0,075

REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA

**SIMULACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL FLUJO DE AGUA A TRAVÉS
DEL ROTOR DE UNA TURBINA HIDRÁULICA**

Autor: José Gregorio Sánchez García

Tutor: Ing. Gruber A. Caraballo V.

Fecha: Octubre 2017

RESUMEN INFORMATIVO

El siguiente trabajo tiene como objetivo principal la simulación del flujo de agua a través del rotor de una turbina hidráulica. Con ello se quiere analizar el comportamiento del campo de flujo, su interacción y la influencia que tiene los cambios del momento cinético en el campo escalar de presión y el campo vectorial del momento para obtener patrones de flujo en forma de data, curvas y gráficos que permitan comprender el fenómeno. La dinámica de fluidos computacional, CFD, es una herramienta para estudiar éste comportamiento, debido a que las opciones experimentales son muy costosas. Estas herramientas permiten evaluar las ecuaciones de dinámica de fluidos que no se pueden trabajar analíticamente debido a sus complejidades matemáticas, sin embargo se hace un análisis de la simetría del rotor con el fin de mantener los costos computacionales en un nivel asequible. Esta opción fue seleccionada para buscar un uso optimizado de los recursos computacionales sin pérdida de precisión en los detalles del campo de flujo a través del mismo. Se dimensionó y digitalizó el rotor mediante un programa de dibujo asistido por computadora (CAD) para su exportación al ambiente CFD de ANSYS® CFX donde se discretizó el dominio fluidizado, estableciéndose las condiciones de contorno y simulando el flujo. Se obtuvo la data suficiente para generar las curvas de altura útil y potencia vs caudal y compararlas con las proporcionadas por los fabricantes, encontrándose una similitud aceptable en la forma y tendencias de las curvas.

Descriptor: Campo de flujo incompresible, turbina hidráulica, dinámica de fluidos computacional (CFD), Similitud y análisis dimensional en turbinas hidráulicas, Presión.

INTRODUCCIÓN

El estudio de la interacción entre los fluidos y las máquinas de fluidos ha sido estudiado desde que Euler en 1755 dedujo la ecuación fundamental de las turbomáquinas. Estos estudios se han centrado en tres vertientes: , la y con el desarrollo de la ciencia de la computación y avance en la tecnología se introduce la tercera herramienta de estudio:

La aplicación de la mecánica de fluidos a las turbomáquinas describe el comportamiento del campo de flujo incompresible en las turbinas hidráulicas y muchos fabricantes se basan en bancos de pruebas, métodos y procedimientos de ensayo para mostrar las prestaciones y utilidades de sus equipos, sin embargo el costo de estas pruebas y bancos de ensayo son muy elevados y por ello optan por las soluciones por métodos numéricos, usando la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés).

En el presente trabajo de investigación se estudia el comportamiento del campo de flujo incompresible de agua que pasa a través del rotor de una turbina hidráulica tipo Francis, con la finalidad de caracterizar las propiedades del flujo más relevantes como el campo escalar de presiones, el perfil escalar del campo de velocidades, las componentes del momento cinético, entre otras, desde un modelo tridimensional del rotor generado por una herramienta CAD y simulado por usando el método de elementos finitos con un software de dinámica de fluidos computacional.

Inicialmente se discretiza el dominio fluidizado de rotor y se establecen las condiciones de borde, esto es, entrada y salida del flujo, así como la pared sólida con la que va a interactuar el campo de flujo. Luego se procede a realizar las pruebas del rendimiento de la malla computacional y una vez obtenida la más eficiente se realiza los experimentos numéricos o simulaciones por medio de un centro de procesamiento de datos denominado “solver”.

Después de haber ejecutado el solver se obtienen los resultados que describen el comportamiento del campo de flujo, con los cuales se procede a comparar con los datos bien sean teóricos o experimentales para lograr la validación de los mismos.

El trabajo se desarrolló en los siguientes capítulos:

Capítulo I: Explica todo lo relacionado al planteamiento y formulación del problema, además de los objetivos a alcanzar en este proyecto, así como también las limitaciones que se presentan al momento de solucionar el problema.

Capítulo II: Se refiere a toda terminología y conceptos necesarios que servirán de base para el desarrollo del estudio, además de un breve resumen sobre los antecedentes relacionados con la investigación.

Capítulo III: Consta de las distintas fases metodológicas a emplear en el desarrollo de las estrategias, que son establecidas para cumplir con los objetivos propuestos.

Capítulo IV: Detalla los resultados mediante las fases metodológicas definidas en el capítulo anterior.

El trabajo aquí presentado, está estructurado de tal manera que el lector pueda ir adquiriendo los conocimientos básicos que le permitirán entender a cabalidad la tecnología referida y las herramientas a usar. Sin embargo, cabe destacar que si el lector es lo suficientemente conocedor del tema, perfectamente puede obviar los capítulos que contengan información que considere ya conocida, y continuar con los aspectos que crea interesantes sin que se pierda la linealidad o coherencia de la información que se desea mostrar.

CÁPITULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema

El control y manejo de los fluidos representa desde hace siglos, una parte vital en el desarrollo y fabricación de generadores accionados por turbinas en sus diferentes presentaciones (hidráulicas, térmicas, eólicas, y submarinas) y de numerosos productos en la industria moderna, en contexto cobra importancia la generación de energía eléctrica utilizada en el mundo y por ende el estudio e investigación de las turbomáquinas.

Actualmente, en el mundo la generación de energía eléctrica por medio de saltos hidráulicos representa un 16,5% de los diferentes métodos de producción de electricidad y Venezuela no es la excepción, gracias a la disponibilidad de los numerables recursos hídricos que hay en el país, lo cual ha dado lugar a la construcción de represas donde existe capacidades de aprovechamiento de la energía del agua por medio de turbomáquinas hidráulicas.

Cuando se desarrollan nuevos complejos hidroeléctricos y, según los estudios realizados, se requieren de equipos de turbinas hidráulicas adaptadas a cada tipo de proyecto, es decir que es un diseño único y exclusivo para cada represa, y como consecuencia se deben construir, para cada caso, bancos de ensayos con la finalidad de contar con los estudios y análisis requeridos para el diseño de los mismos, el principal problema son las dimensiones de los laboratorios donde se desarrollaran los ensayos debido al gran tamaño de las turbinas que se requieren en las plantas generadoras, para poder aprovechar al máximo el potencial hidroeléctrico del río, que en general cuentan con grandes volúmenes de agua, aumentando los costos drásticamente y extendiendo el tiempo de construcción de las turbinas hidráulicas.

El Bajo Caroní es un ejemplo de la gran cantidad de caudal volumétrico de agua, con poca altura hidráulica que ha llevado a levantar pequeños embalses, utilizando o por utilizar turbinas del tipo Francis por corresponder a saltos hidráulicos denominados de media presión, y que junto a las turbinas tipo Kaplan son las más indicadas para las características hidráulicas del río, como ente transformador de energía, gracias a su capacidad para variar el ángulo en el que el fluido incide sobre los álabes del rotor. Sin embargo, con la capacidad de producir energía eléctrica limpia y solucionar los problemas a la sociedad en cuanto a la demanda eléctrica del país, las turbinas tipo Francis representan una solución con un alto costo en lo relativo a su diseño,

fabricación e instalación, lo cual se convierte en una dificultad para su uso, estudio y mantenimiento.

Una manera de solucionar el problema es realizar bancos de ensayos con prototipos de turbinas de menor tamaño esto posible gracias a la ayuda de las leyes de semejanzas y aplicando una metodología experimental pero, se necesitan de la fabricación de partes que lo compongan, ensamblajes y personal capacitado para su operación que son de alto costo, también hay que considerar las dimensiones, ya que todos estos prototipos son de tamaño diferentes a los reales y por ende se pierde la similitud dinámica suministrando resultados que arrojan un grado considerable de errores e imprecisiones. Además, están los problemas asociados con la regulación de los equipos implica el uso de equipos eléctricos como variadores de frecuencia y bancos de capacitores para regular la potencia eléctrica del generador.

Teniendo en cuenta las elevadas sumas de dinero en inversión y las imprecisiones que podrían arrojar los métodos experimentales y lo difícil de ensayar los modelos de turbina. Viene a ser fundamental complementar los datos obtenidos en bancos de ensayos con una herramienta de simulación numérica aplicada a la dinámica de fluidos computacional (CFD, según sus siglas en inglés) que aplicándolas permiten analizar los modelos en tamaño real.

1.2 Formulación del problema

¿Cómo predecir el comportamiento de las variables que conforman el campo de flujo que pasa a través del rotor de una turbina hidráulica tipo Francis, sin la necesidad de construir un banco de ensayo con la compleja red de sensores para la captura de los datos?

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1 Objetivo general

Simular las propiedades del flujo de agua a través del rotor de una turbina hidráulica.

1.3.2 Objetivos específicos

- Revisar los documentos bibliográficos referenciales sobre el estudio del campo de flujo y su interacción a través del rotor de una turbina hidráulica tipo Francis.
- Modelar la geometría del rotor de la turbina hidráulica usando una herramienta computacional de dibujo asistido por computadora (CAD).
- Definir el modelo físico-matemático del flujo en condiciones estacionarias.
- Discretizar el dominio y fijar las condiciones de contorno del modelo.

- Simular las propiedades del flujo y obtener los resultados en forma de data y/o gráficas.
- Validar los resultados con antecedentes o formular las hipótesis en base a una interpretación sin violar las leyes físicas.

1.4 Justificación

En la actualidad ha crecido rápidamente el uso de las herramientas computacionales, también la velocidad de procesamiento de datos ha evolucionado rápidamente, evento que ha facilitado el estudio de muchos temas importantes en las distintas ramas de la ingeniería, es por eso que se pretende ampliar el campo de la dinámica de fluidos y turbomáquinas visto en el pensum de Ingeniería Mecánica de la Universidad José Antonio Páez por medio de la utilización de estas herramientas, realizando más aportes de trabajos de grado relacionados con técnicas de aproximación numéricas basadas en la dinámica de fluidos computacional.

Estas herramientas permiten evaluar las ecuaciones de dinámica de fluidos que no se pueden trabajar analíticamente debido a sus complejidades matemáticas, por lo tanto aplicar esta investigación, permite predecir las propiedades de flujo con más detalles y obtener resultados más próximos a la realidad del comportamiento del fluido a través del rotor de la turbina para éste caso, evitando así realizar los gastos de construcción de un banco experimental.

Una utilidad de las herramientas CFD, es que se tiene la posibilidad de excluir físicamente el equipo que se desea estudiar y obtener variables físicas en cualquier punto del espacio geométrico, solo basta con su dimensionamiento en un software de diseño computacional. De esta manera se obtienen beneficios económicos en todos los ámbitos de estudio.

1.6 Alcance

Con la finalidad de realizar el estudio en el tiempo establecido, solo se enfocara el análisis del fluido incompresible que interactúa con el rodete de una turbina hidráulica tipo Francis y la simulación estará limitada al modelo numérico seleccionado, así como también por el modelo de turbulencia y transferencia de calor.

1.5 Limitaciones

Algunas restricciones que pueden presentarse para la investigación son: No se ha incorporado al pensum de la carrera (Ingeniería Mecánica, en la Universidad José Antonio Páez), ninguna materia concerniente con la implementación de análisis numérico en la dinámica de los fluidos, por lo que se podrían presentar inconvenientes en la aplicación de este método.

Los movimientos y cambios reales del flujo dentro del impulsor de una turbina es de gran complejidad por la geometría del mismo, por lo que se podrían presentar complicaciones en la elaboración del prototipo y mallado del mismo.

Según la complejidad del entorno a simular, las simulaciones pueden tardar mucho tiempo, por lo que estas se harán de manera que se puedan realizar dentro de los límites de tiempo establecidos para la elaboración de esta investigación.

Actualmente no se cuenta con un banco de ensayo dentro del laboratorio de térmica destinado al estudio de las turbinas tipo Francis, lo cual podría presentar problemas en la validación de los resultados de estudio.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación

Gutierrez J. (2010), en su trabajo de grado **“Simulación Hidrodinámica de las Turbinas a Instalar en la Central Hidroeléctrica “Manuel Piar” en Tocomá”** realizado en la Universidad de Málaga, España, presentó la simulación numérica, mediante el método de los volúmenes finitos, de las turbinas hidráulicas a ser instaladas en la Central Hidroeléctrica “Manuel Piar” en Tocomá, también conocida como Tocomá. La investigación es de tipo aplicada, dado que se utiliza el método de los volúmenes finitos para la simulación del comportamiento de la turbina Kaplan, y así construir las curvas características de la misma. Los resultados muestran, que se pudo establecer una relación matemática para los perfiles de velocidad a la salida de las paletas directrices como función del radio, para diferentes inclinaciones de las paletas directrices. También se presentan las curvas de torque, potencia y eficiencia de la turbina como función del caudal para diferentes velocidades de operación, y se establece el punto de operación una vez instaladas. Dicho trabajo presenta una importante fuente de material bibliográfico para la caracterización de las turbinas hidráulicas tipo francis en un solo documento, contribuyendo satisfactoriamente a ésta investigación con los recursos teóricos para su desarrollo.

Así mismo, Lain S., García M., Quintero B. y Orrego S. (2009) pertenecientes al grupo de investigación en mecánica de fluidos de la universidad autónoma de occidente en Calí, Colombia, publican un artículo titulado **“Simulación numérica CFD de turbinas Francis”**, en donde se aborda la simulación numérica del flujo en el interior de una turbina Francis. La metodología a seguir para la simulación del flujo en una turbina Francis depende de los objetivos perseguidos: mientras que para determinar la curva característica y las pérdidas de energía en los diferentes componentes basta una aproximación estacionaria, para investigar las interacciones rotor – estator o las fluctuaciones de presión en el rodete se requiere realizar un cálculo transitorio. Ambas estrategias se presentan en este artículo aplicadas a una turbina Francis en explotación en Colombia. La simulación se realiza por medio del paquete computacional Ansys CFX release 11. Los resultados de la simulación comparan satisfactoriamente con las medidas experimentales realizadas sobre la máquina, especialmente en el caso de la curva característica. En el desarrollo de esa investigación se presentó una estructura metodológica para la realización de las simulaciones en el ambiente CFD de ANSYS® CFX, la cual fue utilizada en el presente trabajo como guía para cumplir con los objetivos de la misma.

Por último, Ruprecht A., Heitele M., Helmrich T., Moser W., Aschenbrenner T., (2010) en su publicación pre-print denominada “**Simulación Numérica de una Turbina Francis incluyendo interacciones inestables rotor-estator**” donde se muestra la simulación del flujo inestable en el interior de una turbina hidráulica con caja espiral, tándem en cascada con 24 canales, 13 álabes y tubo de aspiración. Las condiciones de contorno computacionales se establecen desde la entrada en la caja espiral hasta la salida del tubo del tubo de aspiración. No se consideran efectos turbulentos y los resultados se muestran para dos puntos de operación. Se incluye una interfaz dinámica entre el rotor y el estator, así como también la breve descripción del algoritmo computacional, lo que representa un escenario para comprender el desempeño de las técnicas de aproximación numérica para la solución de las ecuaciones de gobierno del campo de flujo en una turbina hidráulica tipo francis. Esto fue de gran utilidad ya que permitió el entendimiento de como trabaja el motor de cálculo “solver” en ANSYS® CFX para así poder interpretar los resultados.

2.2 Bases teóricas

De acuerdo con Arias (2010), “Las bases teóricas implican un desarrollo amplio de los conceptos y proposiciones que conforman el punto de vista o enfoque adoptado, para sustentar o explicar el problema planteado” (p.107). Por lo tanto, la correcta realización de las bases teóricas permitirá no solo obtener un sustento sobre el cual se podrá realizar el apropiado y acorde análisis de resultados, sino que también ayudará a explicar la problemática a partir de un conjunto de teorías y supuestos ya establecidos y publicados.

2.2.1 Máquinas hidráulicas

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes. En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; éste mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional.

El $\text{análisis dimensional}$ se fundamenta en el estudio del movimiento del fluido a través de los álabes, según los principios de la Mecánica de Fluidos.

El $\text{análisis experimental}$, se fundamenta en la formulación empírica de la Hidráulica, y la experimentación.

El análisis teórico ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervienen en el proceso, confirmando los coeficientes de funcionamiento de las

turbomáquinas, al igual que los diversos números adimensionales que proporcionan información sobre la influencia de las propiedades del fluido en movimiento a través de los órganos que las componen.

2.2.2 Clasificación de las máquinas hidráulicas

Una primera clasificación de las turbomáquinas hidráulicas, (de fluido incompresible), se puede hacer con arreglo a la función que desempeñan, en la forma siguiente:

Las turbinas, que recogen la energía cedida por el fluido que las atraviesa, y la transforman en mecánica, pudiendo ser de dos tipos:

1. Turbinas y ruedas hidráulicas. a) Celulares (paletas), de engranajes, helicoidales, entre otras.

2. Axiales, que aumentan la energía del fluido que las atraviesa bajo forma potencial, (aumento de presión), o cinética; la energía mecánica que consumen es suministrada por un motor, pudiendo ser: bombas de álabes, entre las que se encuentran las bombas centrífugas y axiales, así como también las hélices marinas, cuyo principio es diferente a las anteriores; proporcionan un empuje sobre la carena de un buque.

2.2.3 Turbinas hidráulicas

Es una turbomáquina elemental o mono celular tiene, básicamente, una serie de álabes fijos, (distribuidor), y otra de álabes móviles, (rueda, rodete, rotor). La asociación de un órgano fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina monocelular se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente, el distribuidor, el rodete y el difusor.

El tubo de aspiración (tubo de aspiración), forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente, el distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, inexistentes.

El distribuidor es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo. Es también un órgano que transforma la energía de presión en energía de velocidad; en las turbinas hélico-centrípetas y en las axiales está precedido de una cámara espiral (voluta) que conduce el agua desde la sección de entrada, asegurando un reparto simétrico de la misma en la superficie de entrada del distribuidor.

El rodete es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de álabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina.

El difusor es un conducto por donde descarga el fluido, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto o acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse; si por razones de explotación el

rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería. Si la turbina no posee tubo de aspiración, se la llama de escape libre.

2.2.4 Descripción de la turbina Francis

La turbina Francis fue desarrollada por James B. Francis en el año 1848. Se trata de una turbina de reacción de flujo interno que combina conceptos tanto de flujo radial como de flujo axial. Las turbinas Francis son turbinas hidráulicas que se pueden diseñar para un amplio rango de saltos y caudales, siendo capaces de operar en rangos de desnivel que van de los diez metros hasta varios cientos de metros, manejando caudales medios entre 1 y 700 m³/s. Esto, junto con su alta eficiencia, ha hecho que este tipo de turbina sea el más ampliamente usado en el mundo, principalmente para la producción de energía eléctrica mediante centrales hidroeléctricas.

Las norias y turbinas hidráulicas han sido usadas históricamente para accionar molinos de diversos tipos, aunque eran bastante ineficientes. En el siglo XIX las mejoras logradas en las turbinas hidráulicas permitieron que, allí donde se disponía de un salto de agua, pudiesen competir con la máquina de vapor. En 1826 Benoit Fourneyron desarrolló una turbina de flujo externo de alta eficiencia (80%). El agua era dirigida tangencialmente a través del rodete de la turbina provocando su giro. En 1848 James B. Francis mejoró el diseño de Fourneyron y desarrolló una turbina con el 90% de eficiencia. Aplicó principios y métodos de prueba científicos para producir la turbina más eficiente elaborada hasta la fecha, sus métodos matemáticos y gráficos de cálculo mejoraron el conocimiento tecnológico en lo referente al diseño e ingeniería de turbinas. Sus métodos analíticos permitieron diseños seguros de turbinas de alta eficiencia. La turbina Francis es una turbina de reacción, lo cual significa que el fluido cambia de presión a medida que se desplaza a través de la turbina, perdiendo su energía. Se necesita una carcasa para contener el caudal de agua. El rodete de la Turbina Francis se puede clasificar en lento, normal y rápido, el fluido entra al rodete a presiones mayores a la atmosférica y sale del mismo a presiones menores o igual a la atmosférica. La admisión tiene forma de espiral. Los álabes directrices dirigen el agua tangencialmente hacia el rodete. Este flujo radial actúa sobre los álabes del rodete, causando que éste gire. Los álabes directores pueden ser ajustables para permitir un funcionamiento eficiente en un rango amplio de condiciones del caudal de agua.

- **Ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler**

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas, como de las turbomáquinas térmicas. Constituye, pues, la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas). En esta ecuación se involucran todas las formas de energía asociadas a una interacción entre el campo de flujo y la máquina.

2.2.5 Triángulo de velocidades

Para estudiar el movimiento del agua en las turbinas hidráulicas se utiliza una nomenclatura universal que definen los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rodete como se muestra en la figura 1, de la siguiente manera:

Velocidad tangencial o periférica de la rueda.

Velocidad absoluta del agua.

Velocidad relativa del agua.

Angulo que forman las velocidades U_1 y V_1 .

Angulo que forman la velocidades U_1 y W_1 .

El subíndice 0 es el referente a la entrada del agua en la corona directriz o distribuidor.

El subíndice 1 es el referente a la entrada del agua en el rodete.

El subíndice 2 es el referente a la salida del agua del rodete.

El subíndice 3 es el referente a la salida del agua del tubo de aspiración.

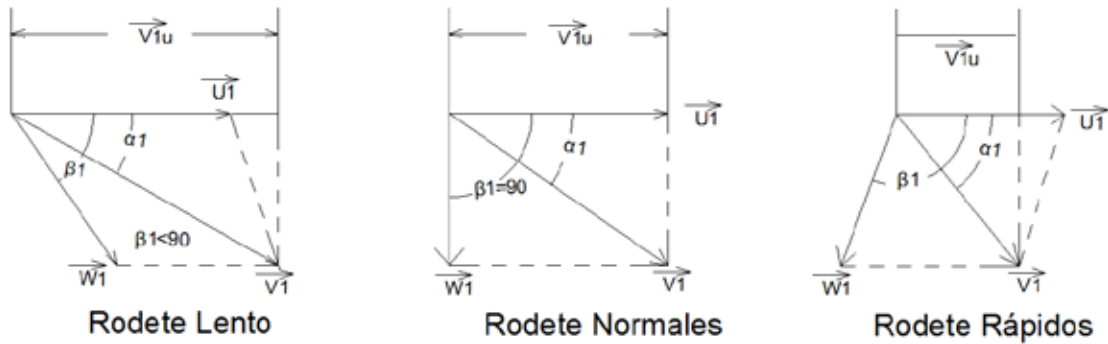


Figura 1: Triángulos de velocidades en TM

(Fuente Mataix, C.)

• Primera forma de la ecuación de Euler

La variación respecto al tiempo del momento cinético del sistema es igual al momento resultante de las fuerzas que actúan sobre él, incluyendo fuerzas de contacto o de superficies y las fuerzas de campo, como se muestra en la ecuación 1.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho (\mathbf{r} \times \mathbf{v}) dV = \int_V \rho (\mathbf{r} \times \mathbf{f}) dV + \int_S (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) dA \quad (1)$$

Si se tiene flujo permanente se tiene:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho (\mathbf{r} \times \mathbf{v}) dV = 0 \quad (2)$$

Simplificando, se obtiene

$$\int_V \rho (\mathbf{r} \times \mathbf{f}) dV + \int_S (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) dA = 0 \quad (3)$$

$$(4)$$

Es positivo (+) cuando las turbomáquinas son generadoras, y es negativo (-) las turbomáquinas son motoras

Turbomáquinas Generadoras:

Turbomáquinas Motoras: (5)

$$\dot{m} \frac{dV}{dt} = \tau \omega \quad (6)$$

Estas ecuaciones (5 y 6) reciben el nombre de ecuación fundamental de las turbomáquinas, además esta ecuación es independiente del fluido de trabajo y válida por tanto para fluidos en régimen compresible o incompresible. Para turbomáquinas que operan en régimen incompresible, la ecuación de Euler se expresa de la siguiente forma:

$$-\frac{dV}{dt} = \tau \omega \quad (7)$$

Como se muestra en la ecuación 7, si se multiplica el momento por la velocidad angular ω se tendrá la potencia transmitida.

$$(8)$$

Como se representa en la ecuación 9, si se divide entre el flujo másico (\dot{m}), se tiene el trabajo específico

$$\frac{\tau \omega}{\dot{m}} \quad (9)$$

· **Segunda forma de la ecuación de Euler**

Del triángulo de entrada se deduce trigonométricamente las ecuaciones 10 y 11:

$$\frac{V_1}{r} = \omega \quad (10)$$

Asimismo, del triángulo de salida se deduce la ecuación 12:

$$\frac{V_2}{r} = \omega \quad (12)$$

En la ecuación 13 se lleva a la ecuación de Euler los valores de V_1 y V_2 y ordenando los términos, se tiene:

$$\frac{V_2^2}{2r} - \frac{V_1^2}{2r} = \tau \omega \quad (13)$$

Al analizar esta última ecuación, se puede descomponer en tres componentes, la primera componente (dinámica) como lo es el término $\frac{V_2^2}{2r}$, la cual está asociada a los cambios de presión dinámica que experimenta el fluido al pasar a través de la corona de álabes móviles (aceleración del fluido en las máquinas generadoras y desaceleración del fluido en las máquinas motoras); la segunda componente (estática) como lo es el término $\frac{V_1^2}{2r}$, la cual está asociada a los cambios de presión estática que experimenta el fluido al pasar a través de la corona de álabes móviles (debido al efecto centrífugo en las máquinas generadoras y debido al efecto centrípeto en las máquinas motoras) y la tercera componente (estática) como lo es el término $\tau \omega$, la cual está asociada a los cambios de presión estática que experimenta el fluido al pasar a través de la corona de álabes móviles (debido al efecto difusivo o desaceleración

relativa en las máquinas generadoras o al efecto expansivo o aceleración relativa en las máquinas motoras).

· **Ecuación de Bernoulli**

La variación de la energía del fluido por unidad de peso, tiene dimensiones de la longitud y se conoce como altura o carga, su expresión para una turbomáquina hidráulica en la cual se desprecia la variación de la energía interna y se considera la densidad como constante viene dada por la ecuación 14:

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z = \text{constante} \quad (14)$$

En la ecuación 2.15 se desprecia las variaciones de energía potencial y cinética, frente al trabajo del flujo se tiene la altura determinada por la variación de presión:

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \quad (15)$$

La variación de energía específica viene dada por la potencia transmitida entre la turbomáquina y el fluido :

$$H = \frac{P}{\rho g Q} \quad (16)$$

La altura se expresa en la ecuación:

$$H = \frac{P}{\rho g Q} \quad (17)$$

La ecuación de Euler se puede expresar en función de la velocidad absoluta y relativa, a partir de un triángulo de velocidades como el de la Fig. 1, como se muestra en la ecuación 18 y 19:

$$v_a^2 = v_r^2 + v_t^2 \quad (18)$$

$$v_t = r \omega \quad (19)$$

Como se muestra en las ecuaciones 20 y 21 se puede expresar la altura H, de dos formas:

$$H = \frac{v_a^2 - v_r^2}{2g} \quad (20)$$

$$H = \frac{v_t^2}{2g} \quad (21)$$

Igualando y simplificando se obtienen las ecuaciones 22 y 23:

$$\frac{v_a^2 - v_r^2}{2g} = \frac{v_t^2}{2g} \quad (22)$$

$$v_a^2 - v_r^2 = v_t^2 \quad (23)$$

Al expresar la velocidad tangencial como $v_t = r \omega$, se obtiene la Ecuación de Bernoulli para campos centrífugos (ec 24):

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z = \text{constante} \quad (24)$$

2.2.6 Modelación matemática

A continuación se presentan los modelos matemáticos utilizados para realizar la simulación del campo de flujo, a través de la geometría, basados en las leyes de conservación.

- **Ecuación de la continuidad**

En la ecuación 25 se expresa la ecuación de continuidad como:

$$\text{---} \tag{25}$$

Donde --- y --- es la divergencia de la velocidad y el termino --- en realidad expresa la derivada material D/Dt , esta forma de la ecuación de continuidad no hace referencia a ningún sistema de coordenadas en específico, es la forma para expresarla empleando diversos sistemas de coordenadas, en el caso de un **flujo incompresible**, en el que la densidad de una partícula de fluido no cambia durante su trayecto $D \rho /Dt=0$, se puede ver que la **ecuación de continuidad** se expresa en forma diferencial (ec. 26) y vectorial (ec. 27) respectivamente:

$$\text{---} \text{---} \text{---} \tag{26}$$

$$\tag{27}$$

- **Ecuación de momentum**

En la ecuación 28 se expresa la ecuación de momentum como:

$$\text{---} \tag{28}$$

Como se muestra en la ecuación 29 el esfuerzo cortante --- , está relacionado con la velocidad de deformación por:

$$\text{---} \tag{29}$$

Las ecuaciones diferenciales de momentum se pueden escribir para flujos incompresibles, utilizando la derivada material (Ec. 30, 31 y 32):

$$\text{---} \text{---} \tag{30}$$

$$\text{---} \text{---} \tag{31}$$

$$\text{---} \text{---} \tag{32}$$

En forma vectorial (Ec. 33):

$$\text{---} \quad (33)$$

Se ha añadido tres ecuaciones adicionales a la ecuación de continuidad para obtener cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas, u , v , w y p . Con las condiciones de frontera iniciales apropiadas, es posible obtener una solución que nos dé un campo de velocidad y presión para este flujo incompresible.

- **Ecuación de la energía total**

Como se muestra en la Ecuación 34 la ecuación de energía total se expresa así:

$$\text{-----} \quad (34)$$

Donde es la entalpía total, relacionada con la entalpía estática h (T , p) por la siguiente ecuación (Ec. 35):

$$\text{---} \quad (35)$$

El término representa el trabajo debido a los esfuerzos viscosos y es llamado término de trabajo viscoso.

El término representa el trabajo debido a las fuentes de momentum externo y se desprecia en la actualidad.

- **Ecuaciones de Navier-Stokes**

Las ecuaciones de Navier-Stokes son un conjunto de ecuaciones que definen el comportamiento dinámico de un fluido. Derivan de aplicar los principios de conservación de la mecánica y de la termodinámica al fluido, de donde se obtiene una formulación integral que generalmente se suele transformar en una formulación diferencial más práctica. Existen diferentes formulaciones para estas ecuaciones, en función del problema que se desea resolver.

Muchos fluidos exhiben una relación lineal entre las componentes del esfuerzo y los gradientes de velocidad. Se llaman fluidos newtonianos a tales materiales, que incluyen fluidos comunes tales como agua, aceite y aire. Si además de la linealidad se exige que el fluido sea isotrópico (las propiedades del fluido son independientes

de la dirección) es posible relacionar las componentes del esfuerzo y los gradientes de velocidad empleando sólo dos propiedades del fluido, la viscosidad μ y el coeficiente de viscosidad transversal μ' (coeficiente de velocidad-gradiente), conocidas como ecuaciones constitutivas, se presentan en las ecuaciones 36; 37 y 38:

$$\tau_{xx} = -p + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (36)$$

$$\tau_{yy} = -p + 2\mu' \frac{\partial v}{\partial y} \quad (37)$$

$$\tau_{zz} = -p + 2\mu' \frac{\partial w}{\partial z} \quad (38)$$

Para la generalidad de los gases, y con exactitud para los gases monoatómicos, el segundo coeficiente de viscosidad está relacionado con la viscosidad como se muestra en la ecuación 39:

$$\mu' = \frac{2}{3}\mu \quad (39)$$

Condición conocida como hipótesis de Stokes. Con esta relación el promedio negativo de los tres esfuerzos normales es igual a la presión (ec. 40), es decir:

$$-\frac{1}{3}(\tau_{xx} + \tau_{yy} + \tau_{zz}) = p \quad (40)$$

Utilizando las ecuaciones 36; 37 y 38, se puede demostrar que esto siempre se cumple para un líquido en el que $\mu' = \frac{2}{3}\mu$, y con la hipótesis de Stokes también se cumple para un gas.

Si sustituimos las ecuaciones constitutivas en las ecuaciones diferenciales de momentum, se obtiene, utilizando las hipótesis de Stokes, las ecuaciones 41; 42 y 43:

$$\mu \nabla^2 u = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (41)$$

$$\mu \nabla^2 v = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (42)$$

$$\mu \nabla^2 w = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (43)$$

Donde se ha supuesto un fluido homogéneo, es decir, que las propiedades del fluido (incluida la viscosidad) son independientes de la posición. En el caso de un flujo incompresible la ecuación de continuidad permite reducir las ecuaciones anteriores como muestra las ecuaciones 44; 45 y 46:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (44)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad (45)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (46)$$

Éstas se denominan ecuaciones de Navier-Stokes; con estas tres ecuaciones diferenciales y la ecuación diferencial de continuidad se tienen cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas, u , v , w , y p . Se supone que las propiedades de viscosidad y densidad del fluido se conocen. Con las condiciones de borde apropiadas, es de esperar que se puedan resolver las ecuaciones. Varias geometrías relativamente sencillas permiten soluciones analíticas; aunque para muchos flujos de interés ingenieril se han determinado soluciones numéricas. Puesto que las ecuaciones son ecuaciones diferenciales parciales no lineales, no se puede confiar en que la solución que se obtenga se pueda reproducir realmente en el laboratorio; es decir, las soluciones no son únicas. Por ejemplo un flujo laminar y uno turbulento pueden tener condiciones iniciales y de frontera idénticas, a pesar de que los dos flujos (las dos soluciones) son muy diferentes. Se puede expresar las ecuaciones de Navier-Stokes en forma vectorial multiplicando las ecuaciones 44; 45 y 46 por respectivamente, y sumando:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (47)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (48)$$

$$(49)$$

Donde se ha utilizado el operador Laplaciano mostrado en la ecuación 2.50:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (50)$$

Combinando lo anterior, las ecuaciones de Navier-Stokes adoptan la forma vectorial mostrada en la ecuación 2.51:

$$\text{---} \tag{51}$$

Esta forma nos permite utilizar las ecuaciones de Navier-Stokes utilizando otros sistemas de coordenadas (rectangular, cilíndrico y esférico).

2.2.7 Modelo de turbulencia Eddy Viscosity

Una propuesta sugiere que la turbulencia se compone de pequeños remolinos que se forman y disipan continuamente, en la cual los esfuerzos de Reynolds se asumen proporcionales a los gradientes de la velocidad media. Esto define a los modelos "Eddy-Viscosity". Esta hipótesis supone que los esfuerzos de Reynolds pueden estar relacionados con los gradientes de velocidad promedio y la viscosidad de "Eddy", a través de la hipótesis del gradiente de difusión. Se representan mediante la ecuación 52:

$$\text{---} \tag{52}$$

Donde μ_t es la viscosidad turbulenta o viscosidad de Eddy.

Análoga a la hipótesis de viscosidad de Eddy, la difusividad de Eddy es la hipótesis que afirma que los flujos de Reynolds son un escalar linealmente relacionadas con el gradiente de la media escalar como se muestra en la ecuación 53:

$$\tag{53}$$

Donde Pr_t , el numero de turbulencia de Prandtl.

Las ecuaciones anteriores sólo pueden expresar los términos de las fluctuaciones de la turbulencia en función de la velocidad promedio si la viscosidad turbulenta μ_t se conoce, tomando en cuenta que tanto los modelos $k - \epsilon$ proporcionan esta variable; sujeto a esta hipótesis, tanto la ecuación de momento promedio de Reynolds y la ecuación escalar de transporte se pueden expresar como se muestra en la ecuación 54:

$$\text{---} \tag{54}$$

Donde B es la suma de las fuerzas en el cuerpo y μ es la viscosidad efectiva definida en la ecuación 2.55:

$$\tag{55}$$

Y p' es la presión modificada definida en la ecuación 2.56:

$$\text{---} \tag{56}$$

2.2.8 Modelo de turbulencia kappa- épsilon (k –

El modelo de turbulencia empleado para el flujo multifásico es una generalización del modelo K – sólo para la fase continua no teniendo en cuenta los efectos de la fase dispersa sobre la turbulencia de la fase continua (Ec. 57, 58, 59, 60, 61 y 62).

$$\text{---} \quad \text{---} \quad (57)$$

$$\text{---} \quad \text{---} \quad - \quad (58)$$

$$(59)$$

$$(60)$$

$$(61)$$

$$\text{---} \quad (62)$$

Donde:

k=energía cinética de turbulencia

El modelo k – dimensional. Las cuales son:

$$C_{\mu} = 0,09, \quad C = 1,44, \quad C_k = 1,3$$

Si bien los modelos estándar de dos ecuaciones, como el modelo k – , dan una buena predicción para muchos problemas de fluidos en ingeniería, existen otras aplicaciones para las cuales estos modelos pueden no ser los más adecuados. Entre estos se encuentran: Flujos con separación de capa limite, corrientes con cambios bruscos en la tasa promedio de los esfuerzos, flujos rotativos., flujos sobre superficies curvas. Entre las principales ventajas e inconvenientes del modelo de turbulencia kappa - épsilon son las siguientes:

Ventajas:

- Sólo se necesita fijar las condiciones iniciales y de contorno.
- Resultados satisfactorios para una gran cantidad de flujos.
- Es el modelo turbulento más ampliamente utilizado en la mayoría de flujos en aplicaciones industriales.
- Se dispone de leyes de pared desarrolladas como condiciones de contorno para este tipo de modelos.
- Desde el punto de vista de modelado computacional, presenta mejor rendimiento en flujo rotacional.

Inconvenientes:

- Implementación más compleja que los modelos algebraicos debido a la introducción de dos ecuaciones diferenciales adicionales.
- Pobres resultados en casos como: flujos no confinados, flujos con grandes gradientes longitudinales, flujos turbulentos completamente desarrollados en conductos no circulares.

2.2.9 Modelo de turbulencia kappa-omega k –

Una de las ventajas de la formulación k –
 cercanas a la pared para cálculos con bajo número de Reynolds. El modelo no requiere la resolución de ecuaciones no lineales complejas, como en el modelo k –
 tanto es más preciso y más robusto. El modelo k –
 está relacionada con la energía cinética de la turbulencia, mediante la relación (Ec. 63) siguiente:

$$- \tag{63}$$

Donde:

= Rata de disipación específica (rad/s)

El punto inicial de la presente formulación es que el modelo k –
 por Wilcox resuelve dos ecuaciones de transporte, una para la energía cinética de la turbulencia, k y otra para la frecuencia de la turbulencia. Estas se muestran en las ecuaciones 64 y 65 respectivamente:

· **Ecuación**

$$\text{---} \tag{64}$$

$$\text{---} \tag{65}$$

tratadas como variables conocidas provenientes del método de Navier-Stokes. P_k es la tasa de producción de turbulencia, la cuales se calculan en el modelo k –
 constantes del modelo que garantizan la homogeneidad dimensional son las siguientes:

$$\sigma = 0,09$$

$$\beta = 5/9$$

$$\beta^* = 0,075$$

$$k = 2$$

$$\omega = 2$$

2.2.10 Modelo shear stress transport (SST)

El modelo k-
 precisión en la predicción de la aparición y cantidad de la separación de flujos bajo condiciones de gradientes de presión adversas; esta alta precisión se obtiene limitando

la formulación de “Eddy Viscosity”: mediante las siguientes expresiones mostradas en las ecuaciones 66 y 67:

$$\frac{\mu_t}{\rho} = \frac{C_\mu}{\sigma} \frac{k^2}{\epsilon} \quad (66)$$

Dónde:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (67)$$

F_2 es una función de mezcla, al igual que F_1 , la cual el restringe el limitador de la capa límite de la pared y S es un invariante de medida de la velocidad de deformación. Su formulación se basa en la distancia más cercana a la superficie y en las variables de flujo. Estas formulaciones se muestran en las ecuaciones 68, 69, 70 y 71:

$$F_2 = \frac{1}{1 + \exp(-S)} \quad (68)$$

Con:

$$S = \frac{C_\mu}{\sigma} \frac{k^2}{\epsilon} \quad (69)$$

$$\frac{\mu_t}{\rho} = \frac{C_\mu}{\sigma} \frac{k^2}{\epsilon} \quad (70)$$

Con:

$$\frac{\mu_t}{\rho} = \frac{C_\mu}{\sigma} \frac{k^2}{\epsilon} \quad (71)$$

2.2.11 Modelos de la capa límite

La capa límite es la zona del campo fluido próxima a un contorno sólido en la que se manifiestan especialmente los efectos viscosos. Debido a la viscosidad y a la condición de no deslizamiento, cerca de cualquier contorno sólido aparece un gradiente de velocidades en la dirección normal a dicho contorno. Este gradiente de velocidades condiciona el intercambio energético entre las distintas partículas de fluido con velocidades diferentes, originando vorticidad y turbulencia.

El problema básico para la modelización numérica del intercambio energético en la capa límite sobre cualquier frontera sólida consiste en la definición correcta de las velocidades de las partículas en una zona muy próxima a dicha frontera. Esto implica una densidad de mallado muy elevada, necesaria para capturar los distintos fenómenos que se producen dentro de la capa límite.

Esta dificultad se ha abordado usando varias aproximaciones, que se pueden englobar en cuatro grupos: modelos de distribución de las pérdidas, modelos de

capa de cortadura, modelos de capa límite y leyes de pared, que son brevemente explicados a continuación.

2.2.12 Modelo de distribución de las pérdidas

Este tipo de modelos constituye una aproximación muy usada en flujos internos (el fluido está confinado en un canal de paso limitado por paredes sólidas). La hipótesis básica consiste en suponer que el efecto de las tensiones cortantes debidas a la viscosidad es equivalente a una fuerza de rozamiento distribuida a lo largo del canal de paso y definida por valores semi-empíricos conocidos del problema a resolver.

Aunque con este tipo de modelos se puede predecir el flujo en gran parte de la geometría, es claro que se pierde la definición en zonas cercanas a las superficies sólidas. A veces esta falta de precisión en la definición del flujo no es tolerable y se requiere superponer algún modelo de capa límite complementario.

Los modelos de distribución de pérdidas fueron muy populares en los inicios de las técnicas CFD cuando la potencia de cálculo hacía difícil de llevar a la práctica cualquier otro tipo de modelo.

2.2.13 Modelo de aproximación límite

Derivado de los estudios de Prandtl sobre la estructura del flujo para elevados valores del número de Reynolds. Bajo estas condiciones, el campo de velocidades en un fluido se puede separar en dos zonas, una de flujo no viscoso alejada de los contornos sólidos y otra dominada por los efectos de la viscosidad, denominada capa límite. Las ecuaciones de este tipo de modelos se pueden derivar de las del modelo de la capa de cortadura simplificándolas aún más mediante la hipótesis del valor despreciable de la velocidad en la dirección normal a la superficie considerada en comparación con la velocidad en la dirección de las líneas de corriente.

2.2.14 Modelos del espesor de capa fina

Son métodos apropiados para flujos con elevados números de Reynolds en los que las zonas de influencia viscosa, estelas o capas de cortadura ocupan una

extensión muy reducida dentro de la geometría del problema estudiado. Fuera de estas zonas, resulta suficiente con considerar el modelo de fluido ideal. Para este tipo de modelos se requiere una discretización espacial muy densa en las zonas en las que se espera influencia de los términos viscosos. En realidad, se trata de un cálculo ligeramente más avanzado que el correspondiente al modelo de capa límite, porque en este caso la geometría de la capa límite es resultado del cálculo y no se introducen hipótesis adicionales. Este tipo de modelos ha sido aplicado a multitud de problemas relacionados con aplicaciones aerodinámicas.

Una posibilidad distinta a los modelos mencionados consiste en incluir en los cálculos alguna aproximación para la distribución de velocidades esperada. Con tal fin, se pueden utilizar las distribuciones de velocidad obtenidas experimentalmente, pero la práctica habitual consiste en utilizar los datos de distribuciones teóricas. En el contexto de los métodos numéricos, las funciones o “leyes de pared” constituyen un conjunto de fórmulas semi-empíricas que relacionan los valores de las distintas variables en las zonas próximas a los contornos sólidos y sobre dichos contornos. Normalmente incluyen tanto las relaciones para las variables medias y fórmulas para el tratamiento de la turbulencia en zonas próximas a los contornos sólidos. La definición de las distintas fórmulas, con rangos de aplicación variables, proviene de los estudios sobre capa límite y parten de la definición de las variables adimensionales características de dichos estudios. Suelen distinguirse dos zonas que dan lugar a la utilización de las denominadas leyes para capas internas y leyes para capas externas.

2.2.15 Niveles de aproximación numérica

El desarrollo de las técnicas numéricas y su aplicación a cualquier ciencia o tecnología han dado lugar al desarrollo y a la concienciación generalizada de uno de los conceptos básicos en ingeniería como es el de grado de aproximación. Esta idea es bastante clara si se considera que lo que se pretende con cualquier técnica numérica es conocer las variables físicas a partir de la resolución numérica de una serie de ecuaciones que gobiernan el fenómeno.

Se han de definir y establecer las distintas aproximaciones que introducen los métodos numéricos. En lo referente a la Mecánica de Fluidos, la primera aproximación que aparece es el planteamiento del modelo físico-matemático que defina el comportamiento real de un determinado flujo. Dicho modelo matemático está habitualmente basado en la hipótesis del continuo, válida para la mayor parte de problemas industriales, pero que tiene sus limitaciones para casos extremos de flujos de gases. Una vez hecha esta salvedad, aplicando las leyes básicas de la física clásica se puede establecer una serie de ecuaciones diferenciales que gobiernan el comportamiento matemático de toda partícula fluida. La resolución exacta de dichas ecuaciones serviría para determinar completamente cualquier movimiento en el seno de un fluido. Se puede decir que un modelo matemático se define únicamente tras haber considerado el nivel de aproximación a la realidad requerido a la hora de obtener la exactitud deseada en el cálculo de una serie de variables dependientes. Desafortunadamente, debido a la complejidad de las ecuaciones diferenciales que aparecen, a la complejidad geométrica de los flujos, y a la complejidad de las condiciones de contorno iniciales, no resulta posible obtener soluciones analíticas de dichas ecuaciones de gobierno.

Establecidas las ecuaciones de gobierno resulta imprescindible introducir una segunda aproximación al problema. La forma clásica de abordarlo sería construir un modelo a escala reducida del flujo en cuestión y analizarlo experimentalmente en el laboratorio. La aproximación numérica implica introducir algunas hipótesis simplificadas que aproximen lo más posible los resultados finales a los que se obtendrían si se pudiera calcular la solución exacta. Dichas hipótesis se dirigen habitualmente hacia la simplificación tanto de la geometría a estudiar como de las ecuaciones a resolver. Obviamente, al no disponerse de la solución analítica exacta resulta bastante complicado establecer de antemano qué hipótesis sirven y cuales son descartables y, por tanto, en cualquier simulación aplicada a la Mecánica de Fluidos, es preciso dedicar mucho esfuerzo al análisis de los resultados obtenidos antes de aceptarlos como válidos.

Una vez definidas las ecuaciones diferenciales simplificadas, aparece otro problema relacionado con el posible tratamiento que se pueda hacer de dichas ecuaciones usando técnicas computacionales. Por medio de los ordenadores resulta muy fácil resolver una ecuación o sistema de ecuaciones algebraico, sin embargo, las ecuaciones que estudian el movimiento de los fluidos son ecuaciones diferenciales no lineales. Resulta obligatorio realizar la transformación de las ecuaciones de forma que puedan ser resueltas por un ordenador. El paso de las ecuaciones diferenciales a sus equivalentes lineales constituye otro nivel de aproximación y normalmente recibe el nombre de discretización de las ecuaciones.

En cuanto a la geometría a estudiar, se debe señalar que la aproximación a la que debe someterse no sólo es de orden descriptivo respecto a su contorno, sino que además ha de establecerse la definición del espacio ocupado por el fluido. En este sentido, resulta imprescindible referir los puntos a un determinado sistema de coordenadas en los que se pretenderá resolver las ecuaciones para obtener soluciones de las variables deseadas. Aunque el campo fluido sea un continuo, no se puede pretender resolver las ecuaciones en todos los puntos de un determinado volumen, porque entonces se tendría un número enorme de ecuaciones a resolver. Por tanto, hay que elegir cierto conjunto de puntos en los que se resolverán las mencionadas ecuaciones y que serán los puntos dónde finalmente se conocerán los valores de las variables fluidas. La definición de estos puntos es lo que se denomina habitualmente discretización espacial del dominio (también se habla de generación del mallado). El proceso descrito no deja de ser otra aproximación que se introduce en el cálculo y que define el nivel de aproximación espacial.

En el caso de tener ecuaciones que dependen del tiempo (flujo no estacionario) es esencial la definición de un nivel de aproximación temporal. No es posible tampoco estudiar la evolución de las variables en el tiempo de forma continua. El nivel indicará la forma de modelizar la evolución real introduciendo lo que se denomina discretización temporal del sistema de ecuaciones. A partir de la solución calculada se podrá realizar un promediado temporal oportuno para

estudiar ciertas características medias de flujo que dependan de la evolución de las variables con el tiempo.

Finalmente, se pueden manipular las ecuaciones eliminando ciertos términos cuya influencia en un determinado problema se considere despreciable. La conclusión de que algún término no afecta a la solución de un determinado flujo se debe alcanzar tras analizar detenidamente la sensibilidad del problema ante valores dispares de dicho término. Normalmente dicho estudio se hace tras dimensionalizar convenientemente las ecuaciones y realizar el correspondiente análisis de semejanza (técnicas asintóticas). Esta cuestión es de importancia capital en la Mecánica de Fluidos y está en el origen de cualquier estudio experimental. Desde el punto de vista numérico, la eliminación de algún término en las ecuaciones introduce lo que se denomina nivel de aproximación dinámico de las ecuaciones consideradas.

Resumiendo, desde el modelo matemático (ecuaciones diferenciales no lineales) que aproxima la realidad física en un medio continuo se llega a un número finito de ecuaciones algebraicas que eliminan algún término de las ecuaciones de partida y que aproximan la evolución temporal real que, tras resolver con técnicas apropiadas, proporcionan una aproximación al valor de las variables incógnita en los puntos elegidos como discretización espacial del dominio de cálculo. En definitiva, se establece un nivel de aproximación numérico límite por debajo del cual será imposible acercarse al valor real de las variables en los puntos elegidos. Sin embargo, desde un punto de vista ingenieril, el proceso descrito es perfectamente válido y ha significado a lo largo de la evolución de las técnicas numéricas, la posibilidad de mejorar diseños y ahorrar mucho esfuerzo que de otra manera supondría trabas insalvables a la evolución de muchos sectores industriales. En la figura 2 se muestra gráficamente la panorámica explicada en este apartado.

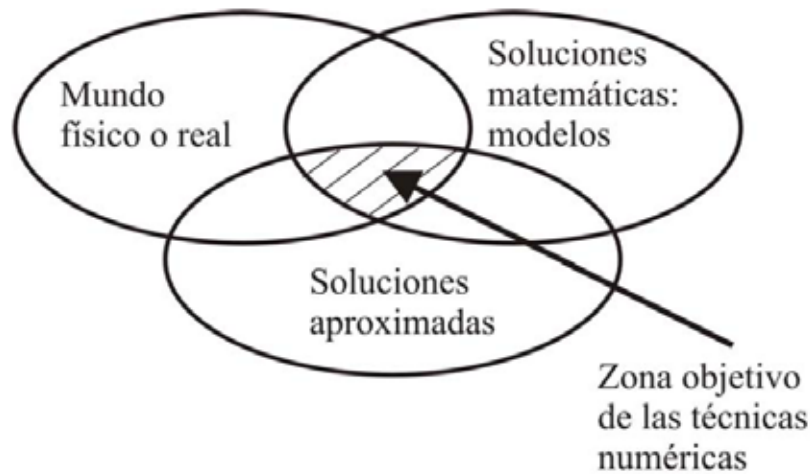


Figura 2: Técnicas de aproximación numérica en MF
(Fuente: ANSYS CFX-SolverTheory Guide)

2.2.16 Método de solución numérica

Existen dos métodos fundamentales para el diseño y el análisis de sistemas en ingeniería relacionados con el flujo de fluidos: uno es la experimentación y otro es el cálculo. La experimentación, es basada mediante la construcción de modelos que son ensayados en instalaciones, mientras el segundo, el cálculo significa la resolución de ecuaciones diferenciales, estas ecuaciones se resuelven por métodos analíticos tradicionales o por métodos alternativos como se aplica a este trabajo, la cual es el método de volumen finito, en ambos métodos se puede hacer el uso de las herramientas computacionales para rapidez de cálculos.

Ambos métodos se complementan entre sí, por ejemplo, los ingenieros podrían obtener propiedades globales, como sustentación, fuerza de arrastre, caída de presión o potencia, experimentalmente; pero emplean la CFD para obtener detalles acerca del campo de flujo, como los esfuerzos de corte, velocidad y perfiles de presión y líneas de corriente. Además, los datos experimentales se emplean con frecuencia para validar soluciones de CFD al comparar cantidades globales determinadas de manera computacional y experimental. La CFD se emplea para reducir la cantidad necesaria de análisis experimental. Actualmente la dinámica de fluidos computacional puede manejar flujos laminares, pero los flujos turbulentos de interés práctico son difíciles de resolver sin tener que recurrir a los

modelos de turbulencia. Por desgracia, ningún modelo de turbulencia es universal y una buena solución en CFD de flujo turbulento depende de que tan apropiado sea el modelo de turbulencia aplicado. A pesar de esta limitación, los modelos estándares producen resultados razonables para muchos problemas prácticos de ingeniería. Continuando con lo antes dicho, se tiene que el punto de partida de cualquier método numérico es el modelo matemático, la selección las ecuaciones diferenciales o integrales y las condiciones de borde. Se elige un modelo apropiado para la aplicación (flujos compresibles o incompresibles, turbulentos, de dos o tres dimensiones, etc.). Como ya dijimos, este modelo podría incluir simplificaciones de las leyes de conservación. Un método de solución es designando un modelo para una ecuación en particular seleccionada.

2.2.17 Método de discretización

Después de seleccionar el modelo matemático, se tiene que elegir un método de discretización apropiado, un método de aproximación de las ecuaciones diferenciales por un sistema de ecuaciones algebraicas para las variables en estudio de localizaciones discontinuas en espacio y tiempo. Hay muchos enfoques, pero los más importante son: diferencia finita (FD), volumen finito (FV) y los métodos de elemento finito (FE). Cada método produce la misma solución si el mallado es muy refinado. Sin embargo, algunos métodos son más apropiados para alguna clase de problemas que otros. A menudo la preferencia es determinada por la actitud del desarrollador.

2.2.18 Coordenadas y bases del sistema vector

Las ecuaciones de conservación pueden ser escritas de muchas formas diferentes, dependiendo del sistema coordenado y el uso de las bases de vectores. Por ejemplo se puede seleccionar, cartesiano, cilíndrico, esférico, ortogonal curvilíneo o sistemas coordenados no ortogonales, que pueden ser fijos o variables. La elección depende de la circulación del flujo, y puede influir al método de discretización y el tipo de mallado.

Se debe seleccionar la base en la que los vectores y tensores serán definidos (fijos o variables, covariables o contravariante, etc.). Dependiendo de esta

elección, el vector velocidad y el tensor pueden ser expresados en términos de componentes cartesianos, contra variante, físico o coordenadas orientadas no físicas.

2.2.19 Mallado o discretización numérica

La generación de la malla donde se definen las celdas que es el punto de partida para el cálculo de las variables de flujo (velocidad y presión, etc.), en todo el dominio computacional. Los modernos paquetes comerciales de CFD vienen con sus propios generadores de malla y también están disponibles programas para generar mallas independientes.

Las ubicaciones discontinuas en las que las variables calculadas son definidas por la discretización numérica que es esencialmente una representación discontinua del dominio geométrico sobre el cual el problema será solucionado. Divide el dominio de solución en un número finito de subdominios (elementos, volúmenes de control, etc.). Algunas de las opciones disponibles son las siguientes:

- **Mallas regulares estructuradas**

Consta por celdas planas con cuatro lados (2D) o celdas volumétricas con seis caras (3D). Aunque la forma rectangular de las celdas podría estar distorsionada, cada celda se enumera de acuerdo con los índices (i,j,k) que no necesariamente corresponden a las coordenadas “x”, “y” y “z”.

A continuación, en la figura 3 se muestra un ejemplo de malla estructurada bidimensional con nueve nodos y ocho intervalos en el lado superior e inferior, y cinco nodos y cuatro intervalos en los lados derecho e izquierdo. Se muestran los índices i y j . La celda sombreada está en $(i=4, j=3)$

(Fuente: ANSYS CFX-SolverTheory Guide)

El mallado estructurado o regular está constituido por familias de cuadrículas lineales con la propiedad de que miembros de una familia no cruzan con otras y cada miembro cruza con otra familia sólo una vez. Esto permite que las líneas de una selección en particular sean enumeradas consecutivamente.

La posición de cualquier punto de la cuadrícula (o el volumen de control) dentro del dominio es excepcionalmente identificado para la selección de dos o tres dimensiones. Esta es la estructura de cuadrícula más simple, ya que es de manera lógica equivalente a una cuadrícula cartesiana.

Cada punto tiene cuatro vecinos cercanos en dos dimensiones y seis en tres

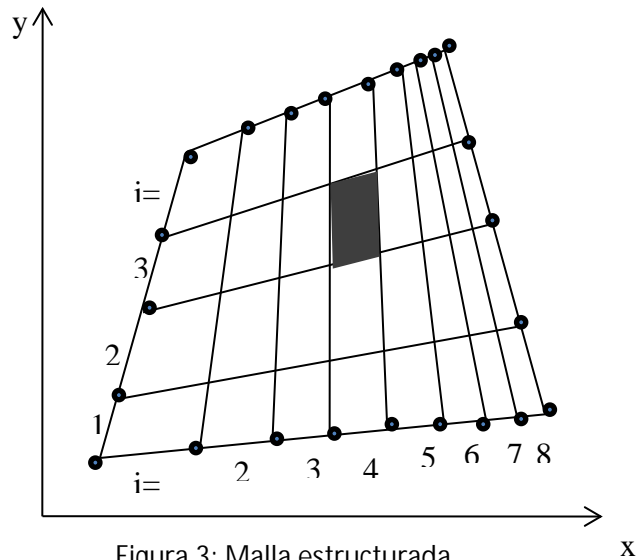


Figura 3: Malla estructurada

dimensiones; uno de los índices de cada vecino del punto p (i, j, k) es diferente por ± 1 del índice correspondiente de p . Un ejemplo de una cuadrícula de 2D estructurada es indicado la figura 4.

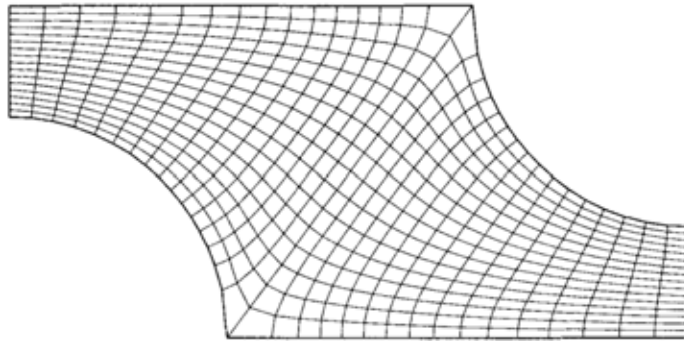


Figura 4: Cuadrícula estructurada en 2D
(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

Efectivamente, hay muchos solvers eficientes aplicables solamente a cuadrículas estructuradas. La desventaja de cuadrículas estructuradas es que pueden ser usadas solamente para dominios de solución geométrica simple. Otra desventaja es que podría ser difícil controlar la distribución de los puntos de la cuadrícula: la concentración de puntos en una región para razones de exactitud produce pequeños espacios innecesarios en otras partes del dominio solución y un desperdicio de recursos. Este problema es exagerado en los casos de 3D. Las celdas largas también podrían afectar la convergencia adversamente.

- **Mallado estructurado en bloque**

En las cuadrículas estructurada en un bloque, hay dos (o más) niveles de subdivisión del dominio solución. Sobre el nivel rugoso, hay bloques en el que son relativamente grandes los segmentos del dominio; su estructura podría ser irregular y pueden o no ser superpuestos. Sobre el nivel (dentro de cada bloque) es definida una cuadrícula estructurada. El trato especial es necesario en las interfaces. En la figura 5 un mallado estructurado de bloque con combinación en las interfaces, es designado para el cálculo de la circulación del flujo en 2D alrededor de un canal cilíndrico y contiene tres bloques.

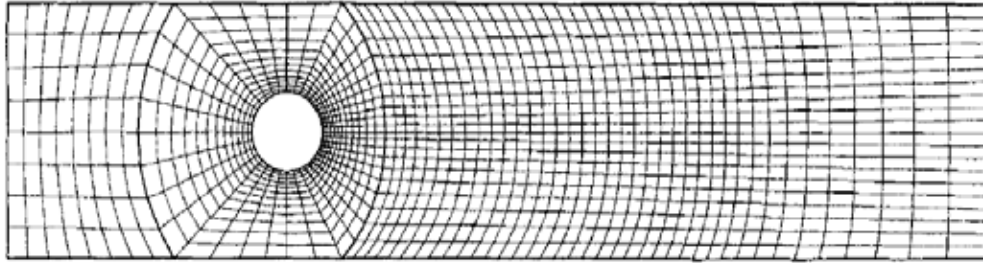


Figura 5: Mallado estructurado con interfaz ajustada

(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

En la figura 6 se presenta un mallado estructurado en bloque sin ajuste en la interface; usado para calcular la circulación alrededor de un hidrodensador sumergido (hydrofoil). Consta de cinco bloques de cuadrículas de diferentes tamaños. Esta clase de cuadrícula es más flexible que los previos, cuando admite el uso de cuadrículas más finas en las regiones donde es requerida una gran resolución. El no ajuste en las interfaces puede ser tratado de una manera completamente conservadora. La programación es más difícil que para tipos de cuadrícula descritos antes. El Solver para mallas estructuradas puede ser aplicable como bloque, y los dominios de flujo complicados pueden ser tratados con estas cuadrículas. Es posible la refinación local del modo bloque (la cuadrícula puede ser refinada en algunos bloques).

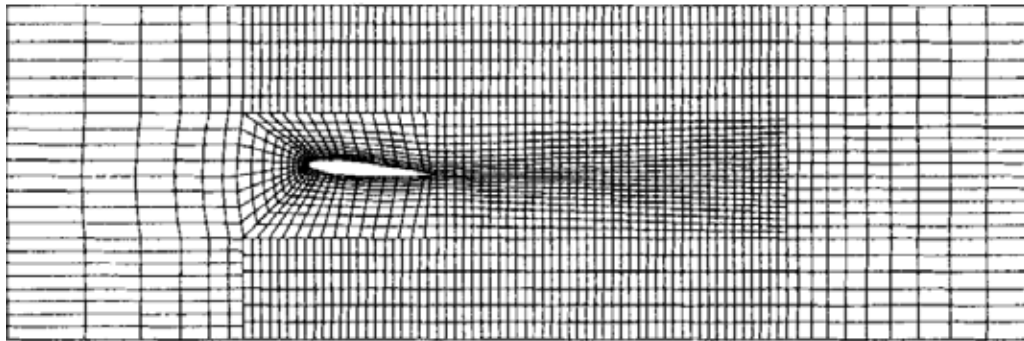


Figura 6: Mallado estructurado en bloque 2D sin interfaces ajustadas

(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

Las cuadrículas estructuradas con bloques con superposición se muestran en la figura 7. En la región de superposición, las condiciones de bordes para un bloque son obtenidas interpolando la solución del otro bloque (en superposición). La desventaja de estas cuadrículas es que las leyes de conservación no se hacen

cumplir fácilmente en los límites del bloque. La ventaja de este enfoque es que los dominios complicados son arreglados con más facilidad y puede ser usado en los siguientes cuerpos móviles: un bloque es fijado al cuerpo y se mueve con él, mientras que una cuadrícula inactiva cubre los entornos. Este tipo de cuadrícula no es usada a menudo, aunque tiene sus partidarios.

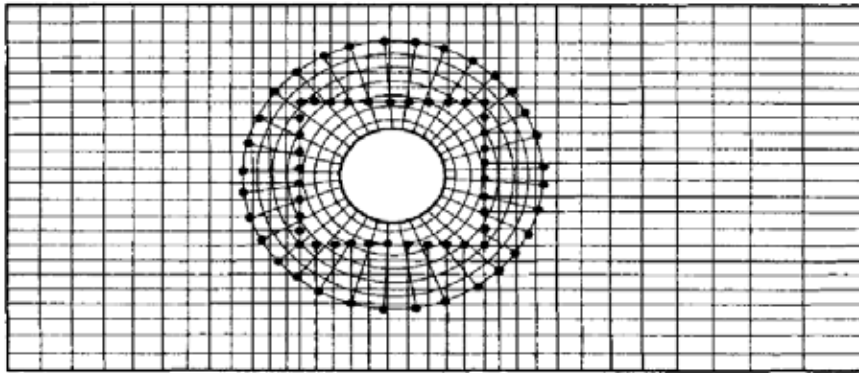


Figura 7: Mallado compuesto en 2D
(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

- **Cuadrículas (mallado) poco estructuradas.**

Consta de celdas de varias formas, comúnmente se emplean triángulos o cuadriláteros (2D) o tetraedros o hexaedros (3D). Se generan dos mallas no estructuradas para el mismo dominio que el de la figura 2.12, con la misma distribución de intervalo en los lados. A diferencia de la malla estructurada, en la no estructurada, no puede identificarse a las celdas de manera única mediante los índices i y j , en cambio, las celdas se numeran internamente de alguna otra manera por el paquete de la CFD.

Para configuraciones geométricas complejas, por lo general, es más fácil para el usuario del paquete de generación de malla crear una no estructurada. Por ejemplo, algunos paquetes de CFD (usualmente antiguos) están escritos de manera específicas para mallas estructuradas, estos convergen con mayor rapidez y con mayor exactitud, por utilizar la identificación celdas por índices como se hace en caso de mallas estructuradas; los modernos paquetes de CFD de aplicación general ya no presentan este problema ya que pueden manejar mallas estructuradas y no

estructuradas. Por lo que se generan menos celdas con una malla estructuradas que con una no estructurada.

En la figura 4 la malla estructurada de $8 \times 4 = 32$ celdas, mientras que la malla triangular no estructurada de la figura 8(a) tiene 76 celdas, y la malla cuadrilátera no estructurada de la figura 8(b) tiene 38 celdas, aun cuando se aplica la distribución de nodos en los lados de los tres casos.

A continuación, se presenta un ejemplo de malla no estructurada bidimensional con 9 nodos y 8 intervalos en los lados superior e inferior, y 5 nodos y 4 intervalos en los lados izquierdo y derecho. También la misma distribución de nodos que en la figura 8 (a) malla triangular no estructurada y (b) malla cuadrilátera no estructurada. La celda sombreada en (a) es levemente sesgada.

Malla triangular no estructurada. Malla cuadrilátera no estructurada.

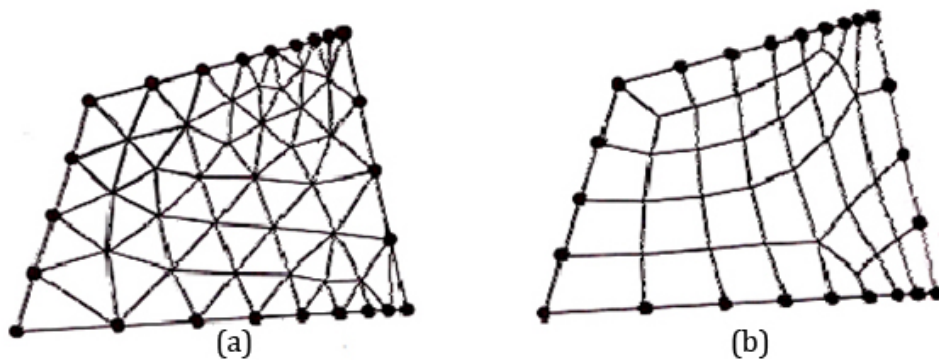


Figura 8: Malla no estructurada

(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

Útil para configuraciones muy complicadas, es el tipo de cuadrícula más flexible que puede ajustarse al límite de un dominio solución arbitrario. En principio, tales cuadrículas podían ser usadas con cualquier plan de discretización, pero se adaptan mejor al volumen finito y aproximaciones a elemento finito. Los elementos o los volúmenes de control podrían tener cualquier forma; no hay una restricción sobre el número de elementos vecinos o nodos. En la práctica, las cuadrículas hechas de triángulos o cuadriláteros en 2D, y tetraedros o hexaedros en 3D son usados a menudo. Tales cuadrículas pueden ser generadas automáticamente por los algoritmos existentes. Si se desea, la cuadrícula puede

ser hecha de forma ortogonal, el radio de aspecto es fácilmente controlado, y la cuadrícula puede ser refinada fácilmente a nivel local. La ventaja de la flexibilidad es compensada por la desventaja de la irregularidad de la estructura de los datos. Las ubicaciones de los nodos y las conexiones vecinas necesitan ser especificadas explícitamente. Los “Solvers” para los sistemas de ecuaciones algebraicas son generalmente más lentos que para cuadrículas regulares.

Las mallas poco estructuradas son usadas con métodos de elemento finitos, y cada vez más, con los métodos de volumen finitos. Los códigos de computación para cuadrículas poco estructuradas son más flexibles. No necesitan ser cambiados cuando la cuadrícula es refinada a nivel local, o cuando son usados los elementos o volúmenes de control de formas diferentes. Sin embargo, la generación del mallado y el pre-procesamiento son generalmente más difíciles. Un ejemplo de una cuadrícula poco estructurada, se muestra en la figura 9.

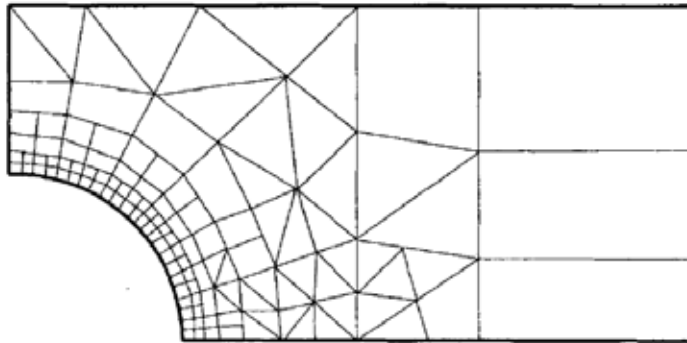


Figura 9: Ejemplo de mallado no estructurado en 2D
(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

En las capas límite, donde las variables de flujo cambian con rapidez en la dirección normal de la pared y requieren de mallas de alta resolución en la cercanía de ésta, las mallas estructuradas permiten una resolución mucho más fina que las no estructuradas para el mismo número de celdas. Las celdas de mallas estructuradas son más delgadas y están muy compactadas cerca del lado derecho a diferencia que las celdas de mallas no estructuradas (ver figuras 4 y 8(a) y (b)).

Se debe enfatizar que sin importar el tipo de malla que se vaya a utilizar (estructurada o no estructurada, cuadrilátera o triangular, etc.), es la calidad de la malla lo que es más imprescindible para soluciones confiables de CFD. En

particular, debe tenerse cuidado que cada una de las celdas no esté muy sesgada porque esto puede crear dificultades e inexactitudes en convergencia en la solución numérica. La celda de la figura 10 (a) es una celda con sesgo moderadamente alto, es la desviación respecto de la simetría. Existen varias clases de sesgo, tanto para celdas de dos como de tres dimensiones, el tipo de sesgo apropiado para celdas bidimensionales es el sesgo equilátero, definido en la ecuación 2.72:

Sesgo triangulo:

$$\frac{\alpha - \beta}{\alpha + \beta} \quad (2.72)$$

Dónde: α y β son los ángulos mínimo y máximo (en grados) entre dos lados cualesquiera de la celda. α Es el ángulo entre dos lados de una celda equilátera ideal con el mismo número de lados.

En celdas triangulares el $\alpha = 60^\circ$ y para celdas cuadriláteras $\alpha = 90^\circ$. Se muestra mediante la ecuación 2.66 que $0 < \frac{\alpha - \beta}{\alpha + \beta} < 1$ para cualquier celda de 2D. Por definición, un triángulo equilátero tiene sesgo cero. De la misma manera, un cuadrado o rectángulo también tienen sesgo cero. Un elemento triangular o cuadrilátero muy distorsionado podría tener un sesgo inaceptable alto (figura 10 (b)). Algunos paquetes de generación de malla emplean esquemas numéricos para emparejar la malla con el fin de reducir el sesgo.

Uno de los factores que afectan la calidad de la malla pueden ser los cambios abruptos en el tamaño de celda, esto conduce al programa de CFD a dificultades numéricas o de convergencia. También, las celdas con una razón de sus dimensiones muy grande a veces pueden causar problemas. Aunque es posible reducir la cantidad de celdas al usar una malla estructurada en vez de una no estructurada, depende de la forma del dominio computacional.

A continuación, se muestra el sesgo (a) para un triángulo equilátero, donde tiene sesgo cero, pero para un triángulo muy distorsionado tiene un sesgo alto. (b) de manera similar se muestra un rectángulo que tiene sesgo cero, pero una cuadrilátera muy distorsionada que tiene sesgo alto.

- **Mallas híbridas**

Una malla híbrida es la que combina regiones o bloques de mallas estructuradas y no estructuradas. Por ejemplo, se puede juntar una malla estructurada cercana a una pared con un bloque de malla no estructurada fuera de la región de influencia de la capa límite. Con frecuencia se emplea una malla híbrida para permitir alta resolución cerca de un pared sin necesitar alta resolución lejos de la pared. Cuando se genera cualquier tipo de malla estructurada, no estructurada e híbrida, debe tenerse cuidado siempre de que cada una de las celdas no esté muy sesgada

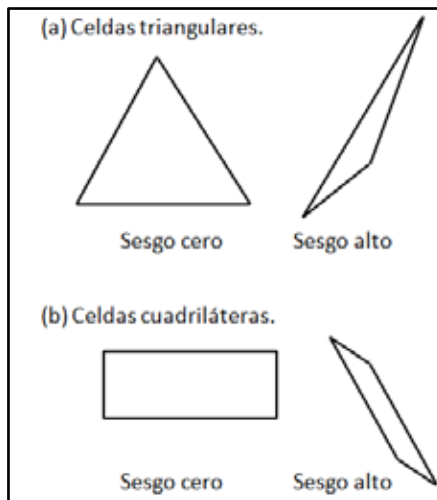


Figura 10: Sesgo en celdas
(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

2.2.20 Procedimiento para la solución en CFD

Para resolver de manera numérica las ecuaciones de gobierno del problema a estudiar en este trabajo se tienen los siguientes pasos:

- Elegir un dominio computacional y se genera una malla (conocida también como red de nodos); este dominio se divide en muchos elementos pequeños llamados celdas. Para dominios de dos dimensiones (2D), las celdas son áreas, mientras que para dominios tridimensionales (3D) las celdas son volúmenes. Un dominio computacional es la región en el espacio en la cual las ecuaciones de movimiento se resuelven mediante la CFD. Una celda es un subconjunto pequeño del dominio computacional. Los límites de un

dominio bidimensional se denomina lados, y los límites de un dominio tridimensional se llaman caras.

- Especificar las condiciones de frontera en cada lado del dominio computacional (flujos 2D) o en cada cara del dominio (flujos 3D).
- Seleccionar el tipo de fluido (agua, aceite, gasolina, entre otros), junto con las propiedades del fluido (temperatura, densidad, viscosidad, etc). La mayoría de los paquetes de CFD tienen integrada bases de datos de propiedades de algunos fluidos.

Los valores de la primera aproximación para las variables del campo de flujo se especifican para cada celda. Estas son condiciones iniciales, que podrían ser correctas o no, pero son necesarias como punto de partida, para que la iteración pueda seguir. Al comenzar con los valores de la primera aproximación, las formas discretizadas de las ecuaciones de gobierno se resuelven por iteración, en el centro de cada celda. Si se trasladan todos los términos de la ecuación 2.39 a un lado para obtener cero del otro lado de la ecuación, la solución numérica sería “exacta” cuando al sumar todos estos términos, el residuo, se volviera cero para cada celda del dominio en una solución de CFD, esta suma nunca es cero, pero suele disminuir al hacer las iteraciones. Un residuo se considera como una medida de la desviación de una solución numérica para determinada ecuación de conservación o transporte respecto a la solución exacta, se debe monitorear el residuo promedio relacionado con cada ecuación de conservación o transporte para ayudar a determinar cuándo converge la solución. A veces se necesitan cientos, o hasta miles, de iteraciones para que converja la solución a una solución final. Cuando converge la solución, las variables del campo de flujo como la velocidad y la presión se trazan y analizan gráficamente, Los usuarios pueden definir a y analizar otras funciones particulares que se forman mediante combinaciones algebraicas de variables de campo de flujo. La mayoría de los paquetes de CFD tienen integrados post- procesadores, diseñados para analizar el campo de flujo de manera gráfica y rápida, también hay paquetes post-procesadores autónomo. Las propiedades globales del campo de flujo, como la caída de presión, las propiedades

integrales, como las fuerzas (de sustentación y de arrastre), los torques que actúan sobre un cuerpo, se calculan a partir de la solución que se obtiene por convergencia. Con la mayoría de los paquetes de CFD esto puede hacerse “sobre la marcha” a medida que proceden las iteraciones, en numerosos casos, de hecho, es aconsejable monitorear estas cantidades junto con los residuos durante el proceso de iteración; cuando converge una solución, las propiedades globales e integrales deben establecerse en valores constantes también.

2.2.21 Verificación de la geometría

Para determinar si la convergencia de la solución numérica es fiable, existen algunos criterios computacionales basados en la calidad del mallado que permiten corroborar la veracidad de los resultados.

- Verificación de ejes “sliver edge checking”.

Realiza una búsqueda de los ejes más pequeños en la geometría, los cuales pueden producir una malla de baja calidad en regiones cercanas a estos; usando como criterio el valor de tolerancia de longitud mínima de un eje, 1.6×10^{-1} [mm].

- Verificación de caras “sliver face checking”.

Es un factor de verificación de geometría que relaciona el perímetro con el área para cada cara. Caras con un factor de “SliverFace” pueden resultar en mallas con una pobre calidad superficial. El Sliver Factor es calculado mediante la siguiente fórmula (ec. 2.73):

$$\text{Sliver Factor} = \frac{\text{Perímetro}^2}{\text{Área}} \quad (2.73)$$

El valor máximo permisible de “Sliver Factor” es 25.

- Verificación de la distorsión “parametrization face checking”.

Es un parámetro que mide la distorsión de las caras, la máxima distorsión aceptada normalmente es 10.

2.2.22 Calidad de la malla

Usar una malla con adecuada calidad es una parte importante para controlar los errores de discretización. La calidad de la malla puede ser medida mediante el cálculo de tres valores principalmente como lo son:

- Ortogonalidad de mallado “mesh orthogonality”.

El concepto de malla ortogonal se refiere al ángulo entre caras de elementos adyacentes o el ángulo entre ejes de elementos adyacentes, estén cerca de su ángulo óptimo (por ejemplo, 90° para cuadrilátero y los 60° para elementos de caras triangulares). La medida más relevante de la ortogonalidad de la malla, se ilustra a continuación en la figura 11. Se trata del ángulo entre el vector que une a dos (volumen de control) nodos (s) y el vector normal en cada punto de integración de superficie (n) asociados con el borde. El mínimo ángulo de ortogonalidad aceptable es de 20° .

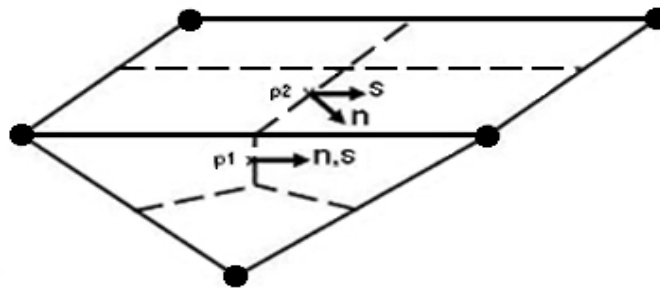


Figura 11: Ortogonalidad Del mado

(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

- Factor de expansión de la malla “mesh expansion factor”

Este factor se refiere a la mayor tasa de cambio de volumen entre volúmenes de control adyacentes y se calcula de manera aproximada relacionando el radio máximo con el radio mínimo de volúmenes de control adyacentes. El “Mesh expansión factor” recomendado para las aplicaciones es de 20. Un esquema de este factor se puede observar en la figura 12.

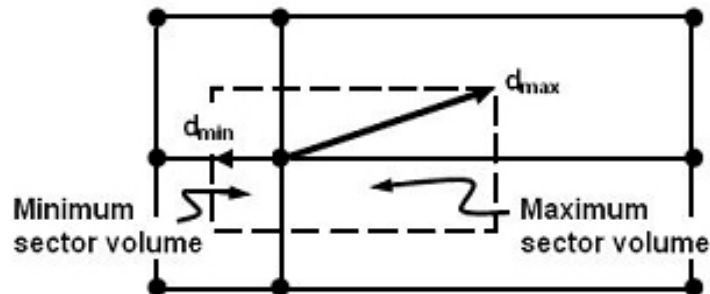


Figura 12: Factor de expansión de la malla

(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

- Aspecto de radio de la malla “mesh aspect ratio”.

El concepto de “MeshAspect Ratio” estudia los elementos de la malla a medida que estos se van estrechando en mayor medida y envuelve la relación entre la máxima distancia y la mínima área adyacentes a cada nodo a través de todo el dominio. Como se ilustra en la figura 13, un rango aceptable de “MeshAspect Ratio” sería <100 .

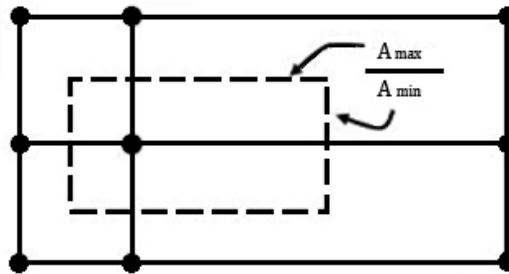


Figura 13: Aspecto del radio de la malla "MeshAspect Ratio"
(Fuente: A. Pérez y C. Garre)

2.2.23 Criterio de convergencia (RMS).

El Residuo llamado “Raíz Cuadrada Media”, RMS por sus siglas en inglés “Root Mean Squar”, consiste en sumar todos los residuos del dominio, determinar la media de los residuos y por último calcular la raíz cuadrada de la media obtenida. Una medida de cuán bien converge la solución puede ser obtenida por el trazado de los residuos para cada ecuación al final de cada intervalo de tiempo de la simulación (iteración) o “TimeStep”. Para la determinación del valor de RMS razonable para evaluar la convergencia pueden tenerse en cuenta los siguientes lineamientos:

Valores por encima de 1×10^{-4} puedan ser suficientes para obtener una evaluación cualitativa del campo de flujo

1×10^{-4} es una convergencia relativamente precisa, pero puede ser suficiente para muchas aplicaciones de ingeniería

1×10^{-5} representa una buena convergencia y usualmente suficiente para la mayoría de aplicaciones de ingeniería.

1×10^{-6} ó menor representa una convergencia bastante alta y es ocasionalmente requerida para problemas sensibles a la geometría. En muchos casos no es posible obtener este nivel convergencia, particularmente utilizando un programa de solución de ecuaciones de precisión simple.

2.3 Definición de términos básicos

Álabes: son las superficies aerodinámicas internas en el rotor.

Carga hidráulica: es la energía impartida por el líquido a la turbina, es decir, la diferencia entre la carga de succión y descarga.

Cojinetes: sirven de soporte a la flecha de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias. Soportan las cargas radiales y axiales existentes en la bomba. **Condiciones de succión:** por lo que respecta al líquido, se tomará en cuenta la influencia de su presión sobre el tubo de aspiración de la turbina.

Curvas características: la manera de conocer tales características se realiza con la ayuda de las curvas características de la turbina, las cuales han sido obtenidas mediante ensayos realizados en un banco de pruebas el cual posee la instrumentación necesaria para medir el caudal, velocidad de giro, momento de torsión aplicado y la diferencia de presión entre la entrada y la salida del rotor, con el fin de poder predecir el comportamiento de la turbina y obtener el mejor punto de operación el cual se conoce como PME (potencia media efectiva), variando desde una capacidad igual a cero hasta un máximo, dependiendo del diseño de la máquina.

Eficiencia hidráulica: se define en términos de la relación entre el trabajo específico ideal de la máquina y el real del rodete, el trabajo específico ideal de la máquina se calcula basado en las condiciones totales o estáticas.

Eficiencia mecánica: es la eficiencia relacionada con las pérdidas de energía útil, debidas al rozamiento en el cojinete y el rozamiento del fluido en los espacios entre la cubierta del rotor y la corona espiral llamados rozamiento del disco.

Eficiencia total: redefine en términos de la relación entre la potencia hidráulica entregada por la máquina y la potencia eléctrica suministrada por ésta.

Elevación de succión: es la suma de la elevación estática de succión, de la carga de fricción de succión total y de las pérdidas de admisión (la elevación de succión es una carga de succión negativa).

Flecha: es el eje de todos los elementos que giran en la turbina, transmitiendo además el movimiento que imparte el eje del motor.

Impulsores: es el corazón de la turbina. Recibe el líquido que le imprime una velocidad de la cual depende la carga producida por la turbina.

Potencia absorbida (N): representa la potencia obtenida por la turbina debido a la transferencia de energía del agua una vez que se consideren las pérdidas de carga.

Potencia hidráulica (PH): potencia cedida por el líquido en el proceso de su transferencia de un punto a otro.

Presión de vapor: si un líquido se encuentra a una temperatura arriba de su punto de ebullición, sufre evaporación en su superficie libre. En el seno del líquido se origina una presión que se llama presión de vapor y que está en función directa con la temperatura del líquido.

Rango de operación: es la zona en la cual la turbina opera en forma eficiente.

Rotor: es el órgano responsable de cambiar la dirección del momento cinético del flujo que pasa a través de una turbina hidráulica.

Turbina hidráulica: es una turbomáquina motora hidráulica, que aprovecha la energía de un fluido que pasa a través de ella para producir un movimiento de rotación que, transferido mediante un eje, mueve directamente una máquina o bien un generador que transforma la energía mecánica en energía eléctrica.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo de investigación

La investigación puede ser de varios tipos, y en tal sentido se puede clasificar de distintas maneras, sin embargo es común hacerlo en función de su nivel, de acuerdo a esto según Santa paella y Feliberto Martins (2010), se clasifican en: Investigación exploratoria, la cual se efectúa sobre un tema u objeto desconocido o poco estudiado y su resultado constituye una visión aproximada de dicho objeto, Investigación descriptiva, la cual consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo con el fin de establecer su estructura o comportamiento, y la Investigación explicativa que se encarga de buscar el porqué de los hechos mediante el establecimiento de relaciones causa y efecto

Esta investigación será de tipo exploratoria, ya que según el autor (Fidias G. Arias (2012), el cual define la investigación exploratoria como aquella que se efectúa sobre un tema u objeto desconocido o poco estudiado, por lo que sus resultados constituyen una visión aproximada de dicho objeto, es decir, un nivel superficial de conocimientos, y en virtud de ello, el presente trabajo se caracteriza por explorar el comportamiento del campo de flujo incompresible que pasa a través del rotor de una turbina hidráulica tipo francis mediante la manipulación de las variables envueltas en el mismo, a través de aproximaciones numéricas, utilizando los adelantos de la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD, y comparándolo con resultados de trabajos anteriores.

3.2 Diseño de investigación

De acuerdo con Hernández (2010), el diseño de investigación constituye el plan general del investigador para conseguir una respuesta clara a sus interrogantes o comprobar una hipótesis de investigación. El diseño de la investigación se encarga de detallar las estrategias básicas que el investigador adopta para conseguir información exacta y que se pueda interpretar. El tipo de investigación es la manera que se va a adoptar para cumplir con los objetivos, existen varios tipos de investigación los cuales pueden ser; Experimental, de Campo o Documental.

En base al objetivo general, se concibe que el nivel de la actual investigación será de tipo documental ya que en este se busca obtener y analizar datos provenientes de materiales impresos u otro tipo de documentos para realizar la simulación y comparación de los fenómenos físicos y el campo de flujo presentes que integran el campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-corona directriz de una bomba centrifuga, en este caso con ayuda de una herramienta computacional CFD. Por lo tanto, el estudio se encuentra alineado en este nivel documental.

Según Zorrilla (1993), la investigación documental es aquella que se realiza a través de la consulta de documentos (libros, revistas, periódicos, memorias, anuarios, registros, códigos, constituciones, etc.).

3.3 Nivel de la investigación

El nivel de conocimiento es descriptivo, y éste consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento. Hernández (2010), señala que la investigación descriptiva busca especificar propiedades, características y rasgos importantes de cualquier fenómeno que se analice. Teniendo como objetivo indagar la incidencia y los valores en que se manifiestan una o más variables al ubicar, categorizar y proporcionar la visión de una comunidad, un evento, un contexto, un fenómeno o situación.

En este orden de ideas, la investigación se basa en describir el comportamiento del campo de flujo, ya que se espera interpretar los datos que se obtendrán mediante la manipulación de las variables involucradas en dicho campo, que pasa a través del rotor de una turbina hidráulica tipo Francis, mediante la aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD, en una situación rigurosamente controlada y de esta manera fijar los parámetros por los cuales se regirá la investigación.

3.4 Población y muestra

La población Hurtado y Toro (2001), la definen como: “es la composición de todos los elementos a ser estudiados y a quienes podrán ser generalizados los resultados de la investigación, una vez concluida ésta, para lo que es necesario que la muestra con la cual se trabaje sea representativa de la población”. Por ende, la población será las diferentes curvas características y gráficas experimentales que muestran los fabricantes. La muestra a emplear en este proyecto es una muestra del tipo no probabilística, donde Véliz, y Arredondo determinan en su trabajo de grado titulado Aspectos Teóricos sobre tipos de Muestreo, que este tipo de muestra es: “aquel tipo de muestra para el cual no puede no puede calcularse la probabilidad de extracción de una determinada muestra (p. 30)”.

Por lo tanto, la muestra seleccionada son: los diferentes puntos de operación de las curvas características de la turbina hidráulica tipo Francis.

3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

De acuerdo con Hernández, Fernández y Baptista (2010) se define a la técnica de recolección de datos como “las observaciones que consisten en el registro sistemático, cálido y confiable de comportamientos o conductas”. Las técnicas para la recolección de datos son básicamente: revisiones bibliográficas, entrevistas, registros de prensa, observaciones directas, entre otras. Existen diversos instrumentos para la recolección de estos datos los cuales son: computadores, lápiz, hojas, grabadoras, fotografías, entre otras.

Las técnicas a utilizar en el presente trabajo serán:

- Localización y consolidación de los datos.

- **Revisión documental:** Esta técnica se realizará con el fin de profundizar la información recopilada con todas las aplicadas anteriormente, esta comprende la búsqueda de la información de documentos empresariales, que contribuyan al conocimiento del comportamiento de sucesos realizados que sirvan de apoyo para el desarrollo de teorías pertinentes para la resolución de problemas. (Candelo, 2006).

Y por último, en el presente trabajo se contara con la utilidad de computadoras para conseguir los resultados obtenidos por la simulación que describen el comportamiento del campo de flujo, con los cuales se procede a comparar con valores experimentales realizados anteriormente y/o formular hipótesis en base a los principios de conservación para lograr la validación de los mismos.

3.6 Fases metodológicas

Se describirán de manera individual, las respectivas acciones, procedimientos, técnicas y actividades a realizar, para dar cumplimiento a cada uno de los objetivos específicos planteados.

Fase I: “Revisar los documentos bibliográficos referenciales sobre el estudio del campo de flujo y su interacción a través del rotor de una turbina hidráulica tipo Francis”

Luego de una amplia investigación y documentación en base a varios artículos científicos y estudios sobre el campo de flujo incompresible a través del rotor de una turbina hidráulica tipo Francis, se seleccionará una que será nuestro modelo a validar. Se van a determinar los parámetros dimensionales e hidráulicos de la máquina seleccionada para la aplicación de la investigación y los estudios, a fin de manejarlos como data necesaria para realizar los objetivos del proyecto de investigación.

Fase II: “Modelar la geometría del rotor de la turbina hidráulica usando una herramienta computacional de dibujo asistido por computadora (CAD)”

El diseño del rotor a estudiar se realiza utilizando los datos (diámetro interno, diámetro externo, altura de los alabes etc.). Suministrados por la empresa Andritz Hydro Brasil y EIR (empresa industrial técnica s.a.) Y a su vez recrear dichos datos mediante un software de diseño asistido por computadora.

Fase III: “Definir el modelo físico-matemático del flujo en condiciones estacionarias”

Una vez realizada la revisión bibliográfica satisfactoria, se determinan los modelos matemáticos más apropiados para la realización de la simulación numérica basándose en la interpretación de la investigación bibliográfica y de ser necesario la comparación de los resultados obtenidos en la simulación de modelos similares al seleccionado en esta investigación.

Fase IV: “Discretizar el dominio y fijar las condiciones de contorno del modelo”

Una vez creada la geometría del rotor de la Turbina Francis a estudiar, se obtiene, a partir de ella el volumen interior del rotor por el cual se desplazará el fluido. Para disminuir la complejidad del mallado así como reducir los tiempos de simulación se fracciona el volumen extraído, de manera tal que la figura mantenga su simetría al momento de aplicarle una periodicidad rotacional y así evitar que se genere superposición de material. Para realizar esta división se consideran dos álabes como mínimo para garantizar que el análisis realizado considere todas las condiciones físicas presentes entre este par de álabes. Posteriormente se importa el modelo hacia el programa de mallado CFX MESH perteneciente al paquete computacional ANSYS CFX. Luego de importar la geometría al programa de mallado se selecciona la preferencia física la cual puede ser CFD, mecánica o electromagnética, en nuestro caso Dinámica de Fluido Computacional (CFD) por tratarse de una turbomáquina. Posteriormente se indica el programa con el cual se realizará la solución de las ecuaciones de gobierno para el análisis numérico correspondiente. Se configura inicialmente el dominio creando una interface correspondiente a las superficies de la porción del rotor a estudiar que son periódicas a nivel rotacional, para realizar una simulación a solo un séptimo del rotor completo tomando en cuenta que se trata de una geometría simétrica. Luego, se selecciona el fluido que circulara a través del dominio, el cual será agua. Seguidamente se seleccionan la presión de referencia, la cual fue establecida como 1 atm. De tal manera que las presiones colocadas como condición de borde, así como las presiones arrojadas por el software en los resultados serán presiones manométricas.

Se debe configurar las zonas del modelo donde irán las condiciones de borde establecidas como pueden ser presiones, velocidades, caudal, flujo másico entre otras, que van a ser ubicadas en las entradas y salidas del flujo del dominio. Se selecciona la condición de “Inlet” a la cara llamada Entrada, colocando un régimen de flujo se establece como subsónico, debido a la posibilidad de choque si se establece otro régimen. La turbulencia se establece con gradiente cero, sin afectar los resultados de la simulación y aumentar la rapidez de la convergencia de las ecuaciones de gobierno.

Fase V: “Simular las propiedades del flujo y obtener los resultados en forma de data y/o gráficas.”

La simulación del campo de flujo se realiza a través de la configuración del Solver, es decir, ejecutando los algoritmos computacionales que fueron seleccionados para la solución de los modelos matemáticos, estableciendo también los criterios de convergencia que tendrá el software a la hora de realizar los cálculos, donde se especifica el número máximo de iteraciones o pasos a realizar para el cálculo, así como el valor objetivo del criterio de convergencia ya sea residual o máximo. El cálculo se detendrá al cumplirse cualquiera de estas dos condiciones y así poder generar la data, gráficos y/o diagramas para la descripción de las variables involucradas.

Fase VI: “Validar los resultados con antecedentes o formular las hipótesis en base a una interpretación sin violar las leyes físicas”

Una vez obtenidos los resultados por medio de gráficos, o en forma de datos (Caudal, presiones, velocidades y otras.) Con la aplicación de la ecuación 24 se realiza la validación de los resultados, con la cual se observa el error entre la entrada y la salida en referencia a las leyes de conservación. De igual manera se comparan gráficos obtenidos a través del software con algunos extraídos de antecedentes para verificar las tendencias de las curvas con el fin de validar los resultados.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1 Revisión de los documentos bibliográficos referenciales sobre el estudio del campo de flujo y su interacción a través del rotor de una turbina hidráulica tipo Francis

La revisión bibliográfica se llevó a cabo a través de material documental publicado en revistas científicas y libros que estudian el campo de flujo incompresible y su interacción con el rotor de una turbina hidráulica tipo Francis, y los parámetros físicos involucrados en este proceso y que se puede visualizar en el desarrollo teórico del capítulo II y los antecedentes citados que abarcan el tema aplicado a la dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés).

4.2 Modelado de la geometría del rotor de la turbina hidráulica usando una herramienta computacional de dibujo asistido por computadora (CAD)

La geometría se generó a partir de datos obtenidos de un rotor comercial localizado en la web, los cuales fueron suministrados por las empresas ANDRITZ HYDRO Brasil y EIR (Empresa Industrial Técnica S.A.). Los parámetros del diseño suministrados por la empresa se muestran en la tabla 1. Dicha turbina pertenece al proyecto de la pequeña central hidroeléctrica de Sitio Grande, ubicada en el municipio de São Desidério, cerca de la ciudad de Barreiras, Estado de Bahía, en Brasil, los cuales fueron utilizados para, mediante un programa de diseño asistido por computadora, recrear el rotor obteniendo así una aproximación de la curvatura real de los álabes como se muestra en la figura 14 y posteriormente el rotor con todos los álabes en la figura 15.

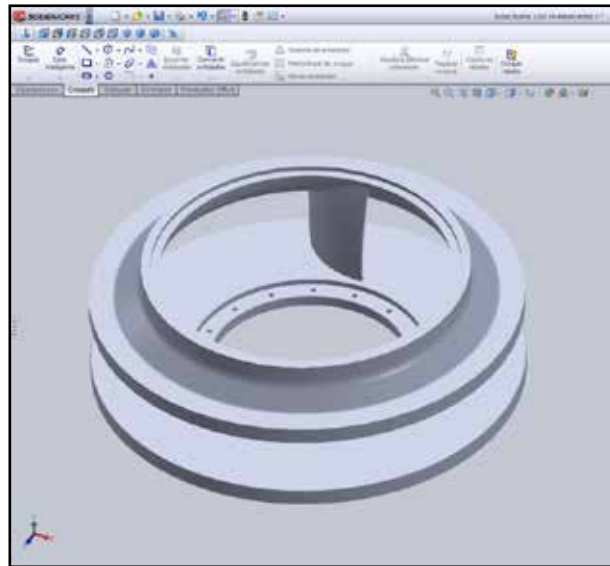


Figura 14: Álabe del rotor
(Fuente: Sánchez 2017)

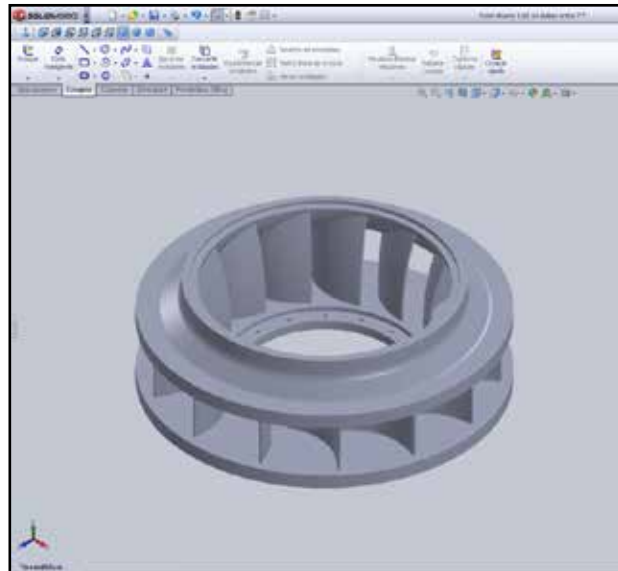


Figura 15: Geometría recreada a partir de los datos suministrados
(Fuente: Sánchez 2017)

Parámetro	Valor
Diámetro Externo (m)	1,650
Diámetro Interno (m)	0,900
Espesor de entrada del álabe (mm)	30,000
Espesor de salida del álabe (mm)	26,800
Altura de entrada del álabe (m)	0,250
Altura de salida del álabe (m)	0,900
N° de álabes	14
Velocidad de Rotación (rpm)	327,3

Tabla 1: Parámetros suministrados por la empresa

Cabe destacar que los diámetros mencionados anteriormente son referentes a la distancia medida hasta la zona interna y externa de los álabes según sea el caso.

4.3 Definición del modelo físico-matemático del flujo en condiciones estacionarias

4.3.1 Ecuaciones de gobierno

Tomando en cuenta que el medio a estudiar es continuo representado por un campo de flujo incompresible que pasa a través del rotor de una turbina tipo Francis se establece que las ecuaciones de gobierno clásicas como la de continuidad o conservación de la masa, la ecuación de la energía sin transferencia de calor o primera ley de la termodinámica, ya que el flujo pasa a una tasa suficientemente alta y en condiciones estacionarias para que no cambie de temperatura (suposición válida para el análisis de turbomáquinas) y que permite la escogencia de un modelo isotérmico.

Otra de las ecuaciones de gobierno aplicada es la ecuación del momento de la cantidad de movimiento adecuada para sistemas en rotación, es decir, sistemas no inerciales donde la velocidad de giro del sistema de referencia afecta a las líneas de corriente y crea vórtices en las zonas de baja presión cercanas a las paredes del canal de flujo. Todas estas ecuaciones fueron descritas en el desarrollo del marco teórico del capítulo II.

4.3.2 Modelo de turbulencia

Debido a la naturaleza no lineal del paso del flujo a través del rotor de la turbina tipo Francis, no es factible la escogencia de un modelo de turbulencia apropiado sin realizar las simulaciones, sin embargo, existen parámetros apropiados y adecuados para medir la fiabilidad del modelo entre el modelo Kappa- ϵ - robustez y amplio campo de aplicación en soluciones de ingeniería, y el modelo de Transporte de Esfuerzos Cortantes (SST o “Shear Stress Transport”) basado en ecuaciones Kappa- ω - del flujo en zonas de geometrías reducidas y cercanas a las paredes del dominio.

4.4 Discretización del dominio y establecimiento de las condiciones de contorno del modelo

4.4.1 Generación de la malla computacional

Una vez creada la geometría del Rotor de la Turbina Francis a estudiar, se obtuvo, a partir de ella el volumen interior del rotor por el cual se desplazará el fluido como se muestra en la figura 16

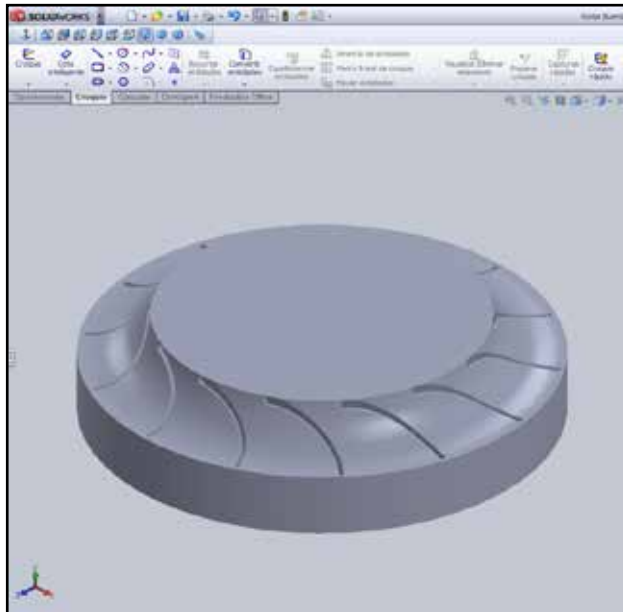


Figura 16: Dominio fluidizado en el interior del rotor
(Fuente: Sánchez 2017)

Para disminuir la complejidad del mallado, así como reducir los tiempos de simulación se fraccionó el volumen extraído (véase figura 17), de manera tal que la figura mantenga su simetría al momento de aplicarle una periodicidad rotacional y así evitar que se genere superposición de material. Para realizar esta división se consideran dos álabes como mínimo para garantizar que el análisis realizado considere todas las condiciones físicas presentes entre este par de álabes, es decir por el canal de flujo.

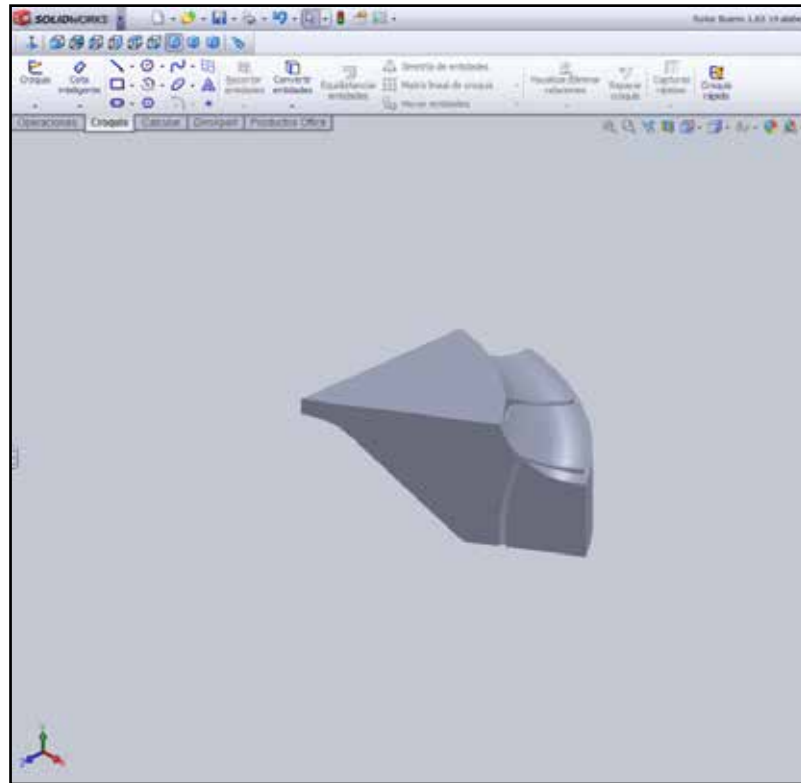


Figura 17: Un séptimo del dominio fluido
(Fuente: Sánchez 2017)

Posteriormente se importó el modelo hacia el programa de mallado CFX MESH perteneciente al paquete computacional ANSYS® CFX. Luego de importar la geometría al programa de mallado se seleccionó la preferencia física la cual puede ser CFD, mecánica o electromagnética, en nuestro caso Dinámica de Fluido Computacional (CFD) por tratarse de una turbomáquina como se muestra en la figura

18. Posteriormente se le indicó al programa con que se realizará la solución de las ecuaciones de gobierno para el análisis numérico correspondiente.

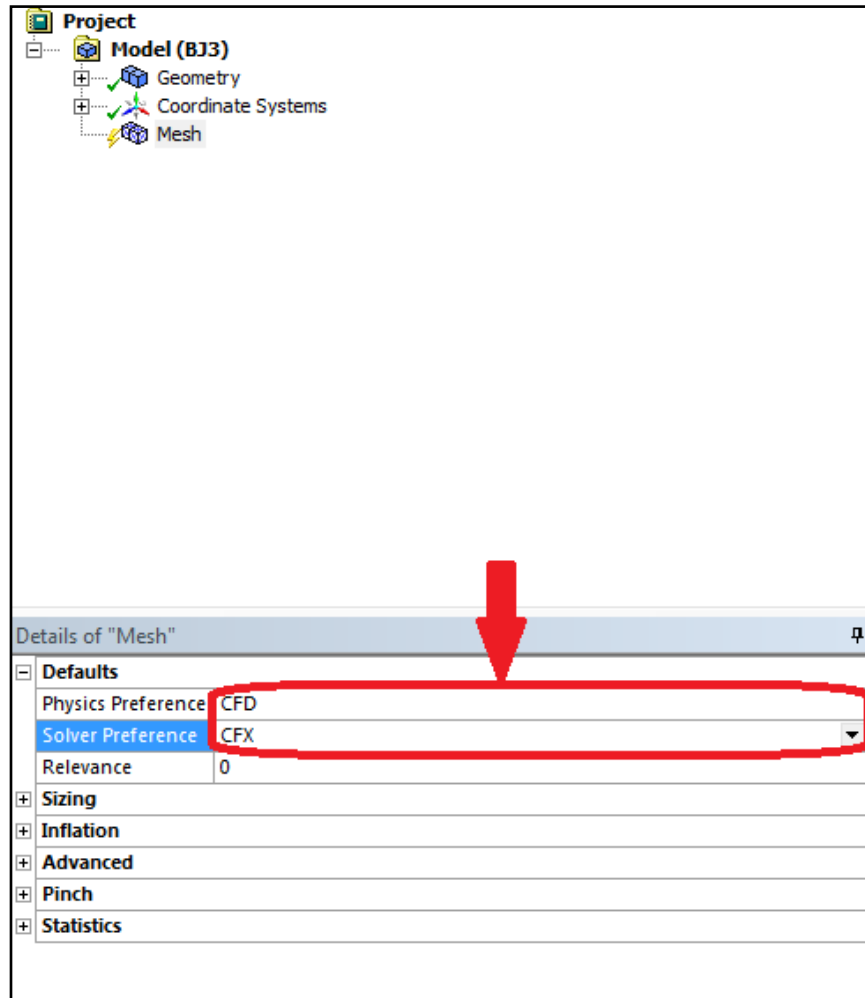


Figura 18: Un séptimo del dominio fluido
(Fuente: Sánchez 2017)

Luego, se seleccionó los nombres a cada una de las caras de la geometría, las cuales son: la entrada, la salida, y las caras laterales para facilitar la selección de las secciones (véase figura 19), que más adelante serán utilizadas como condiciones de borde.

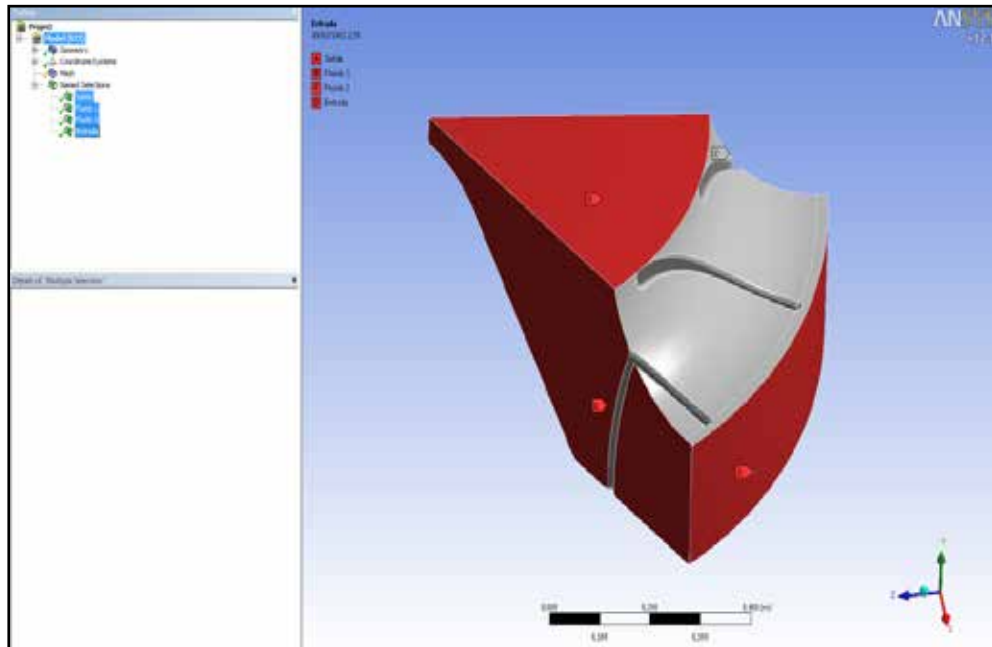


Figura 19: Selección de los nombres de las caras

(Fuente: Sánchez 2017)

Para la creación del mallado, CFX MESH de ANSYS® CFX ofrece varios métodos, los cuales utilizan elementos tetraédricos, hexaédricos, pirámides de base cuadrada, entre otros. Mediante un análisis de la calidad de mallado, así como el número de elementos y nodos, se seleccionó un mallado utilizando la configuración automática del programa, la cual utilizó elementos tetraédricos, y se modificó el algoritmo denominado Patch Independent por el Patch Conforming, como se muestra en la figura 20, lo cual garantiza una superficie uniforme que permita mayor homogeneidad en la superficie del dominio. El mallado generado bajo estas condiciones se muestra en la figura 21.

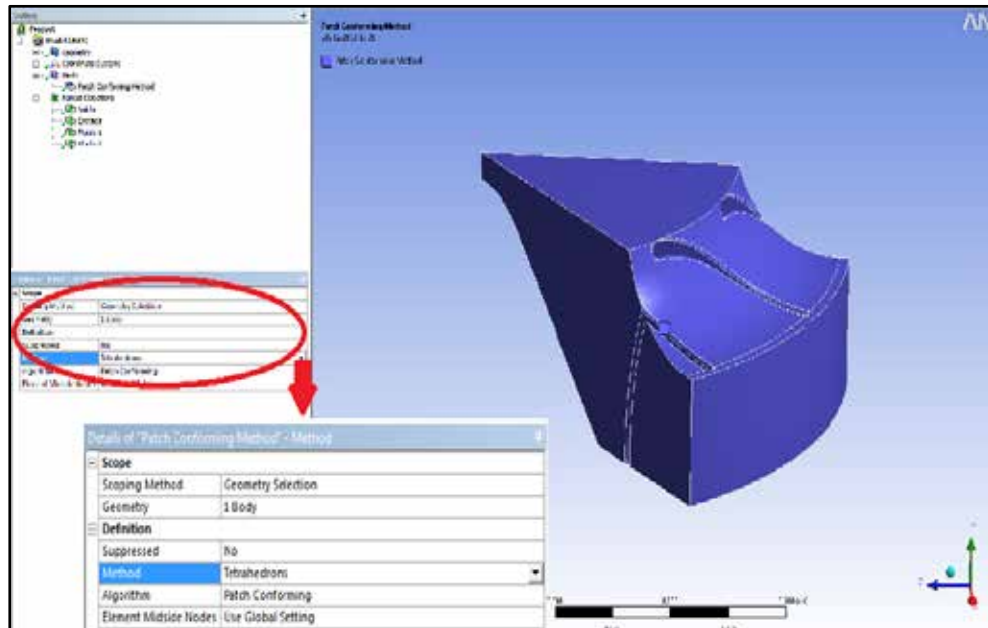


Figura 20: Selección de los elementos discretos
(Fuente: Sánchez 2017)

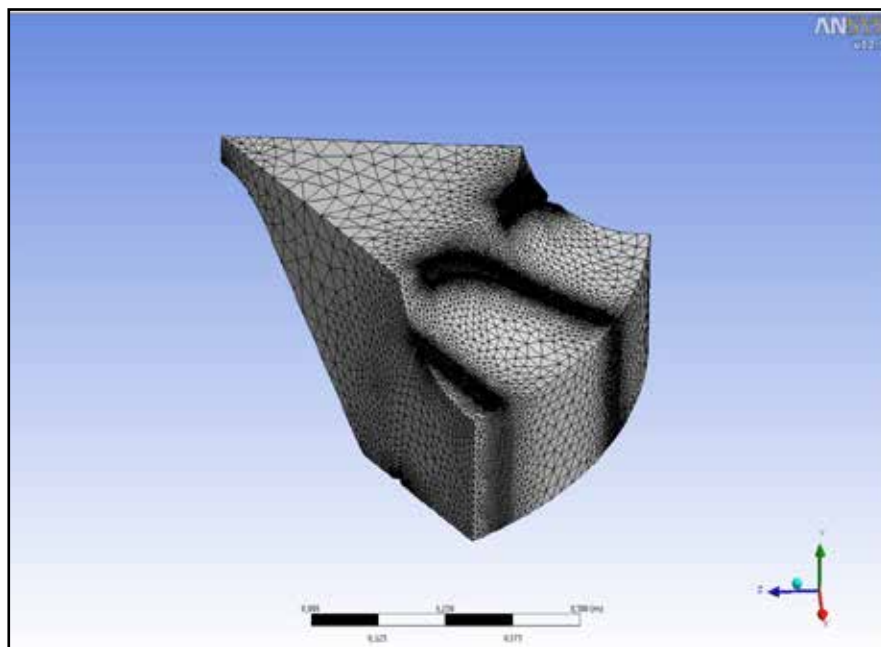


Figura 21: Malla generada
(Fuente: Sánchez 2017)

Antes de realizar la simulación el programa ANSYS® CFX analiza la calidad del mallado donde se verifica los parámetros en torno a la calidad de la misma, arrojando los resultados que se muestran en la tabla 2. El mínimo ángulo de ortogonalidad debe ser mayor a 20°, el máximo factor de expansión debe ser menor de 20 y que el máximo radio de aspecto debe ser menor de 100.

Estadísticas del mallado				
Nombre del dominio	Ángulo de ortogonalidad	Factor de expansión	Factor de aspecto de malla	
Turbina	Mínimo (grados)	Máximo	Máximo	
	40 ok	15 ok	6 OK	
Turbina	%! %ok %OK	%! %ok %OK	%! %ok %OK	
	0 <1 100	0 3 97	0 0 100	

Tabla 2: Datos de la calidad de la malla

En el diagnóstico de la calidad del mallado se especifican los valores relevantes para cada parámetro y rangos de interpretación para los parámetros indicados en la tabla 2. Dichos rangos son considerados como “bueno”, “aceptable” y “malo” y son visualizados en la tabla mediante los símbolos “%OK”, “%ok” y “%!” en forma de porcentajes, respectivamente. Para los valores dentro del rango “bueno” los elementos no tienen ninguna tendencia a producir errores numéricos en el proceso de solución de las ecuaciones. Para los valores dentro del rango “aceptable”, se puede obtener ciertos errores en las soluciones si estas incluyen cálculos de flujos en regímenes transitorios, estudios específicos en capas límite y flujos en secciones de dimensiones reducidas. Sin embargo, para condiciones de flujo en régimen permanente, el error se estabiliza y se reduce acorde aumenta el número de iteraciones por lo que no se requiere un refinamiento mayor, a menos que sea estrictamente necesario para el estudio, o que la solución no converja. Cuando los valores se encuentran en el rango no aceptable aumentan las probabilidades de errores en el cálculo y convergencia por lo que se recomienda realizar un refinamiento de la malla.

En la Tabla 3 se muestran las características del mallado, donde se especifican la cantidad de elementos totales así como la cantidad de nodos y el tipo de elementos.

Características del mallado				
Nombre del dominio	Cantidad total de nodos	Cantidad total de elementos	Tipos de elementos	Numero de Caras
Turbina	215477	1141413	Tetraédricos	96936

Tabla 3: Características del mallado

El tipo de elementos utilizados fueron los tetraédricos ya que son los elementos más populares y utilizados en aplicaciones tridimensionales, y este modelo fue el que arrojó mejor calidad de mallado, luego de haber comparado este modelo con la calidad de otros mallados generados con diferentes parámetros.

4.4.2 Configuración de las condiciones del dominio

En este tópico inicialmente se configuró el dominio creando una interface correspondiente a las superficies de la porción del rotor a estudiar que son periódicas a nivel rotacional, para realizar una simulación a solo un séptimo del rotor completo tomando en cuenta que se trata de una geometría simétrica como se indica en la figura 22. Luego, se seleccionó el fluido que circulará a través del dominio, el cual será agua. Seguidamente la presión de referencia, la cual fue establecida como 1 atm. De tal manera que las presiones colocadas como condición de borde, así como las presiones arrojadas por el software en los resultados serán presiones manométricas. También se selecciona el eje de rotación que será el eje “y”, así como la velocidad de rotación del dominio que será según los datos suministrados por la empresa 327,3 rpm (ver tabla 1).

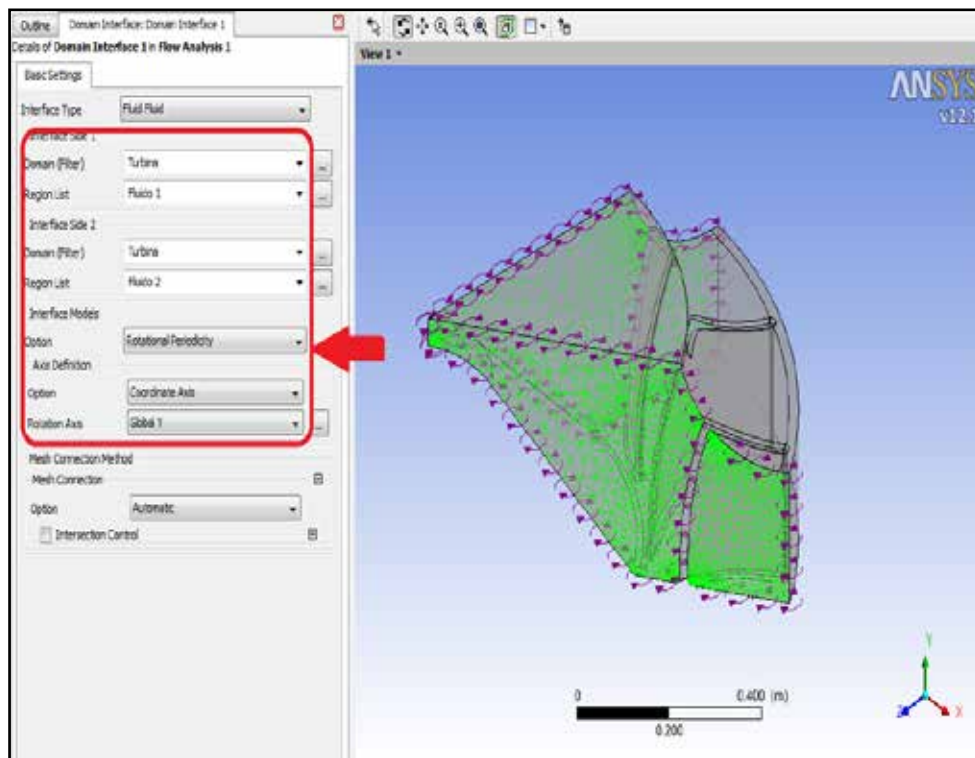


Figura 22: Configuración de la periodicidad rotacional
(Fuente: Sánchez 2017)

4.4.3 Configuración de las condiciones de borde

Para poder desarrollar las simulaciones se deben establecer las condiciones de borde en forma de datos numéricos y/o vectores como presiones, velocidades, caudal, flujo másico entre otras, que van a ser ubicadas en las entradas y salidas del flujo del dominio.

Se seleccionó la condición de “Inlet” a la cara llamada entrada, colocando un régimen de flujo se estable como subsónico, debido a la posibilidad de choque si se establece otro régimen. La turbulencia se establece con gradiente cero, sin afectar los resultados de la simulación y aumentar la rapidez de la convergencia de las ecuaciones de gobierno. Se Seleccionó la condición conocida a cada una de las superficies, tal como se muestra en las figuras 23 y en nuestro caso se asigna la velocidad de entrada al impulsor, la cual variará entre 3 m/s y 4 m/s.

De igual forma se selecciona la condición conocida en la cara llamada Salida como “Outlet”, igualmente en régimen de flujo subsónico por lo mencionado anteriormente. En este caso la condición conocida será la presión de referencia promedio la cual será 0 Pa, como se muestra en la figura 24.

Las otras caras de la frontera del dominio fluidizado son las correspondiente a las secciones que delimitan el corte del rotor en siete partes para considerar solo lo que ocurre a través del canal de flujo entre álabes y álabes, por lo que se escoge la condición de periodicidad, por su parte las tapas superior e inferior de dicho dominio son los platos de la turbina, anterior y posterior que han sido definidos como paredes (Wall), de acuerdo a lo establecido en la selección de bordes.

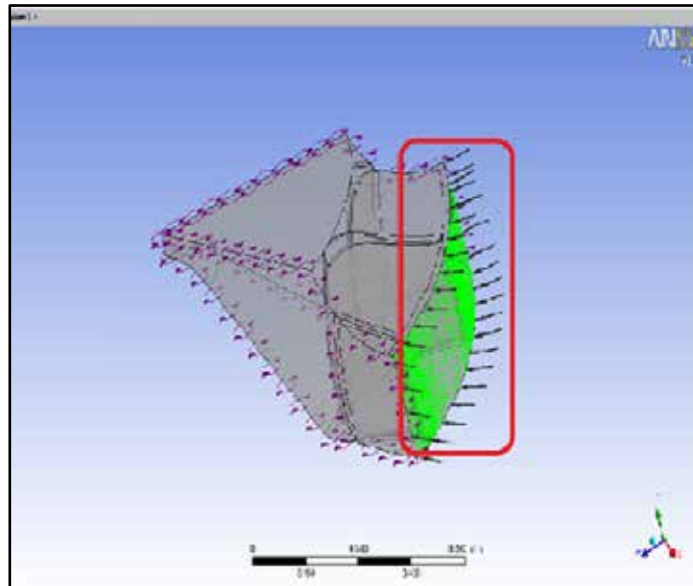


Figura 23: Configuración de la entrada
(Fuente: Sánchez 2017)

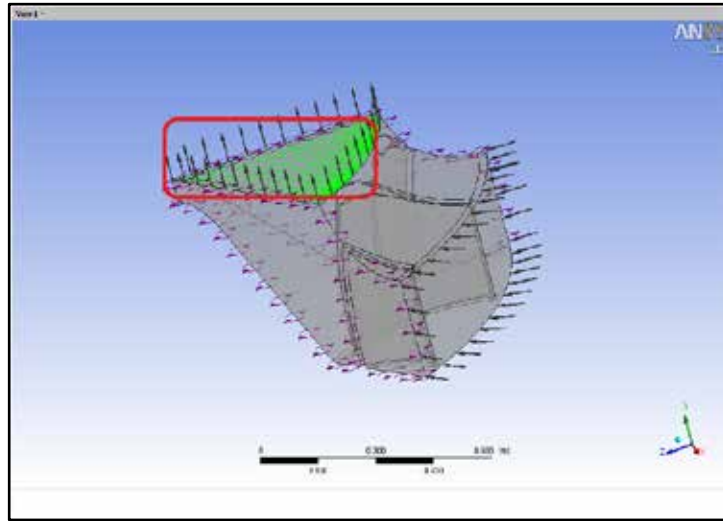


Figura 24: Configuración de la salida
(Fuente: Sánchez 2017)

4.5 Simulación de las propiedades del flujo y obtención de los resultados en forma de data y/o representaciones gráficas

4.5.1 Configuración del solver

Para realizar las simulaciones o experimentos numéricos, inicialmente se configuró el , que se refiere a los criterios de convergencia que tendrá el software a la hora de realizar los cálculos, para esto se ingresó al panel de configuración

donde se especificó el número máximo de iteraciones o pasos a realizar para el cálculo (ver figura 25), así como el valor objetivo del criterio de convergencia ya sea residual o máximo. El cálculo se detendrá al cumplirse cualquiera de estas dos condiciones. Para el criterio de convergencia residual, el valor seleccionado para la convergencia es 1×10^{-4} , y un máximo de iteraciones de 1000. También se activó el con un valor de 0,05, el cual le indica al programa que si el error en el es mayor al 5 % las iteraciones no deben detenerse aun cuando se hayan cumplido los dos criterios mencionados anteriormente.

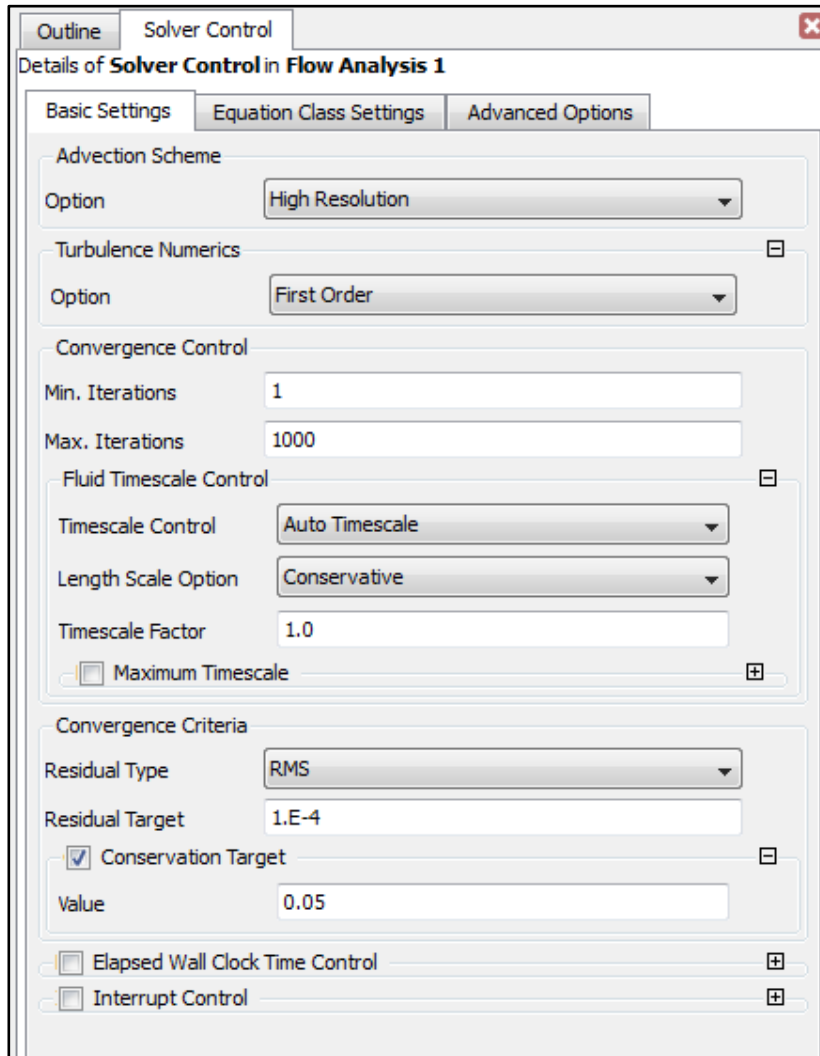


Figura 25: Configuración del solver

(Fuente: Sánchez 2017)

4.5.2 Selección del modelo de turbulencia

Se realizó la selección del modelo de turbulencia luego de desarrollar un estudio comparativo entre dos modelos altamente recomendados para las simulaciones de turbomáquinas y analizar los resultados obtenidos, basados en las leyes de conservación. Ya que en la resolución numérica de las ecuaciones realizadas por el programa existe un margen de error para los diferentes modelos, se realizaron simulaciones con el fin de observar el comportamiento de la conservación de las ecuaciones de continuidad en la entrada y la salida del dominio.

Las simulaciones fueron realizadas bajo una condición de presión a la salida del dominio de 0 Pa y una velocidad de rotación de 327,3 rpm donde se varió la velocidad

a la entrada del dominio y comparando las variaciones del flujo másico entre la entrada y la salida del dominio, como se indica en la tabla 4.

Modelo	Velocidad de entrada (m/s)	Flujo másico en la Entrada (Kg/s)	Flujo másico en la Salida (Kg/s)	Error (%)
k-	3.6	646,2480	646,2610	0,002011571
k-	3.8	682,1510	682,4120	0,03824669
k-	3.6	646,248	646,336	0,013615209
k-	3.8	682,151	682,415	0,038686137

Tabla 4: Comparación de los modelos de turbulencia

Luego de observar los resultados arrojados por el programa para los diferentes modelos de turbulencia seleccionados, se seleccionó el modelo kappa- ω que este obtuvo menores errores porcentuales en el flujo másico entre la entrada y la salida del impulsor. En las figuras 26 y 27 se observa el comportamiento del imbalance utilizando ambos modelos de turbulencia, el cual es similar entre ambos, con la única diferencia que el modelo kappa- ω convergió en una menor cantidad de iteraciones, aun así se selecciona el modelo (k- ω) total en cada una de las ellas fue menor debido a que las iteraciones del modelo kappa- ω se demoraban un tiempo mayor en realizarse y también acarreo en un costo computacional mayor.

4.5.3 Convergencia de la simulación numérica

A continuación, se demuestra la convergencia de los modelos matemáticos durante la simulación a través del comportamiento de las curvas de masa y momento, turbulencia e imbalance para la malla del dominio. Estas simulaciones fueron realizadas variando la velocidad de entrada entre 3 y 4 (m/s), ya que este es el rango de

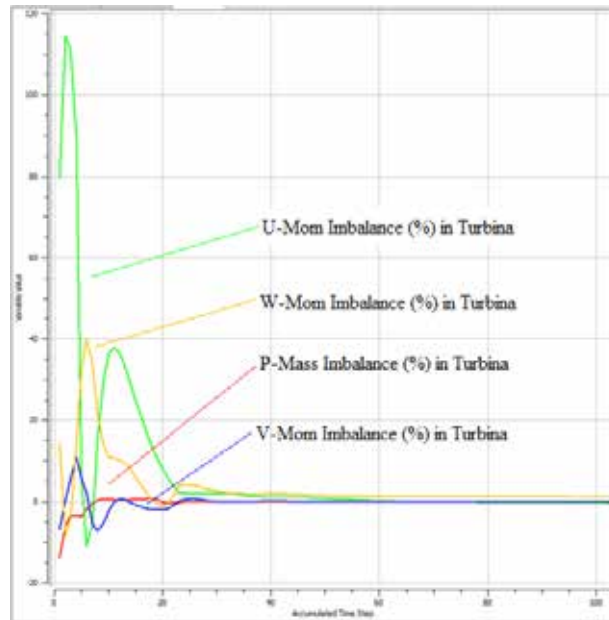


Figura 26: Imbalance del modelo kappa-omega
(Fuente: Sánchez 2017)

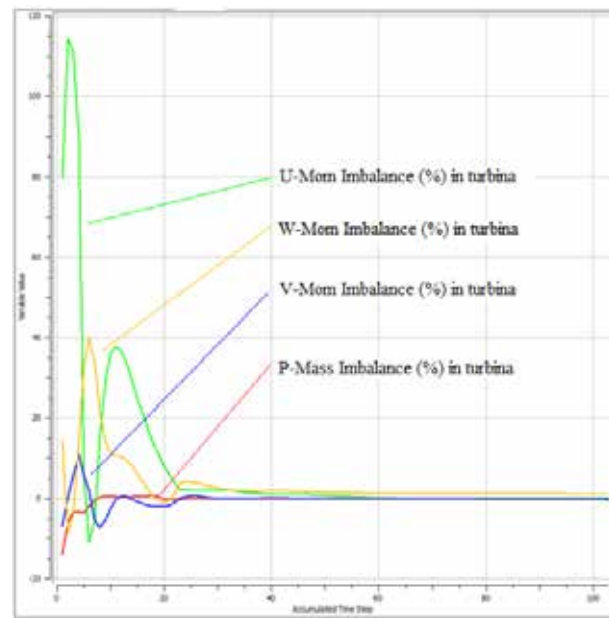


Figura 27: Imbalance del modelo kappa-epsilon
(Fuente: Sánchez 2017)

Velocidad que, según datos suministrados por la empresa encargada del proyecto, ingresa el fluido al rotor de la turbina Francis instalada.

4.5.3.1 Convergencia para una velocidad de entrada de 3 m/s

En la figura 28 se muestra como las iteraciones se detienen en el momento que alcanzan un valor residual de 0,0001, el cual se había establecido anteriormente como criterio de convergencia.

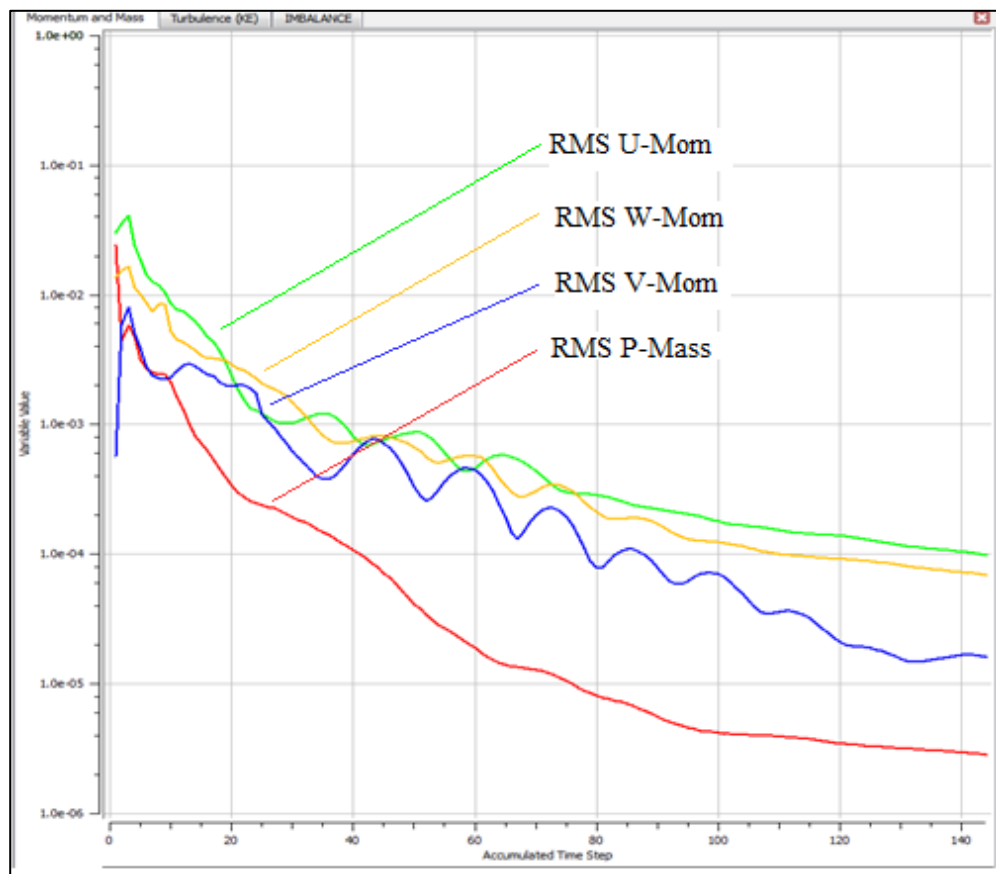


Figura 28: Convergencia de las ecuaciones de continuidad y momento para la velocidad de entrada de 3 m/s.

(Fuente: Sánchez 2017)

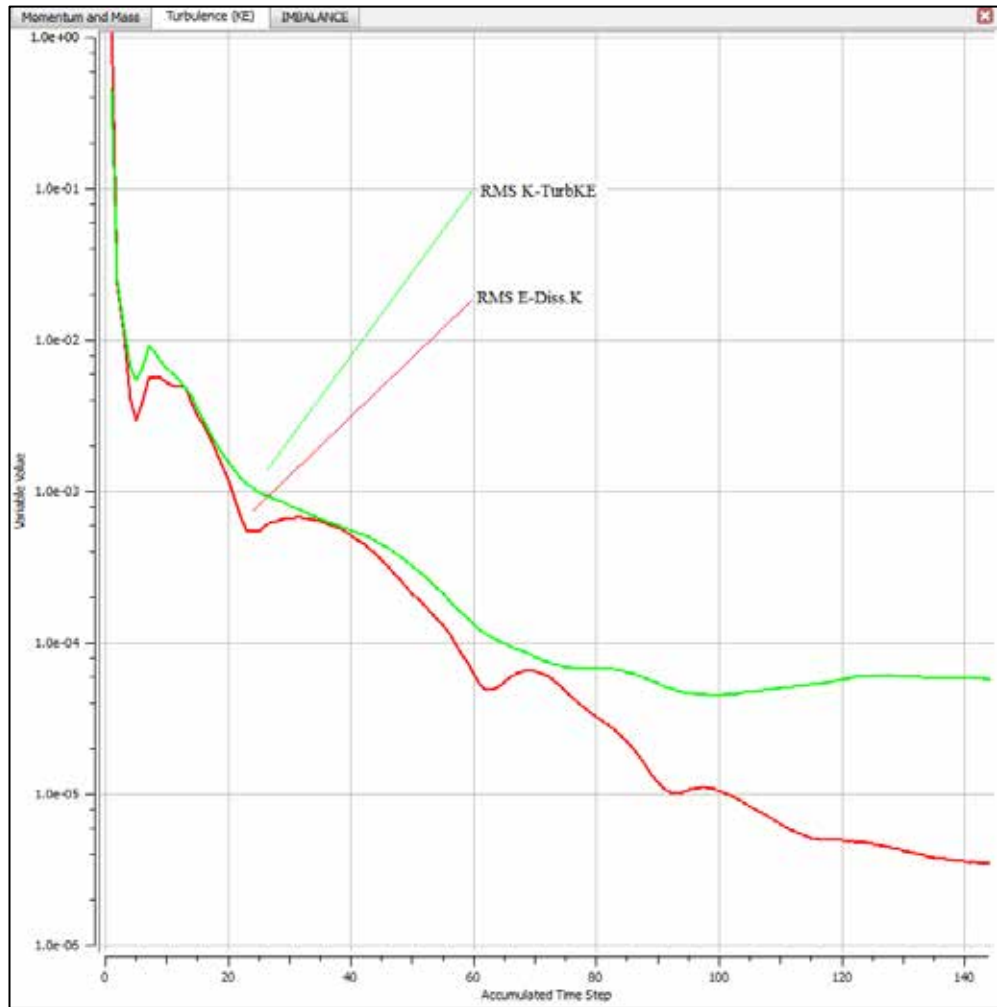


Figura 29: Convergencia de las ecuaciones turbulencia para la velocidad de entrada de 3 m/s.

(Fuente: Sánchez 2017)

En la figura 29 se observa el comportamiento de las curvas correspondiente al modelo de turbulencia, las cuales alcanzaron el valor del residuo (RMS) definido anteriormente como criterio de convergencia, La precisión de estos resultados dependerá de que tan bajo sean los valores de RMS de las ecuaciones de masa y momento.

/s

Al realizar las simulaciones con los distintos valores de velocidad de entrada del flujo a la turbina (3.2, 3.6, 3.8 y 4 m/s) se obtuvieron gráficos de convergencia similares al mostrado en las figuras 26 y 27, por lo cual los resultados obtenidos se

muestran en la tabla 5, donde se indica el número de iteraciones que realizó el solver hasta obtener el valor residual (RMS) mínimo de 1×10^{-4} el cual fue anteriormente establecido como criterio de convergencia, cabe destacar que dicho valor fue alcanzado por todas las ecuaciones de masa y momento.

	3,2 (m/s)		3,8 (m/s)	
Curva	Nº Iteraciones	RMS	Nº Iteraciones	RMS
U-Mom	132	1,0E-04	103	1,0E-04
V-Mom	132	1,9E-05	103	2,9E-05
W-Mom	132	7,2E-05	103	7,2E-05
P-Mass	132	3,1E-06	103	4,1E-06
K-TurbKE	132	5,2E-05	103	3,7E-05
E-Diss K	132	3,7E-06	103	6,3E-06
	3,6 (m/s)		4 (m/s)	
Curva	Nº Iteraciones	RMS	Nº Iteraciones	RMS
U-Mom	110	9,9E-05	93	9,9E-05
V-Mom	110	2,4E-05	93	3,4E-05
W-Mom	110	7,1E-0	93	8,6E-05
P-Mass	110	3,8E-06	93	4,6E-06
K-TurbKE	110	4,2E-05	93	3,8E-05
E-Diss K	110	5,5E-06	93	9,4E-06

Tabla 5: Valores residuales RMS de cada simulación

4.6 Validación de los resultados con antecedentes o mediante hipótesis en base a una interpretación sin violar las leyes físicas

4.6.1 Validación mediante el uso de la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos

Para asegurar que los resultados obtenidos por medio de la simulación numérica tengan validación dentro de las leyes de la física, se usa la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos (ver apéndice A) en cada simulación realizada. Para aplicar dicha ecuación de Bernoulli se utilizarán los datos obtenidos de una línea de flujo a partir de una gráfica de presión vs. Trayectoria como se indica en la figura 30

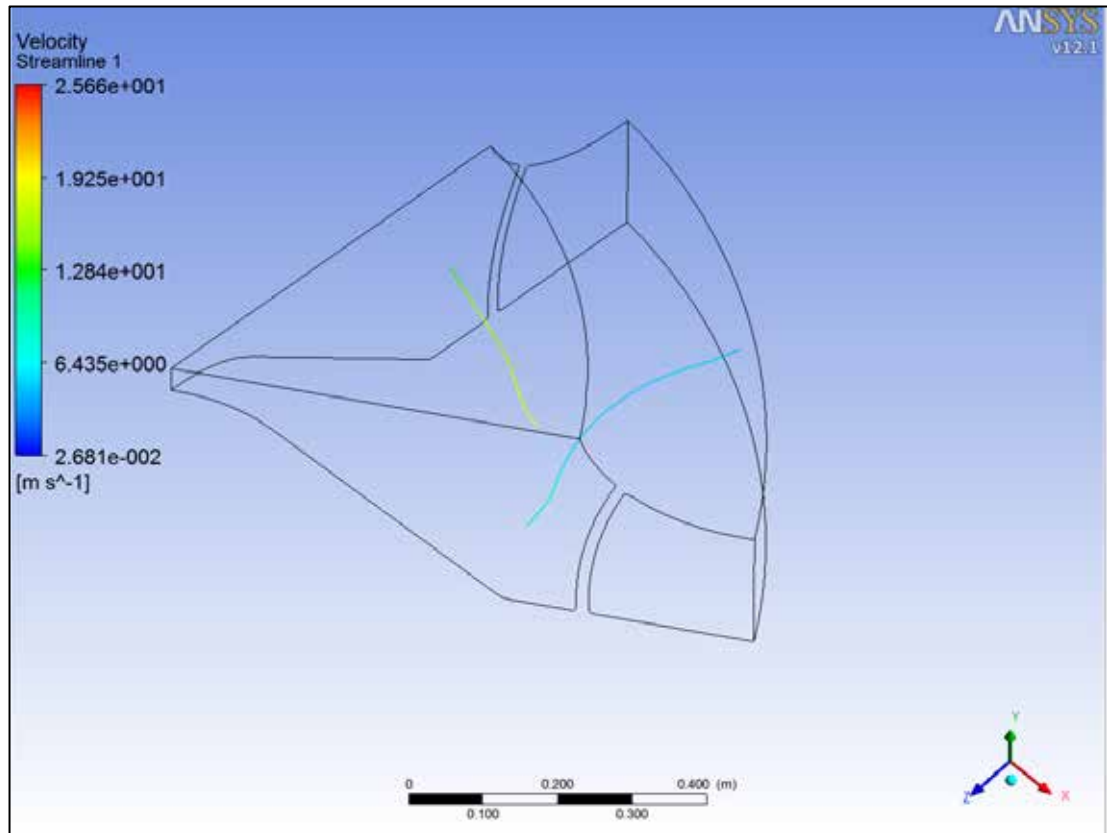


Figura 30: Visualización de la línea de flujo en el dominio.
(Fuente: Sánchez 2017)

Las presiones correspondientes a la entrada y a la salida son obtenidas de una gráfica en la cual se muestra la presión sobre una línea de flujo que va desde la entrada del rotor hasta la salida del mismo, dicha grafica se muestra en la figura 31.

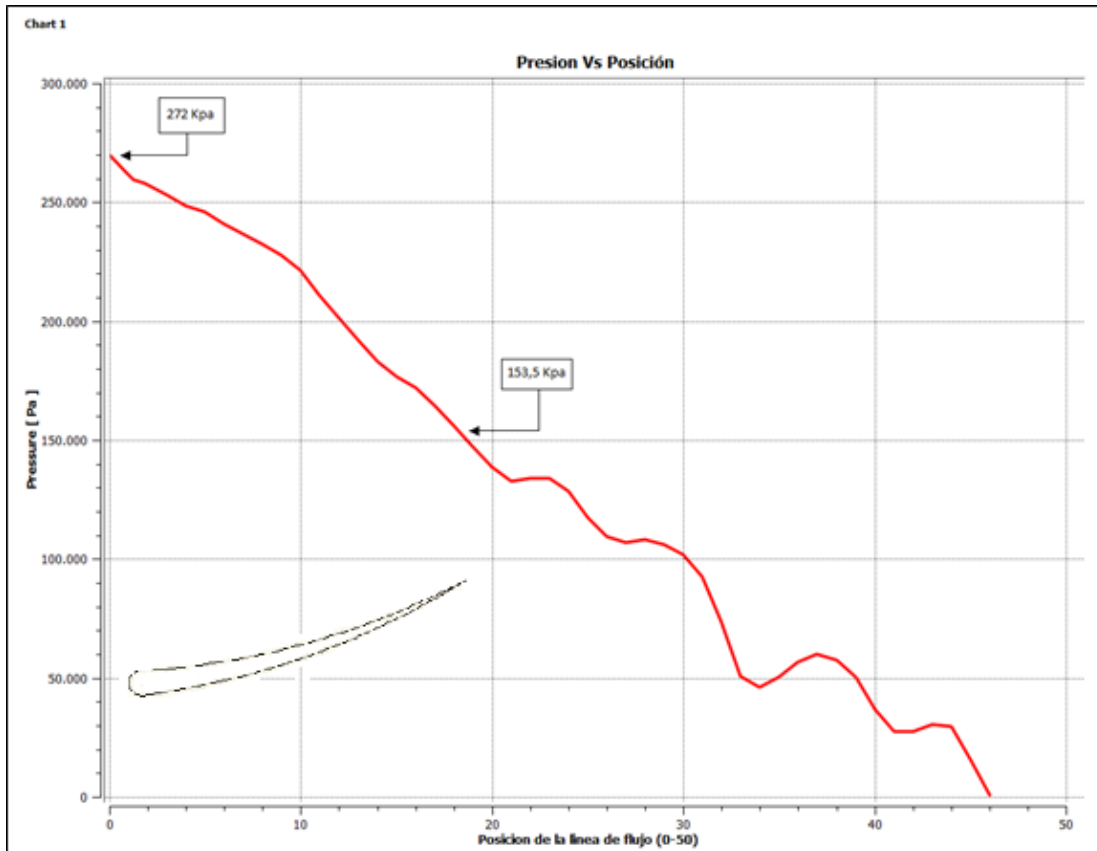


Figura 31: Representación gráfica de la presión contra la posición de una partícula de fluido a lo largo de la una línea de corriente.

(Fuente: Sánchez 2017)

La presión de 272 Kpa corresponde a la entrada de los álabes del impulsor y la de 153,5 Kpa corresponde a la salida de los álabes, las velocidades relativas fueron extraídas de la data proporcionada por la simulación y partiendo de estos datos se aplicó la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos (A.11). Para $V=3,6$ m/s, se tiene:

$$\frac{1}{2} \rho V^2 + \rho g h + p = \text{constante}$$

Esto queda:

185362,81 Pa

De esta manera el porcentaje de error nos queda:

Con esta magnitud de error se pueden valorar los resultados como físicamente aceptable ya que está por debajo del 2%, aunque para asegurar la valides en todas las simulaciones se realizó el mismo procedimiento de cálculo para cada una de las velocidades de entrada, dando como resultado los mostrados en la tabla 6.

V1(m/s)	U1(m/s)	W1(m/s)	W2(m/s)	P1(Pa)	P2(Pa)	U2(m/s)	Entrada(Pa)	Salida(Pa)	% Error
3,00	28,2767	25,5612	15,25	212000	140000,0000	15,4236	138902,3415	137336,7737	1,14
3,20	28,2767	25,3825	16,20	234000	142000,0000	15,4236	156349,1643	154275,5237	1,34
3,60	28,2767	25,0259	17,20	272000	153500,0000	15,4236	185362,8099	182475,5237	1,58
3,80	28,2767	24,8481	17,50	285000	157000,0000	15,4236	193929,6326	191180,5237	1,44
4,00	28,2767	24,6707	18,00	300000	159500,0000	15,4236	204536,4554	202555,5237	0,98

Tabla 6: Aplicación de la ecuación de Bernoulli

4.6.2 Validación según el comportamiento de las curvas características

A continuación, se muestra la comparación entre curvas obtenidas por la aproximación numérica mediante ANSYS® CFX y las curvas teóricas extraídas de bibliografías. Las curvas a comparar no son similares en cuanto al rango de estudio, siendo las curvas de origen numérico las que poseen un rango de estudio menor, debido a que para realizar un estudio que abarque el rango de las curvas teóricas se necesita una mayor cantidad de tiempo computacional, así como mayor tiempo en la investigación. A pesar de ello el estudio realizado será mediante la verificación de las tendencias de las curvas experimentales en el rango de estudio correspondiente.

4.6.2.1 Comportamiento de la curva potencia vs caudal

En la figura 32 se presenta una curva donde se observa el comportamiento de la potencia (en KW) generada por la turbina a diferentes velocidades de entrada del fluido. La potencia fue calculada utilizando datos obtenidos directamente del programa los cuales se muestran en la tabla 7.

Ht (m)	Q (m /s)	Pot (Kw)
23,46096	3,77073	866,956627
25,39241	4,022112	1000,88504
28,56231	4,524876	1266,56105
30,02332	4,776258	1405,3117
30,6020067	5,027640	1507,78756

Tabla 7: Datos de carga hidráulica, caudal y potencia proporcionados por las simulaciones numéricas

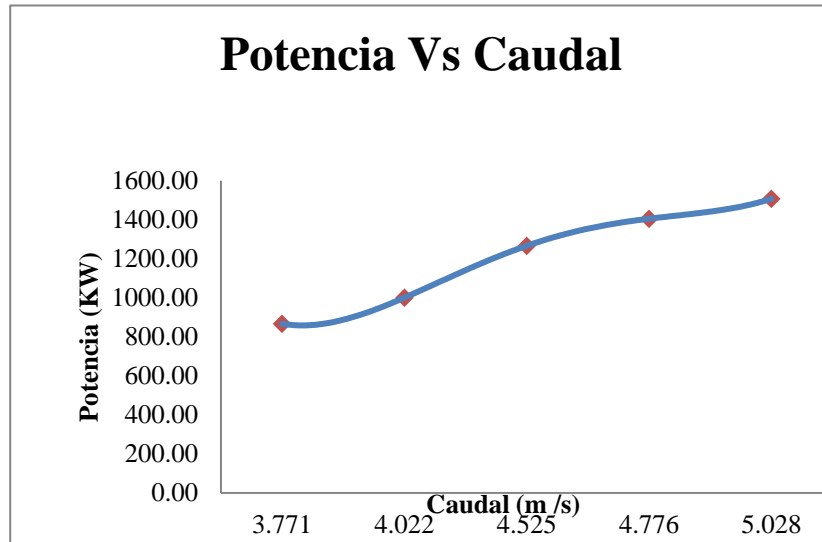


Figura 32: Curva de potencia vs caudal numérica
(Fuente: Sánchez 2017)

En la figura 33 se muestra el comportamiento de la potencia generada por una turbina Francis de manera experimental y numérica, la cual fue estudiada anteriormente por Lain S. et al, en su trabajo titulado “CFD numerical simulations of francis turbines simulación numérica (CFD) de turbinas Francis” con la cual se validan los resultados obtenidos por medio de la comparación de la tendencia de dichas curvas. En nuestro caso y debido a la no existencia de un banco de ensayos donde se pueda determinar las curvas experimentales de la turbina tipo francis, sólo podemos afirmar que la simulación está arrojando datos fiables debido a la tendencia de la curva de potencia, la cual aumenta a medida que lo hace el flujo volumétrico tal como se esperaría de acuerdo con la ecuación fundamental de las turbomáquinas (ecuación de Euler)

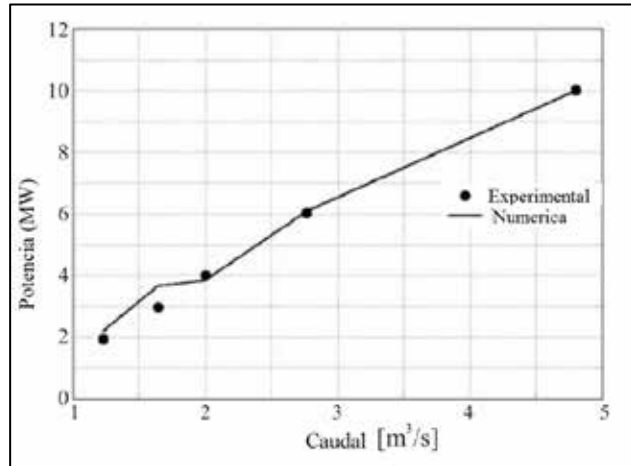


Figura 33: Curva de potencia vs caudal experimental

(Fuente: Lain S. et al, 2009)

4.6.2.2 Comportamiento de la curva del factor de velocidad contra el coeficiente de circulación

En la figura 34 se muestra el comportamiento de los valores del factor de velocidad y coeficiente de circulación, para los cuales los valores fueron calculados a partir de data extraída del programa, tanto el factor de velocidad como coeficiente de circulación son valores adimensionales, y permite observar la circulación del fluido a través del rotor a medida que varía la velocidad del mismo. Por su parte la figura 33 es el resultado obtenido en “Effect of operating regime on hydrodynamic parameters of mixed flow hydraulic turbine” trabajo realizado por Ruchi K. et al (2010) en el instituto nacional de tecnología de la India, y muestra igualmente la variación del coeficiente de circulación con respecto al factor de velocidad, la cual nos permite verificar una vez más la certeza de los resultados obtenidos en cada una de las simulaciones realizadas en la investigación, observando la similitud en las tendencias de dichas curvas. Se puede notar que en la figura 34 el factor de velocidad varía entre 31,185 y 35,616 lo que solo representa una porción de la curva mostrada en la figura 35, esto debido a la alta demanda de recursos computacionales que cada una de las simulaciones exigía, de igual forma se muestra que con este pequeño intervalo se puede estimar la tendencia de la curva.

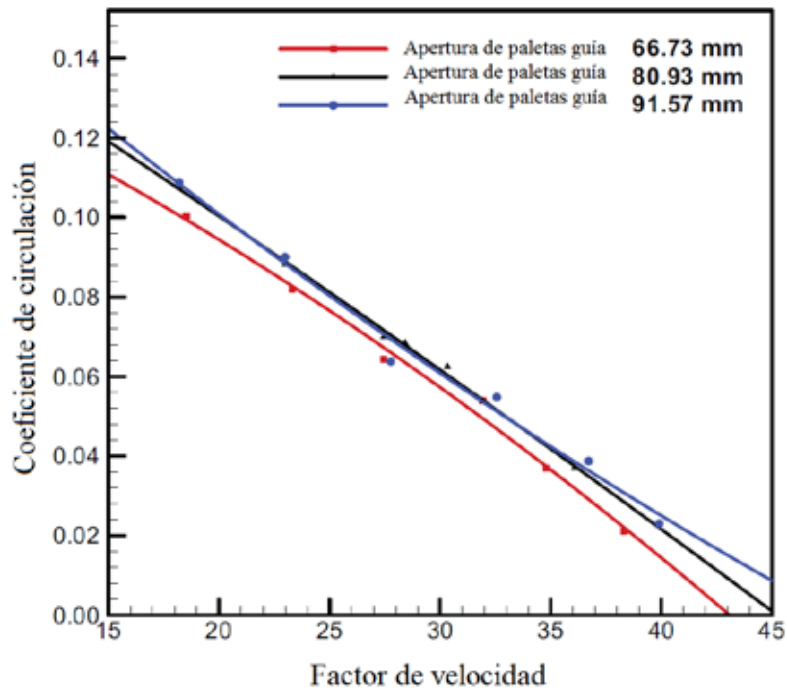


Figura 34: Factor de velocidad contra coeficiente de circulación numérica
(Fuente: Sánchez 2017)

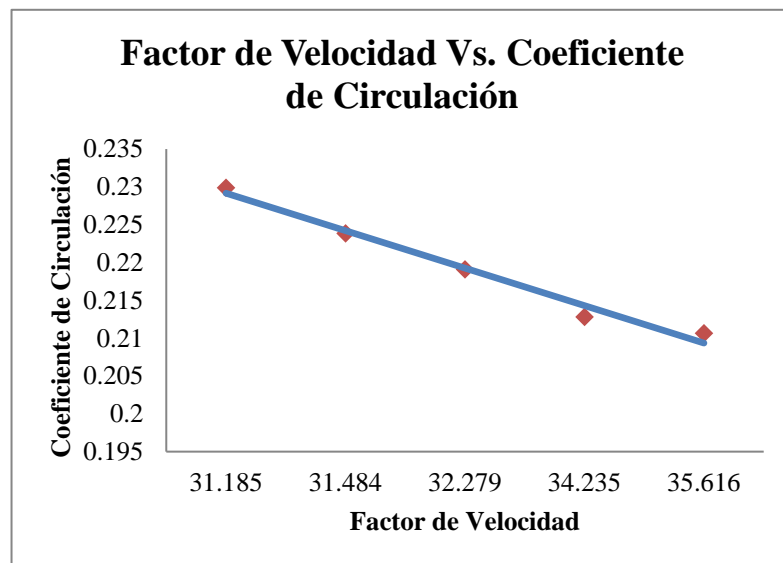


Figura 35: Factor de velocidad contra coeficiente de circulación experimental
(Fuente: Ruchi K. 2010)

4.6.2.3 Comportamiento de la curva del coeficiente de energía específica y el factor de velocidad

En la figura 36 se muestra el comportamiento de los valores del coeficiente de energía específica contra el factor de velocidad, para los cuales, de igual manera que en el caso anterior los valores fueron calculados a partir de data extraída del programa, tanto el factor de velocidad como coeficiente de energía específica son valores adimensionales que permiten observar los cambios de energía a través del rotor a medida que varía la velocidad del mismo.

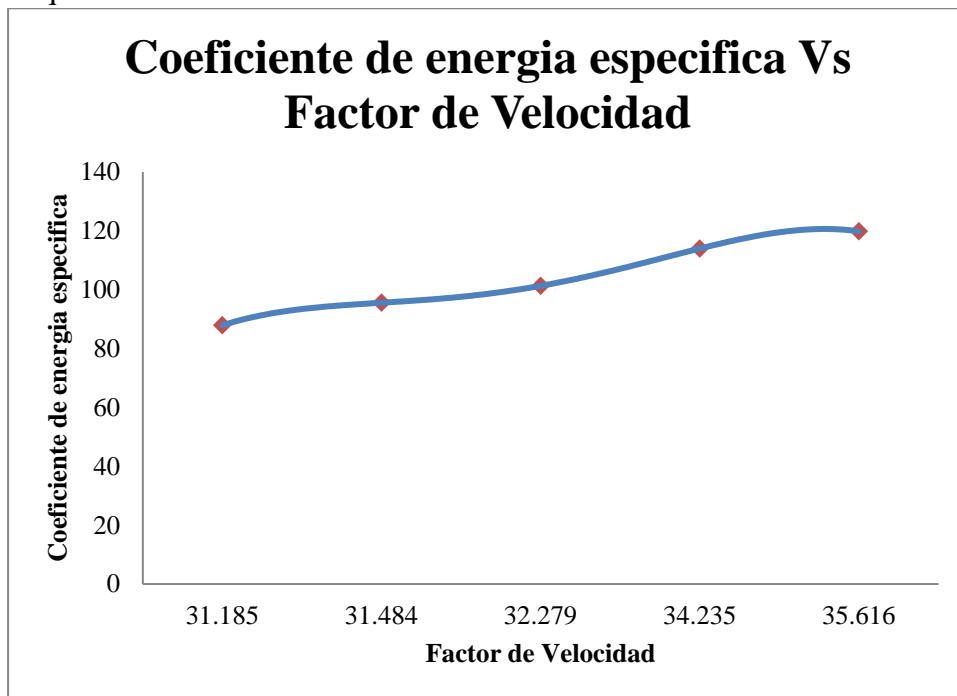


Figura 36: Curva del factor de energía específica contra el factor de velocidad numérica

(Fuente: Sánchez 2017)

Esta curva nos permite aseverar una vez más que las simulaciones realizadas en la investigación, tienen un comportamiento similar a las curvas mostradas en la figura 37, también extraídas del trabajo “Effect of operating regime on hydrodynamic parameters of mixed flow hydraulic turbine” realizado por Ruchi K. et al (2010),

aunque solo se trabaja con una porción del dominio, de igual modo en esa zona se obtiene una buena aproximación de las curvas deseadas.

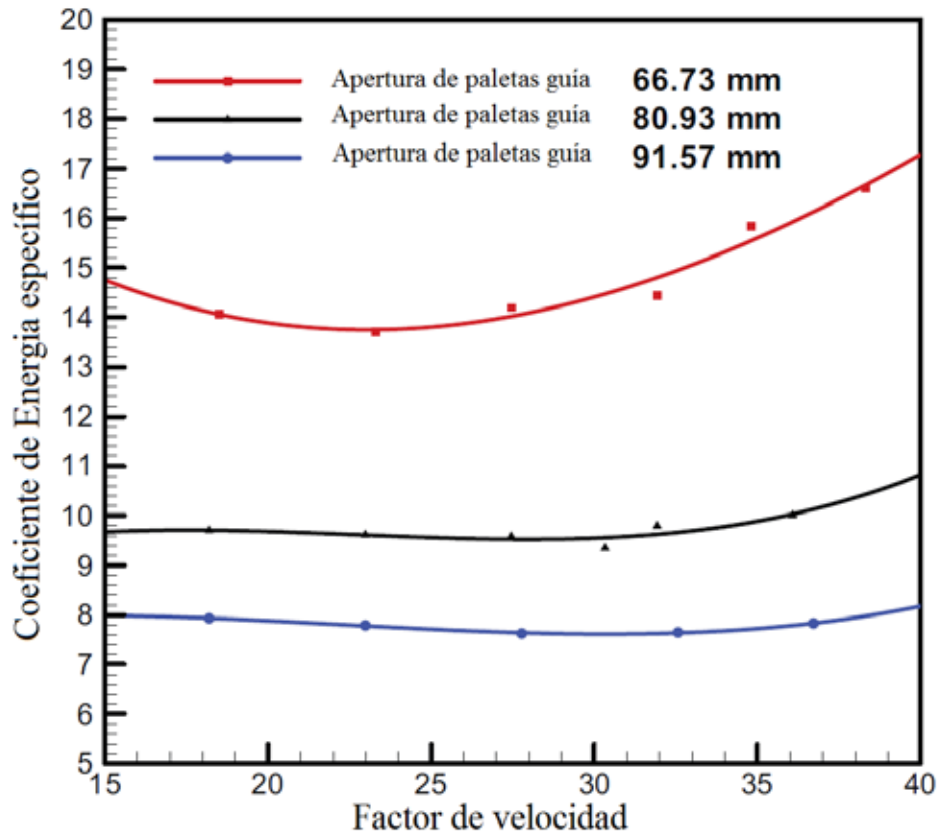


Figura 37: Curva del factor de energía específica contra el factor de velocidad experimental
(Fuente: Ruchi K. 2010)

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se realizó la simulación numérica del campo de flujo incompresible a través del rotor de una turbina hidráulica tipo francis utilizando el software de simulación CFD ANSYS® 12.1 el cual utiliza técnicas de aproximación numéricas para resolver las ecuaciones de gobierno como lo son la conservación de la masa, ecuación del momentum, ecuación de la energía y el modelo de turbulencia k- ϵ , partiendo de una discretización espacial del dominio, la selección adecuada de las condiciones de borde (presión y velocidad) y flujo másico a la salida.

El mallado seleccionado resultó ser el más idóneo, puesto que según los factores de refinado y calidad estructural que calcula el software, se encontraron el rango permisible, garantizando así la convergencia de las cantidades evaluadas al resolver el sistemas discreto de ecuaciones diferenciales que definen el dominio numérico del campo de flujo estudiado.

El tiempo de convergencia y el número de iteraciones para lograr tal condición demuestran que tanto el diseño CAD como el desarrollo y solución numérica son compatibles y no se están generando “loop” o ciclos de iteraciones en vacío, producto de inestabilidades numéricas y/o errores en la selección del modelo matemático.

Las curvas generadas de presión contra la posición a lo largo de una línea de corriente, muestran una tendencia decreciente a medida que aumenta el flujo volumétrico avanza a través del rotor, lo que era de esperarse, pues en una turbomáquina motora, específicamente en una turbina hidráulica, el fluido transfiere energía a la máquina, de su forma elástica o de presión a su forma de energía cinética de rotación, necesaria para impulsar del generador eléctrico.

Una de las pruebas físicas más significativas es el comportamiento del flujo según la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos, y según la data obtenida y la posterior utilización de la ecuación de Bernoulli, resultó en un cumplimiento satisfactorio, ya que el error obtenido es pequeño nunca sobrepasando el 2%, lo que significa que no se ha violado ningún concepto físico de interés.

El análisis numérico de la turbina Francis arrojó resultados satisfactorios en cuanto al comportamiento macro del flujo, es decir se observó una acertada tendencia en las curvas base que generan los coeficientes adimensionales del factor de velocidad, coeficiente de circulación y coeficiente de energía específica. De la misma manera se encontró una curva de la potencia útil contra el caudal similar a la proporcionada por el antecedente numérico.

RECOMENDACIONES

El campo de la dinámica de fluidos computacional es fascinante y las aplicaciones infinitas, solo limitadas por la imaginación humana, es por ello que el presente trabajo es sólo el comienzo de una serie de investigaciones relacionadas al flujo a través de turbomáquinas en las que se pueden estudiar fenómenos más complejos que pueden afinar el diseño de las misma y por ende generar una familia de turbinas con mayor eficiencia, una mayor control de la variables y la disminución de pérdidas de energía.

Es necesario realizar un estudio numérico donde se incluya al caracol, tubo de aspiración de la turbina e incluso el ángulo de entrada del flujo a los álabes, ya que por lo general son variables dependiendo del caudal que preste la instalación y de la potencia que se desee transmitir al generador eléctrico.

Otro factor de vital interés es estudiar la recirculación, espesor de capa límite e inestabilidades hidrodinámicas en el campo de flujo, que son la principal fuente de pérdidas de energía.

Ampliar este trabajo para un mayor rango de velocidades, también representaría un buen aporte al mismo, pues de esa manera se podría obtener una mejor data para la comparación con curvas existentes y ampliar la robustez del modelo numérico, siempre con la finalidad de crear mayor confianza en las técnicas de simulación mediante el uso de herramientas computacionales para el estudio de la dinámica de fluidos computacional.

BIBLIOGRAFÍA

- Arias F. (2010), El Proyecto de Investigación, introducción a la metodología científica. 5^{ta} edición. Caracas: Episteme
- Gutierrez J. (2010), “Simulación Hidrodinámica de las Turbinas a Instalar en la Central Hidroeléctrica “Manuel Piar” en Tocoma”. 2009 Tesis doctoral en ingeniería mecatrónica. Universidad de Málaga. Departamento de ingeniería de sistemas y automática.
- Hernández, R., Fernández C., Baptista L. (2010) Metodología de la investigación. 5ta edición. McGraw-Hill Interamericana. México.
- Hurtado, I. y Toro, G. (2001). Paradigmas y Métodos de Investigación en Tiempos de Cambio (4ta edición); Episteme; Valencia-Venezuela
- Lain S., García M., Quintero B. y Orrego S. (2009) “Simulación numérica CFD de turbinas francis” 2009. N°51, pp115-85. Rev. Fac. Ing. Universidad Autónoma de Occidente. Cali, Colombia
- Mataix, C. (1998) Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. (2^a ed.). Madrid: Ediciones del Castillo, S.A.
- Ojeda Escoto, P., López Parra, M., Farah Simón, A., Ramírez Reivich, A. (2009) CFD como una herramienta para diseño de productos. xv congreso internacional anual de la somim. Obregón, Sonora. México
- Ruchi K. y otros (2010). Effect of operating regime on hydrodynamic parameters of mixed flow hydraulic turbine. Chennai, India. December 16-18
- Ruprecht A., Heitele M., Helmrich T., Moser W., Aschenbrenner T., (2010) en su publicación pre-print denominada “Simulación Numérica de una Turbina Francis incluyendo interacciones inestables rotor-estator” 2013. University of Struttgart. Rev. of institute for fluid mechanics and hydraulic machinery. Alemania.
- Tamayo y Tamayo, Mario. El Proceso de la Investigación científica. Editorial Limusa S.A. México.1997.
- Torio García, H. (2014) Máquinas Hidráulicas, Bombas y Turbinas. Universidad Veracruzana facultad de ingeniería mecánica y eléctrica
- Universidad José Antonio Páez. (2007). Normas para Elaboración y Presentación de los Anteproyectos, Proyectos y Trabajos de Grado. San Diego, Carabobo, Venezuela
- Vélez, S. Carlos M (2001) Apuntes de metodología de la investigación. Departamento de ciencias básicas Universidad EAFIT, Medellín – Antioquia. [En línea] Disponible en: <https://es.slideshare.net/saratogawild/apuntes-metodologia-investigacin>.
- Zorrilla, Arena. Introducción a la metodología de la investigación. México, Aguilar Leon y Cal, Editores, 11^a Edición. 1993

APÉNDICE A

A.1 ECUACIÓN DE BERNOULLI PARA CAMPOS CENTRÍFUGOS

La variación de la energía del fluido por unidad de peso, tiene dimensiones de la longitud y se conoce como altura o carga, su expresión para una turbomáquina hidráulica en la cual se desprecia la variación de la energía interna y se considera la densidad como constante viene dada por la ecuación:

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{ds} + \frac{1}{g} \frac{dH}{ds} + \frac{1}{g} \frac{dV^2}{ds} = 0 \quad (A.1)$$

Cuando se desprecias las variaciones de energía potencial y cinética, frente al trabajo del flujo se tiene la altura determinada por la variación de presión:

$$H = \frac{1}{\rho g} \frac{dp}{ds} \quad (A.2)$$

La variación de energía específica viene dada por la potencia transmitida entre la turbomáquina y el fluido:

$$H = \frac{P}{\rho g Q} \quad (A.3)$$

La altura o carga hidráulica se expresa según la ecuación fundamental de las turbomáquinas como:

$$H = H_0 + H_p + H_s \quad (A.4)$$

La ecuación de Euler se puede expresar en función de la velocidad absoluta y relativa, a partir de un triángulo de velocidades como el de la Figura 1, como se muestra en las ecuaciones (A.5) y (A.6):

$$H = \frac{U_2 V_{t2}}{g} - \frac{U_1 V_{t1}}{g} \quad (A.5)$$

$$H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_1^2}{g} \quad (A.6)$$

Ahora combinando con la ecuación (A.4):

$$H_0 + H_p + H_s = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_1^2}{g} \quad (A.7)$$

y

$$H_0 + H_p + H_s = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_1^2}{g} \quad (A.8)$$

