



**UNIVERSIDAD
MICHOCANA DE
SAN NICOLAS DE
HIDALGO**



FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica

*Modelado y análisis fluido dinámico a una carcasa de
admisión para una turbina de vapor industrial con
capacidad de 25MW.*

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECANICA**

PRESENTA

Ing. Ricardo González Mora

ASESORES

Dr. Sergio Ricardo Galván González

Dr. Sixtos Antonio Arreola Villa



Morelia, Michoacán. Septiembre 2022

Dedicatoria

A ti que me brindaste tu apoyo, y me permitiste ver la grandeza que existe en mí.

Agradecimientos

*Al Doctor Sergio Ricardo Galván González por permitirme desarrollar el presente trabajo,
y brindarme un vasto mar de conocimientos.*

*Al Doctor Sixtos Antonio Arreola Villa por brindarme su apoyo y brindarme nuevos
aprendizajes.*

*A CONACYT y a la Coordinación de la Investigación Científica de la UMSNH por su
apoyo durante el desarrollo del presente trabajo*

*A los compañeros que forman parte del área de Transferencia de Calor y fluidodinámica
de la UMSNH.*

*A la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH por siempre abrir las puertas y
brindar las herramientas para seguir creciendo como profesionalista.*

Resumen

Las turbinas de vapor hoy en día son equipos requeridos principalmente en la industria para la generación de energía eléctrica. Como su nombre lo menciona, estos equipos emplean en su mayoría vapor con la finalidad de producir energía eléctrica. Como consecuencia del uso continuo de un fluido en condiciones extremas, los equipos están a expensas de daños durante el paso de los años. Deformaciones térmicas, cavitación, pérdida de eficiencia entre otros diversos problemas, evitan el buen funcionamiento de estos equipos.

Durante décadas se han propuesto centenares de mejoras principalmente para las secciones de los rotores. Pero otra parte, no se considera de forma tan común: la carcasa de admisión. Este elemento tiene como finalidad entregar un fluido completamente desarrollado para ser aprovechado por los rotores. Hasta el día de hoy, no existen métodos más allá de investigaciones para mejorar y conocer los patrones del flujo en su interior. En el presente trabajo de tesis se presenta un modelado y análisis a una carcasa de admisión industrial con capacidad de 25 MW.

Haciendo uso de softwares de diseño se propone la generación de una geometría que asemeja en gran parte la carcasa de admisión. Posteriormente, haciendo uso de la dinámica de fluidos computacional se evalúa el comportamiento fluido dinámico al interior de dicha carcasa de admisión. Por otro lado, un par de propuestas para mejorar los campos de fluido a la salida de la carcasa son incluidos. Los resultados obtenidos, muestran mejoras en los perfiles de velocidad a la salida de la carcasa de admisión en promedio de tres por ciento entre el modelo real y el propuesto.

Palabras clave: *Turbina de vapor, dinámica de fluidos computacional, carcasa de admisión, modelado 3D, análisis.*

Abstract

Steam turbines today are equipment required mainly in industry for the generation of electric power. As the name implies, this equipment mostly use steam for the production of electrical energy. As a consequence of the continuous use of a fluid in extreme conditions, the equipment is subject to damage over the years. Thermal deformations, cavitation, loss of efficiency, among other problems, prevent the proper operation of this equipment.

Hundreds of improvements have been proposed for decades, mainly for rotor sections. But another part is not so commonly considered: the inlet casing. This element is intended to deliver a fully developed fluid to be utilized by the rotors. To this day, there are no methods beyond investigations to improve and know the flow patterns inside it. In this thesis work, a modeling and analysis of an industrial inlet casing with a capacity of 25 MW is presented.

Using design software, it is proposed the generation of a geometry that resembles to a great extent the inlet casing. Subsequently, using computational fluid dynamics, the fluid dynamic behavior inside the inlet casing is evaluated. On the other hand, a couple of proposals to improve the fluid fields at the outlet of the casing are included. The results obtained show improvements in the velocity profiles at the outlet of the inlet casing by an average of three percent between the real model and the proposed one.

Key words: *Steam turbine, computational fluid dynamics, inlet casing, 3D modelling, analysis.*

Índice general

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN	1
1.2 ANTECEDENTES	3
1.3 JUSTIFICACIÓN	5
1.4 OBJETIVOS	6
1.5 HIPÓTESIS	7
CAPÍTULO 2. NOCIONES GENERALES EN TURBINAS DE VAPOR.....	8
2.1 HISTORIA GENERAL DE LAS TURBINAS DE VAPOR.....	8
2.2 CLASIFICACIÓN Y FUNCIONAMIENTO GENERAL	11
2.2.1 Ecuación para turbomáquinas de Euler	12
2.3 PROCESO TERMODINÁMICO.....	13
2.3.1 Ciclo Rankine ideal	14
2.3.2 Ciclo Rankine ideal regenerativo	16
2.4 CENTRALES GEOTÉRMICAS.....	17
CAPÍTULO 3. MODELACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO DE FLUIDOS EN LA CARCASA.....	20
3.1 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	20
3.2 RESEÑA HISTÓRICA DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	22
3.3 SECUENCIA DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	23
3.4 ECUACIONES GOBERNANTES	24
3.4.1 Ecuación de masa	26
3.4.2 Ecuación de momentum	26
3.5. MODELADO DE LA TURBULENCIA.....	27
3.6 ESQUEMAS DE DISCRETIZACIÓN	32
3.6.1 Método de volúmenes finitos	32
3.6.2. Algoritmo de acoplamiento presión-velocidad.	34
3.7 CONSIDERACIONES DEL FLUIDO COMO INCOMPRESIBLE	36
3.8. CONSIDERACIONES COMO GAS IDEAL EN LOS FLUIDOS	37

3.9. MODIFICACIONES SENCILLAS EN MIEMBROS ESTRUCTURALES DE LA CARCASA	38
CAPÍTULO 4. METODOLOGÍA.....	40
4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL	40
4.2 MODELADO	41
4.3 VERIFICACIÓN	49
4.3.1 Extrapolación de Richardson	51
4.4 DOMINIO COMPUTACIONAL	53
CAPÍTULO 5. ANÁLISIS Y RESULTADOS	55
5.1 EXTRAPOLACIÓN DE RICHARDSON COMO HERRAMIENTA DE VERIFICACIÓN.	55
5.2 SIMULACIÓN. ADQUISICIÓN DE RESULTADOS.	60
5.2.1 Comportamiento del fluido	60
5.2.2 Campos de velocidades del fluido.....	64
5.2.3 Contornos de energía cinética turbulenta (κ)	67
5.2.4 Contornos de velocidad previos a la primera etapa.....	70
5.2.5 Análisis gráfico.	72
5.2.6 Ángulo de salida de flujo.	77
CAPITULO 6 CONCLUSIONES	79
6.1 CONCLUSIONES	79
6.2 LIMITACIONES.....	79
6.3 RECOMENDACIONES DEL AUTOR	81
6.4 TRABAJOS A FUTURO.....	82
BIBLIOGRAFÍA	83

Índice de figuras

Figura 2.1. La eolípia de Alejandría. De arriba hacia abajo: Boquilla (D), rueda (L), caldera (K) (Stefan aus der Wiesche, 2018)	8
Figura 2.2. Una de los primeros diseños de turbinas propuesto por De Laval alrededor de los años 1800	10
Figura 2.3. Imagen que representa de manera visual la aplicación en términos generales de la ecuación de Euler (Murari Singh, 2011)	13
Figura 2.4. Esquema representativo para el ciclo Rankine ideal (Yunus A Cengel, 2012)	15
Figura 2.5. Configuración de un ciclo Rankine ideal regenerativo (Yunus A Cengel, 2012)	17
Figura 2.6. Configuración típica de una planta de vapor seco	19
Figura 2.7. Configuración de una planta de vapor de destello	19
Figura 2.8. Configuración de las plantas de ciclo binario	20
Figura 3.1. Las diferentes disciplinas contenidas dentro de la dinámica de fluidos computacional (Jiyuan Tu, 2008)	21
Figura 3.2. En fenómenos tan simples como las nubes la turbulencia está presente.....	28
Figura 3.3. Alguna de tantas clasificaciones de los modelos de turbulencia	30
Figura 3.4. Representación general de manera gráfica para los tipos de mallas existentes...34	
Figura 3.5. ADN de un perfil NACA	39
Figura 4.1. Carcasa superior de la turbina de vapor	42
Figura 4.2. Carcasa de admisión	43
Figura 4.3. Corte longitudinal a la carcasa de admisión	44
Figura 4.4. Modelo presentado en la interfaz de Gambit para el modelo carcasa real.....	45
Figura 4.5. Modelo que representa el fluido en forma de la carcasa. Geometría generada en Gambit.....	45
Figura 4.6. De arriba hacia abajo, modelo carcasa real, modelo carcasa idealizado y modelo NACA.....	47
Figura 4.7. Mallado estructurado sobre el modelo carcasa real.....	49
Figura 4.8. Relación modelado-simulación.....	50

Figura 4.9. Características del dominio computacional. Por fines prácticos se hace uso del modelo real	54
Figura 5.1. Ubicación dentro del modelo carcasa real del vértice de referencia usado para medir una variable	57
Figura 5.2. Gráfica que nos muestra la convergencia de malla en el modelo carcasa idealizado.....	59
Figura 5.3. Gráfica de la convergencia de malla en el modelo carcasa real.....	60
Figura 5.4. Marcos de referencia empleados para la medición de datos de los tres modelos de la carcasa.....	61
Figura 5.5. Pathlines para los modelos de a) carcasa idealizada, b) modelo carcasa real y c) modelo carcasa NACA.....	63
Figura 5.6. Vectores de velocidad. a) Modelo carcasa idealizado, b) modelo carcasa real y c) modelo carcasa NACA.....	66
Figura 5.7. Contornos de energía cinética turbulenta. a) Modelo carcasa ideal, b) modelo carcasa real y c) modelo NACA.....	70
Figura 5.8. Contornos de velocidad en la zona de salida. a) Modelo carcasa ideal, b) modelo real y c) modelo NACA.....	72
Figura 5.9. Velocidad axial contra ángulo periférico medido sobre la línea de referencia a la salida de los tres modelos de la carcasa.....	73
Figura 5.10. Grafica de velocidad tangencial contra ángulo periférico para los tres modelos de carcasa. Datos extraídos en línea de referencia a la salida de la carcasa.....	75
Figura 5.11. Gráfica de velocidad radial contra ángulo periférico para los tres modelos de carcasa. Medido sobre la línea de referencia a la salida de la carcasa.....	76
Figura 5.12. Magnitud de la velocidad contra ángulo periférico para los tres modelos de la carcasa. Valores considerados sobre la línea de referencia de la salida de la carcasa.....	77
Figura 5.13. Ángulo de salida de flujo contra ángulo periférico a la salida de los tres modelos de la carcasa.....	79

Índice de tablas

Tabla 4.1 Datos de operación reales de la turbina de vapor.....	55
Tabla 5.1 Numero de nodos generados en los modelos de la carcasa.....	57
Tabla 5.2. Valor obtenido usando la extrapolación de Richardson con ambos métodos de discretizado en el modelo carcasa idealizado.....	58
Tabla 5.3. Valor obtenido usando la extrapolación de Richardson con ambos métodos de discretizado en el modelo carcasa real.....	58
Tabla 5.4. Valores obtenidos haciendo uso del modelo carcasa idealizado.....	58
Tabla 5.5. Valores obtenidos haciendo uso del modelo carcasa real.....	59
Tabla 5.6. Datos pre-simulatorios	61

Capítulo 1. Introducción

En el presente capítulo se muestran las estadísticas de México en el uso de la geotermia. Se menciona el posicionamiento a nivel mundial de los países altamente desarrollados, y se hace una comparativa para ubicar a México frente a estas potencias mundiales. Finalmente se expondrá el estado del arte, para los estudios del mejoramiento de la carcasa de admisión que se han realizado y a la revisión de diversos trabajos en el área.

1.1. Introducción

La carcasa de admisión en las turbinas de vapor juega un papel importante para el perfecto funcionamiento de la misma. Durante algunos años, pocos estudios para este elemento se han llevado a cabo. Conocer más a fondo su comportamiento continuaría marcando un capítulo importante para seguir mejorando el funcionamiento. Conforme pasa el tiempo, las sociedades cambian y la demanda de energía se sigue incrementando. Las nuevas reformas energéticas de los países, incluidos México, propuestas pocos años atrás han traído un sinnúmero de nuevos retos. Propiciar la adecuada participación del país en un mejor contexto económico global, ha exigido reducir costos energéticos para poder alcanzar un mejor desarrollo social, económico y amigable con el medio ambiente. Para el presente trabajo se estudian y se proponen modificaciones en la carcasa de admisión de una turbina de vapor, utilizada en una planta industrial geotérmica. Las nuevas reformas energéticas a nivel mundial han optado por las llamadas “energías renovables”. Donde México ha optado por las centrales geotérmicas, donde el uso de ciclos térmicos predomina. Uno de estos ciclos que son la base de las centrales geotérmicas, es el llamado ciclo Rankine. Un ciclo capaz de generar gran cantidad de potencia, a baja eficiencia y donde México se propone utilizar fluidos geotérmicos de baja, media o alta entalpía. Esto posicionaría a México como una potencia mundial para seguir creciendo en cuanto a la capacidad instalada de generar energía eléctrica mediante fuentes renovables. Siendo esto un gran reto para el país, así como reducir las emisiones de CO₂ para cumplir con los compromisos y acuerdos internacionales, para ser un atractivo a grandes inversionistas que apuestan por las fuentes renovables.

Según datos del CeMIEGeo, México se posicionaba en el cuarto lugar en capacidad geotérmica instalada a nivel mundial en 2016 (Centro Mexicano de Innovación en Energía Geotérmica, 2014). El mismo CeMIEGeo, nos proporciona que, en el mismo año, México tenía una capacidad de 931 MW en sus centrales geotérmicas. Los datos más recientes mostrados por el SENER en el año 2021, apuntan que en México del 100% de la energía generada en el país, únicamente el 1.3% proviene de la geotermia. Lo que posiciona a México como el sexto país con 963 MW de la capacidad global generada mediante geotermia (NOTIMEX, 2020). A nivel mundial de acuerdo a datos extraídos del sitio web de la Agencia Internacional de Energías Renovables (IRENA por sus siglas en inglés) al 2021 se tiene una capacidad instalada de 15,644 MW (IRENA, 2021). Lo que representa a nivel mundial menos

del 1% de la energía total generada mediante geotermia. La proyección dada por IRENA es para el año 2100, donde se pueda generar el 10% de la energía mundial mediante esta fuente renovable. Estos planes a futuros exigen grandes retos a nuestro país como una potencia mundial en geotermia.

Por esto, mejorar la eficiencia de intercambio energético que sucede en la turbina donde todos sus componentes son susceptibles a mejoras, y donde la carcasa de admisión forma parte de estos. Conocer más a fondo el comportamiento de la carcasa de admisión continuaría marcando un capítulo importante para seguir mejorando la eficiencia global en las plantas de ciclo Rankine. Por lo tanto, será importante mantener y mejorar la posición de México como una potencia mundial en el uso de la geotermia.

1.2 Antecedentes

El análisis y diseño mecánico de las carcassas de admisión para las turbinas de vapor son los estudios más populares dentro del área, y del cual se tiene mayor conocimiento. Estudios mecánicos y termodinámicos, sobresalen de igual manera en esta área. Algunos campos de estudio son las deformaciones y esfuerzos de origen térmico que suceden en las diferentes partes de la carcassa, debido a los arranques y apagones en la turbina y los cambios de temperatura; razón que justifica el estudiarlas. Otros problemas que sobresalen con el uso de la turbina es la corrosión, fatiga y fracturas (J Ramesh, 2012). Los esfuerzos térmicos que ocurren en la turbina y los componentes de la carcassa de entrada (turbinas de alta y media presión) resultan en afectaciones estructurales por ciclos de fatiga y una reducción en el tiempo de vida de la turbina y sus elementos (Dr Leonid Moroz, 2017).

Considerar el diseño, rediseño y la validación del análisis es necesario para lograr un criterio completo antes de la construcción de un elemento mecánico. Las carcassas de entrada principalmente en sus diseños se componen de una línea de soporte central; los puntos de soporte se encuentran en el mismo plano horizontal que el centro de la línea central de la turbina; esto provee de una rigidez vertical y lateral de los planos, lo que permite una flexibilidad axial para una buena expansión térmica (Challuri Anusha, 2017). También en el diseño de los componentes principales debe pensarse en el mantenimiento. Para extender la vida de las turbinas de vapor y asegurar una alta confiabilidad se requieren tecnologías de evaluación de por vida, reparar, programar, modificar y actualizar todos los elementos que conforman la turbina son actividades críticas para poder generar energía de manera estable (Kiyoshi Saito, 2006).

Por otro lado, el análisis para las trayectorias de los flujos internos es escaso. Un análisis aerodinámico y termodinámico enfocado en la condensación del vapor para una turbina, se realiza para estudiar los factores que limitan el arranque. Analizando las características aerodinámicas del campo de flujo, analizar el ducto y el impacto de la topología del ducto en las holguras radiales, donde se esto se traduce en deformación de la carcassa a diferentes cargas. Las diferentes formas diseñadas para la entrada tienen un alto impacto en las pérdidas de presión total, lo cual repercute en las condiciones del flujo de vapor en la primera etapa (Simon Hecker, 2012).

Poco son los estudios públicos donde su objeto sea el estudio de las carcassas de admisión en turbinas de vapor. Se tienen registros, que durante la época de 1970 a 1990, se llevaron a cabo muchas investigaciones sobre las geometrías y/o formas de las carcassas de admisión, pero la mayoría de estos son clasificados y resguardados por los grandes corporativos manufactureros de turbinas. Estudios en las geometrías de las carcassas que poseen valiosa información son mínimos, pero algunos registros muestran, que las propiedades geométricas para el flujo de entrada deben de ser optimizadas para reducir al mínimo las pérdidas causadas por los patrones desordenados del flujo de los fluidos (Sievert, 2006). Si la forma no es apropiada, los campos de flujo no homogéneos se presentan en áreas geométricas no óptimas,

lo cual tiene como efecto que los gradientes de presión y los campos de velocidad a la salida de la misma no sean apropiados para la entrada en la primera etapa; donde el fluido debe estar dirigido de forma precisa para chocar sobre los alabes (Chen, 1979).

Para la optimización de una carcasa de entrada en una turbina de baja presión (A C Benim, 1999) propone una investigación del flujo a la entrada para una carcasa de admisión. Modificando la geometría de la misma, logrando un incremento de su eficiencia en un 30%. Por otro lado, un estudio a fondo plasmado en la tesis doctoral (Sievert, 2006) analiza de manera profunda los elementos, como tuberías, válvulas y la forma de la carcasa, que influyen en las pérdidas de presión previos a la entrada de la carcasa y a la primera etapa.

Un estudio único en su tipo presenta diversas formas de la carcasa de entrada en las geometrías de espiral para una turbina de 1 MW (baja presión). Dicho trabajo presenta como las formas de la carcasa de entrada tienen una influencia considerable que afecta en la eficiencia de la turbina y como corrigiendo esta forma, se puede mejorar la eficiencia (Arkadiusz Koprowski, 2019). El trabajo más reciente muestra un estudio de tipo experimental donde analizar la forma de una voluta muestra que parámetros resulta favorables cambiar, realizando un estudio virtual presentando tres volutas mejoradas y como los parámetros afectan el comportamiento del fluido, el trabajo fue realizado por el Instituto de Turbomáquinas de la universidad de Xi'an Jiaotong en China (Wensong Xue, 2021).

Hoy en día muchas investigaciones sobre las formas de las nuevas carcasas de admisión siguen siendo documentos de orden no público. Esto representa una barrera a los avances tecnológicos; y por ello como resultado el poco interés de la comunidad científica para esta área. Resultando en una amplia laguna para generar nuevos conocimientos. Con el pasar de los años la tecnología continúa creciendo de manera exponencial. Las capacidades computacionales y el desarrollo de poderosos software brindan una herramienta para poder realizar cálculos complejos y con esto generar grandes avances en esta área de estudio.

En el presente trabajo se propone un estudio al comportamiento del fluido dentro de una carcasa de admisión de baja presión. Dicho trabajo nos abre las puertas para poder comprender de una mejor manera, el comportamiento del fluido antes de entrar a la primera etapa de álabes. Para la elaboración se utiliza el análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en ingles), estudiando la geometría que se utiliza en una central geotérmica para una turbina de vapor. Por otro lado, tratando de mejorar la dinámica de fluidos a la entrada de los alabes se propone dos carcasas con pequeñas modificaciones geométricas en el paso de flujo de la entrada, la primera modificación consta en eliminar los postes que sirven para soportar la estructura, pero obstruyen y alteran el paso de flujo (carcasa ideal), la segunda modificación agrega en vez de postes un perfil aerodinámico, tratando de disminuir el efecto en la dinámica de fluidos. También se hacen comparaciones de los patrones de flujo entre las carcasas, resolviendo que el poste modificado con un perfil aerodinámico, mejora los patrones de flujo comparado con el poste real, sin comprometer la estabilidad estructural.

1.3 Justificación

La justificación del presente trabajo, surge debido a que las plantas geotérmicas instaladas en el país, en su mayoría cuentan con turbinas de vapor. Dichas turbinas con el paso de los años han ido perdiendo terreno frente a nuevos modelos de turbinas. Como una solución a este problema, las grandes empresas fabricantes de dichas turbinas ofrecen métodos de repotenciación, como la conversión a ciclos combinados. Como respuesta a esta oferta muchas empresas no poseen la capacidad económica de solventar estos métodos de repotenciación, y optan por seguir trabajando con el equipo de la misma forma.

Realizar un estudio donde se analice la correcta dirección y condición para el flujo en la salida dentro de la carcasa permitirá encontrar mejoras para los antiguos diseños empleados en las turbinas de vapor. Lo que permitiría en un futuro incrementar la eficiencia del flujo en la primera etapa, lugar donde se produce el mayor intercambio de energía. Si se logra una mayor eficiencia de la turbina; se puede proporcionar una alternativa de repotenciación más económica a las plantas dueñas de estos equipos.

1.4 Objetivos

General

- Generar un modelo tridimensional que permita aproximar el comportamiento del fluido, al interior de la carcasa de admisión de una turbina de vapor.

Específicos

- Obtener los perfiles de velocidad a la salida de la carcasa de admisión.
- Determinar si existen pérdidas debido a la forma de la carcasa que afecten las condiciones del flujo a su salida.
- Determinar si los elementos estructurales son generadores de pérdidas fluido dinámicas.
- Proponer maneras de reducir los niveles de pérdidas en la carcasa.

1.5 Hipótesis

Es posible determinar los patrones de flujo que la geometría de la carcasa de admisión genera en la salida, para definir pequeños cambios que mejoren las condiciones de flujo en la entrada de la primera etapa.

Capítulo 2. Nociones generales en turbinas de vapor

Para este capítulo, se introduce el tema de la generación de energía eléctrica que utiliza el ciclo Rankine como principio de funcionamiento, siendo este ciclo termodinámico el utilizado en campos geotérmicos. Los campos geotérmicos en función de sus características energéticas de presión, temperatura se clasifican en alta, media y baja entalpia. En los campos geotérmicos de alta y media entalpia se utiliza el vapor de agua de forma directa, únicamente con algún proceso de limpieza o inhibidor de humedades. A diferencia de los campos geotérmicos de baja entalpia donde el vapor de agua transfiere energía a otro fluido auxiliar como puede ser una salmuera de litio. Indistintamente de la clasificación del campo geotérmico el ciclo Rankine tendrá una turbina y un condensador. La historia de las turbinas de vapor surge hace más de 400 años, cuando se crearon las bases que hoy en día siguen siendo utilizadas para la construcción de turbinas de vapor. Haciendo referencia a los principios matemáticos y físicos que son usados por los ingenieros para desarrollar de una manera satisfactoria forman parte de este capítulo.

2.1 Historia general de las turbinas de vapor

Durante siglos el ser humano ha demostrado su capacidad de saber aprovechar los recursos que el planeta tierra le brinda, el rápido aprendizaje ha ayudado a encontrar nuevas formas de convertir y aprovechar la energía para obtener bienestar. No existen precedentes de como el ser humano aprendió a convertir el agua en vapor, pero si existen precedentes de como el hombre aprendió el aprovechamiento de este recurso.

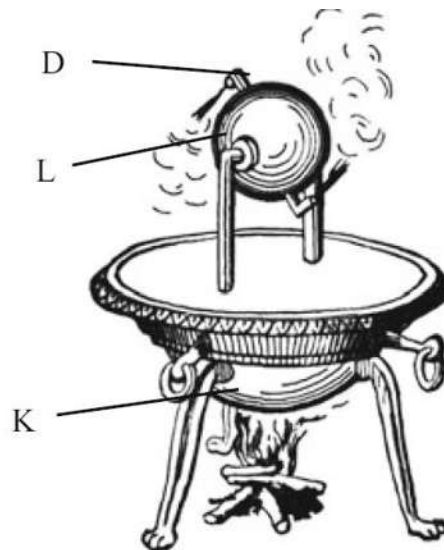


Figura 2.1. La eolípia de Alejandría. De arriba hacia abajo: Boquilla (D), rueda (L), caldera (K). (Stefan aus der Wiesche, 2018)

El antecedente más antiguo de la turbina de vapor es la máquina de Heron de Alejandría. Quien durante el s. I sentó los primeros conocimientos en una máquina capaz de aprovechar el vapor: la eolípia. Un aparato constituido principalmente de una esfera hueca donde se almacenaba agua, la cual poseía externamente dos tubos curvos (Wakeley, 1997). Su principio de funcionamiento se basaba en el calentamiento de esta esfera y por lo tanto del agua, generando así vapor. La expansión del vapor era liberada por ambos tubos, los cual generaba un torque y de esta manera la esfera giraba.

Este primer diseño jamás fue pensado para el aprovechamiento de las fuerzas generadas por el girar de la rueda. Sería hasta el año 1629 cuando el ingeniero Italiano Giovanni Branca (1571-1645) propondría en su famosa obra “Le machine” la rueda de vapor de Branca (Wakeley, 1997). Este diseño tenía como objetivo principal el aprovechamiento de las fuerzas a partir de la energía brindada por la máquina. Su funcionamiento era simple: el agua que se convertía en vapor era calentada en una caldera externa, el vapor se descargaba sobre una rueda la cual poseía una serie de paletas, la rueda convertía la energía térmica del vapor en energía cinética y este torque era aprovechado para realizar algún trabajo. Se cree que incluso Branca ya poseía los conocimientos de lo que hoy se conoce como cajas de cambios y así aprovechar aún mejor la energía.

La primera revolución industrial, durante el s. XVIII darían a la humanidad las bases para las primeras máquinas de vapor y con ello el inicio de una nueva era para la generación de energía eléctrica. Las primeras aplicaciones de los principios empleados por Heron surgirían alrededor del año 1840 en Estados Unidos de América y Escocia. Las primeras turbinas de reacción tendrían su nacimiento, como máquinas para mover cierras circulares y máquinas de algodón de manera correspondiente. Estas turbinas poseían una ineficiencia sorprendente, ya que los chorros que movían las paletas de las turbinas perdían su energía cinética por ser expuestas a la atmósfera.

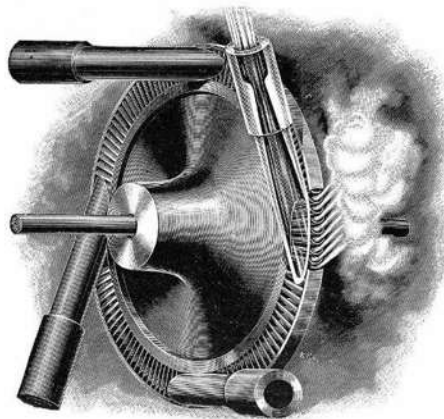


Figura 2.2 Una de los primeros diseños de turbinas propuesto por De Laval alrededor de los años 1800.

De Laval (1845-1913) en 1888 sería el primero en implementar un diseño más estructurado, el cual sería una turbina con una serie de impulsores tangenciales. Este nuevo diseño permitiría generar una rotación de hasta 30,000 RPM y 400 HP. Con estos nuevos estudios, iniciaría un largo camino hacia el diseño de nuevas turbinas. La primera patente registrada de una turbina-generador sería en Gran Bretaña, con Sir Charles Algernon Parsons (1854-1931) en el año de 1884. Esto daría el inicio a lo que hoy conocemos con un generador eléctrico, capaz de aprovechar el torque generado por la turbina (Wakeley, 1997).

Esta turbina patentada por Sir Charles, producía 10 HP a 1800 RPM, conectada a una dinamo de alta velocidad diseñado específicamente para esta turbina. La máquina sería pionera, ya que poseía muchos elementos empleados hoy en día en las grandes turbinas de vapor, como lo eran: sellos de laberinto, rodamientos de aceite lubricados, rodamientos flexibles para acomodar la excentricidad generada por la flecha y un primitivo gobernador electromagnético. A partir de esta patente, las turbinas de vapor comenzarían a tomar un papel muy importante en múltiples aplicaciones, como lo son, la industria para la generación de energía, la industria del manejo y aplicaciones marítimas.

Durante casi doscientos años el desarrollo de las turbinas creció de manera exponencial. El estudio de las mismas llevó a desarrollar diferentes componentes que ayudarían a incrementar de alguna u otra manera la eficiencia de las turbinas. Finales de los años 1800 se introdujeron las primeras máquinas con flujo de entrada y salida radial, los primeros condensadores tendrían su nacimiento. Las turbinas con una capacidad de 6 Mega watts tendrían sus primeras apariciones al entrar los años 1900. Los estudios termodinámicos aplicados a este tipo de maquinarias nacerían y se reconocería que las leyes de la termodinámica ayudarían a incrementar la eficiencia de las turbinas, se pondrían los ojos sobre el principio de Carnot. Y serviría de referente para el físico e ingeniero escocés William John Macquorn Rankine (1820-1872) estableciera el ciclo termodinámico que en su honor lleva su apellido.

Años de investigación, experimentación y cientos de científicos proponiendo y buscando avances a diario han llevado a obtener el conocimiento que hoy en día se tiene acerca de las turbinas. El mayor reto al que se enfrenta la humanidad es la búsqueda por alcanzar la idealización en los ciclos termodinámicos y así aprovechar la máxima capacidad para la obtención de una fuente de energía limpia y amigable con el ambiente.

2.2 Clasificación y funcionamiento general

En el apartado anterior se abordó la historia perteneciente al área de las turbinas de vapor y como estas hicieron su aparición. Pero debe mencionarse que las turbinas de vapor solamente son una parte del área de las turbomáquinas. De acuerdo a (Murty, 2018) la palabra turbomáquinas proviene del latín “*turbo*” que significa giro o algo que gira. El término ayuda a describir la maquinaria relacionada a los gradientes de presión, como compresores, bombas, turbinas entre otros.

Una turbomáquina puede ser descrita como aquel dispositivo o maquinaria en la que la transferencia de energía ocurre entre el fluido en movimiento y una flecha o eje giratorio debido a la acción dinámica. Lo anteriormente dicho da como resultado un cambio en la presión y el momentum del fluido. El presente trabajo aborda únicamente el área de las turbinas de vapor, por lo tanto, se desglosará más a fondo conceptos básicos de dicha área.

Las turbinas de vapor se clasifican de acuerdo a su tamaño, sus presiones de trabajo, el fluido de trabajo, entre muchas otras formas. De forma general pueden considerarse dos tipos:

- Turbinas de acción o impulso

Estas turbinas están diseñadas a partir de un conjunto de álabes móviles y boquillas fijas. En este tipo de turbinas, el vapor se expande a través de la boquilla, y se mantiene constante al pasar por los álabes, donde la mayor cantidad de la energía de la presión se convierte en energía cinética. El vapor que viene a una alta velocidad proveniente de las boquillas fijas impacta los álabes, cambia su dirección, y genera una fuerza. El impulso resulta en movimiento de los álabes obteniendo que el rotor gire. Dentro de estas turbinas se encuentran la Curtis, Rateau o Brown Curtis. Estas turbinas tienen su origen en la De Laval. Las turbinas de vapor modernas poseen dentro de sus álabes un diseño que funciona como reacción e impulso al mismo tiempo. La clasificación de las turbinas debido a la caída de presión puede ser de dos tipos; para la zona de alta presión etapa Curtis y posterior una etapa Rateau (Connor, 2020).

- Turbinas de reacción

Dichas turbinas se estructuran de álabes móviles alternándose con boquillas fijas. En estas turbinas el vapor pasa por un proceso de expansión dentro de las boquillas fijas y de igual manera en las boquillas móviles. Donde el potencial de la energía de la presión se convierte en energía cinética. Aquí, el vapor a alta velocidad proveniente de las boquillas fijas impacta los álabes, cambiando su dirección y el vapor a su vez continua con una expansión. El cambio en su dirección y la aceleración que sufre el vapor genera una fuerza, que hace que el rotor gire. La diferencia entre las turbinas de reacción y de acción es la caída de presión mínima que sucede en cada etapa. Lo anterior ayuda a tener una configuración con mayor número de etapas. Este tipo de turbinas tiene como pionero a Sir Charles Parsons hoy en día las turbinas llevan su nombre: Turbinas Parsons (Connor, 2020).

2.2.1 Ecuación para turbomáquinas de Euler

Dicha ecuación remonta alrededor del año 1754 cuando Leonhard Euler publica por primera vez esta importante ecuación que ayuda para el análisis matemático aplicado en turbo maquinarias. Dicha ecuación ayuda a realizar un estudio más a fondo de los factores tanto dinámicos como cinemáticos para el diseño de la turbo maquinaria.

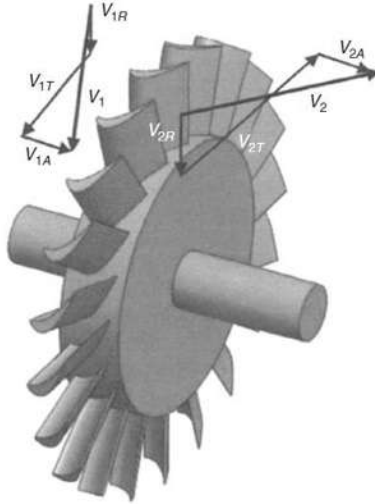


Figura 2.3 Imagen que representa de manera visual la aplicación en términos generales de la ecuación de Euler (Murari Singh, 2011)

La obtención de la ecuación parte de la necesidad de relacionar las velocidades de un fluido con la velocidad del rotor y las fuerzas de interacción debido al cambio de momentum. Existen diversas maneras de definir dicha ecuación, para el presente trabajo, la ecuación presentada a continuación, corresponde a su forma en función de las alturas. (Mataix, 1982)

$$H_u = \pm \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g} \quad (2.1)$$

Donde H_u es la altura hidráulica, u_1 es la velocidad periférica a la entrada, c_{1u} velocidad absoluta del fluido a la entrada, u_2 velocidad periférica a la salida, c_{2u} componente periférica de las velocidades absolutas a la salida y g gravedad.

Una ecuación que resulta esencial para el estudio y diseño de álabes en turbo maquinarias.

2.3 Proceso termodinámico

Un proceso termodinámico se puede definir a grandes rasgos como aquel proceso donde se emplea un conjunto de máquinas capaces de producir trabajo a partir de una fuente de calor. Un proceso sucede cuando una o más propiedades cambian. Un ciclo es un conjunto de procesos que terminan e inician en el mismo estado. Y un estado son las condiciones del fluido medidas en función de sus propiedades. Los ciclos termodinámicos aprovechan las transformaciones que el fluido sufre para generar trabajo.

Existen dos grandes clasificaciones para los ciclos termodinámicos: ciclos de potencia y ciclos de refrigeración. El presente trabajo se ubica dentro de los ciclos de potencia, donde podemos encontrar los ciclos de gas y ciclos de vapor (Yunus A Cengel, 2012). Como su nombre lo indica estos últimos, son aquellos que emplean como fluido de trabajo el vapor en gran parte del ciclo. Clasificación donde se ubica la presente tesis. Dentro de esta clasificación el ciclo que más sobresale es el ciclo Rankine y siendo la base de operación de las centrales termoeléctricas y geotérmicas. Donde, las turbinas de alta, media y baja presión son las máquinas principales encargadas de producir el trabajo.

2.3.1 Ciclo Rankine ideal

Idealizar los procesos ayudan a tener un punto de partida. Este término aplica desde situaciones de la vida cotidiana hasta los mismos procesos termodinámicos empleados en la industria. El ciclo Rankine ideal debe su nombre al ingeniero William John Macquorn Rankine (1820-1872), que como se mencionó en capítulos anteriores realizó importantes aportes dentro del área de termodinámica. La idea de este ciclo surgió como una mejora al Ciclo Carnot propuesto por el ingeniero francés Nicolas Leonard Sadi Carnot (1796-1832), quien fue el primer pionero en el campo de la termodinámica. El ciclo Rankine ideal presenta ciertas mejoras con respecto al ciclo Carnot. El ciclo ideal tiene cuatro procesos, los cuales son (Yunus A Cengel, 2012):

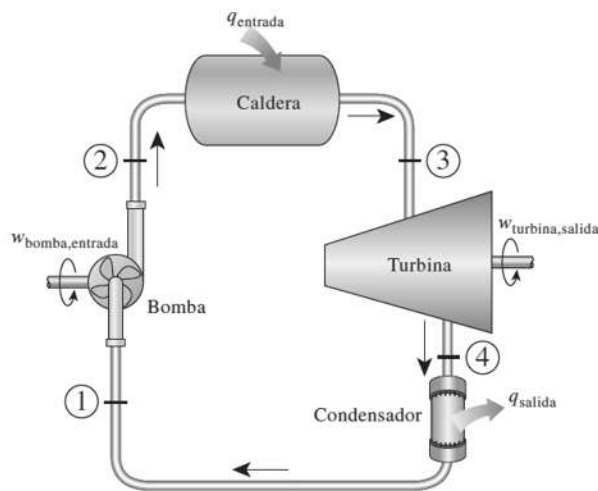


Figura 2.4. Esquema representativo para el ciclo Rankine ideal (Yunus A Cengel, 2012).

1-2 Compresión isentrópica en una bomba

2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera

3-4 Expansión isentrópica en una turbina

4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

En el estado 1 se introduce agua en estado de líquido saturado, condensación isentrópica para pasar a la caldera con una presión de operación válida. Se obtiene un aumento en la temperatura del agua debido a la disminución en el volumen específico del agua.

En el estado 2 la caldera admite agua en forma de líquido comprimido y sale en 3 como vapor sobrecalentado. En esta sección el vapor se genera y de igual manera se sobrecalienta.

En el estado 3 el vapor sobrecalentado entra a la turbina donde sufre una expansión isentrópica lo cual resulta en trabajo al hacer girar el eje conectado al generador eléctrico. Aquí el vapor sufre un descenso de presión y temperatura.

Por ende, en el estado 4 el vapor entra al condensador. Aquí se tiene un vapor húmedo con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante y sale del condensador en forma de líquido saturado, entrando de nuevo a la bomba completando así el ciclo.

Este ciclo es la base de las centrales que emplean como fluido de trabajo el vapor. Hoy en día, el ciclo ideal solamente funciona como un marco de referencia para poder entender a grandes rasgos cómo funciona la mayoría de las centrales en el mundo. Como su nombre lo menciona, es un ciclo ideal, debido que algunos factores de pérdidas no se consideran (generación de entropía), en la realidad los procesos se ven alterados, adicionando más maquinarias (intercambiadores abiertos o cerrados) para reducir el número de pérdidas con la finalidad de aproximarse a un ciclo completamente ideal.

2.3.2 Ciclo Rankine ideal regenerativo

Uno de las mejoras que se han empleado para el ciclo Rankine ideal es la regeneración. De acuerdo a (Yunus A Cengel, 2012) el regenerador o calentador de agua de alimentación es un dispositivo donde el agua de alimentación suministrada a la caldera se calienta. Esto trae beneficios al ciclo, como:

- Aumento de eficiencia
- Eliminación del aire que se filtra al condensador
- Controla el flujo volumétrico del vapor en las etapas finales
- Reduce la corrosión de la caldera

El principio de funcionamiento de dichos regeneradores es similar a los intercambiadores de calor; donde se transfiere del vapor al agua de alimentación mediante la mezcla de ambos flujos del fluido (calentadores de agua de alimentación abiertos) o sin mezclarlos (calentadores de agua de alimentación cerrados).

En la siguiente figura se puede apreciar la configuración ideal de este ciclo.

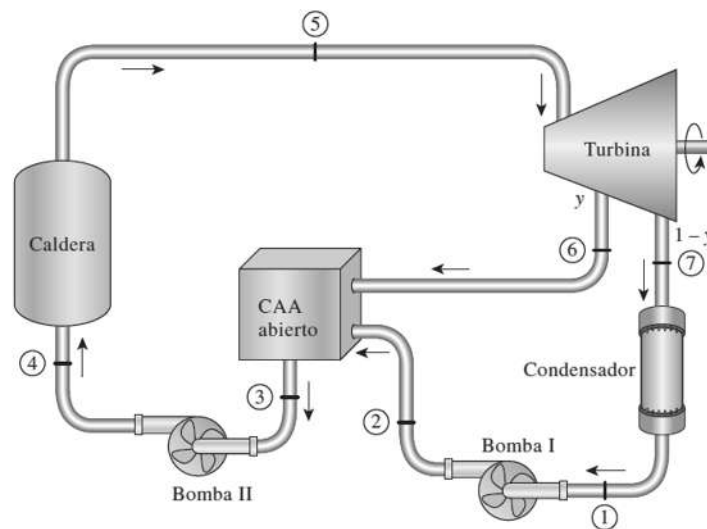


Figura 2.5. Configuración de un ciclo Rankine ideal regenerativo (Yunus A Cengel, 2012).

Para este proceso en el estado 2-3 podemos apreciar de manera clara la adición de un equipo nombrado CAA abierto. Buscando incrementar la temperatura promedio para tener mejores condiciones energéticas previas a la admisión de la caldera. Cabe mencionar que nuevamente este ciclo recae en el concepto de idealización, por lo tanto, en la vida real el factor pérdidas (generación de entropía) nuevamente se hace presente. Para el presente trabajo se sabe a grandes rasgos que la central geotérmica funciona con el principio del ciclo Rankine regenerativo ideal, desconociendo de manera certera la configuración real.

2.4 Centrales geotérmicas

Se mencionó en el capítulo anterior la gran capacidad del ser humano para poder lograr cosas asombrosas con los recursos proporcionados por el planeta tierra. Las centrales geotérmicas son otro claro ejemplo. El planeta tierra está conformado por capas, de las cuales el núcleo terrestre proporciona la base. Dicho núcleo posee una temperatura superior a los 6000 grados Celsius. La energía térmica liberada por dicho núcleo es aprovechada por las centrales geotérmicas. La formación de mantos acuíferos subterráneos viene a ser el complemento para el perfecto funcionamiento de estas centrales. Los países cercanos al famoso “cinturón de fuego del Pacífico” son los lugares ideales donde estas centrales aprovechan toda la energía liberada por el núcleo terrestre. Argentina, Chile, Ecuador, México, Rusia, Taiwán, Japón, por mencionar algunos, son algunos de los países por donde el cinturón de fuego hace su travesía.

De acuerdo a datos extraídos de Agencia Internacional de Energías Renovables (IRENA por sus siglas en inglés) en el año 2020 se tenía 14,000 MW de capacidad instalada de energía geotérmica (IRENA, 2021). Otros datos de la Administración de información de la energía de los Estados Unidos de Norteamérica (U.S EIA por sus siglas en inglés), mencionan que en 2018 alrededor de 27 países a nivel mundial generaron un total de 83 billones de kWh de energía eléctrica proveniente de plantas geotérmicas. Donde Indonesia se colocaba en segundo lugar en cuanto a energía generada por este medio, con 14 billones de kWh de electricidad producida justo detrás de Estados Unidos con un total de 17 billones de kWh (Richter, 2022).

A continuación, se explica de forma más detallada como estas plantas son capaces de aprovechar el vapor extraído de estas grandes bolsas de vapor subterráneas. Se puede mencionar que existen tres tipos de plantas geotérmicas a nivel mundial, de forma sencilla se explica el funcionamiento de dichas plantas:

- Plantas geotérmicas de vapor seco (*Dry steam plants*)

La primera en su tipo se registra alrededor del año 1904, construida en Italia. Este tipo de planta es la más común utilizada en diversos países del planeta. Centrales que emplean como fluido de trabajo vapor a una temperatura y presión alta. El funcionamiento de estas plantas trabaja con el vapor directamente extraído del subsuelo e inyectado a la turbina de vapor, haciendo que esta mueva un generador eléctrico obtenido así la energía.

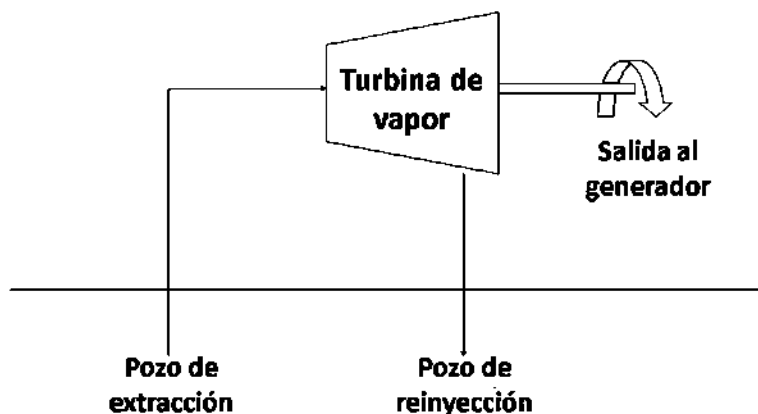


Figura 2.6. Configuración típica de una planta de vapor seco.

- Plantas geotérmicas con vapor de destello (*Flash steam plants*)

Pueden dividirse en centrales geotérmicas de destello simple o destello doble. Emplean vapor de trabajo con temperaturas que rondan 150 a 170 grados Celsius. Su principal característica de la cual reciben su nombre es porque extraen agua caliente con una alta presión; esta agua es separada del vapor para así poder aprovecharlo para hacer trabajar la turbina (proceso que sucede en la cámara flash). Tanto el agua separada como el agua que se condensa son reinyectadas al pozo de extracción. Esto se hace con el fin de que el pozo no pierda sus propiedades minerales. Si el fluido no posee las características ideales para ser aprovechado, nuevamente se hace pasar por una segunda cámara flash, de ahí el nombre de destello doble.

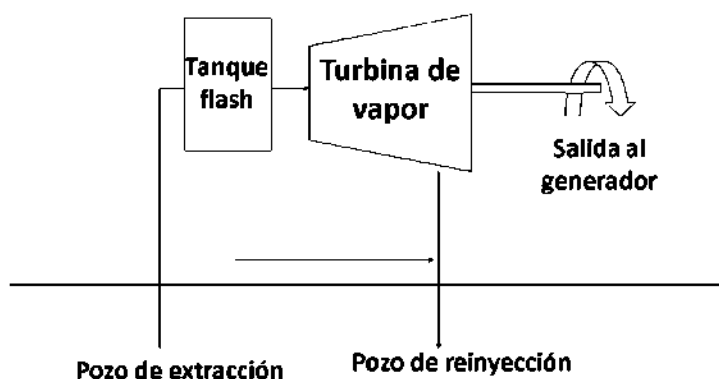


Figura 2.7. Configuración de una planta de vapor de destello.

- Plantas geotérmicas de ciclo binarias (*Binary cycle power plants*)

Con temperaturas para el fluido de trabajo de alrededor de 120 a 180 grados Celsius, estas centrales geotérmicas transfieren la energía del vapor obtenido a otro fluido de trabajo. Algunos de los fluidos de trabajo más comunes dentro de estas centrales son el isopentano o isobutano. La energía se obtiene mediante la ayuda de intercambiadores de calor. El vapor que se extrae del pozo geotérmico proporciona el calor por medio de un intercambiador al segundo fluido, el cual se expande dentro de la turbina generando el trabajo y moviéndola. Una vez condensado el fluido de trabajo (por ejemplo, isopentano), este regresa al intercambiador de calor y así llevar a cabo de nuevo el ciclo.

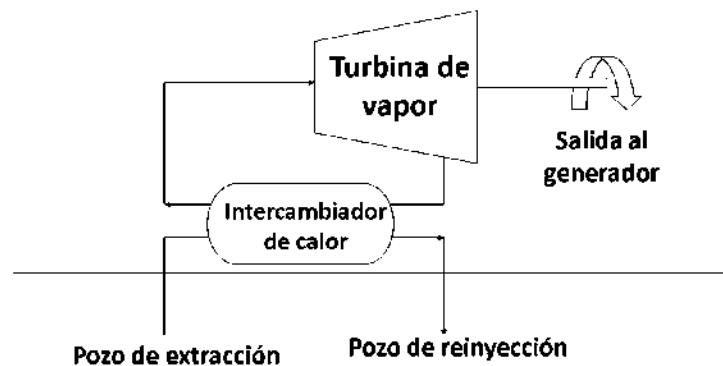


Figura 2.8. Configuración de las plantas de ciclo binario.

Capítulo 3. Modelación numérica del flujo de fluidos en la carcasa

En el presente capítulo se menciona lo relacionado a la dinámica de fluidos computacional. Se iniciará con la definición de los conceptos básicos de dicha área. Posteriormente, se mencionará la historia y las aportaciones que algunos investigadores han realizado, y han sentado las bases de lo que hoy se conoce como la dinámica de fluidos computacional. Las ecuaciones que rigen el funcionamiento matemático de los softwares empleados en esta área. Por otro lado, se mencionarán los esquemas de discretización que existen en la dinámica de fluidos computacional. Se hablará de la turbulencia. Para finalizar, con las consideraciones durante la realización de este trabajo.

3.1 Dinámica de fluidos computacional

Ya que existen decenas de definiciones de esta área, se utilizar la definición dada por Jiyuan Tu. La cual dice que puede definirse de manera individual los términos que engloban dicha terminología. El punto de partida será el concepto de la mecánica de fluidos, que se define como aquella ciencia que se encarga del estudio de los fluidos tanto en reposo como en movimiento. Una de las partes principales llevaría al área de la dinámica de fluidos. Por el contrario, la perspectiva matemática también tiene lugar dentro de esta amplia definición. El movimiento de los fluidos puede ser descrito a través de ecuaciones matemáticas, ecuaciones diferenciales para ser más precisos. De aquí nace la base de esta área, las ecuaciones gobernantes, que como su nombre lo dice, gobiernan o rigen los procesos de esta área son altamente no lineales, y no es posible encontrar soluciones matemáticas directas, excepto en casos muy sencillos.

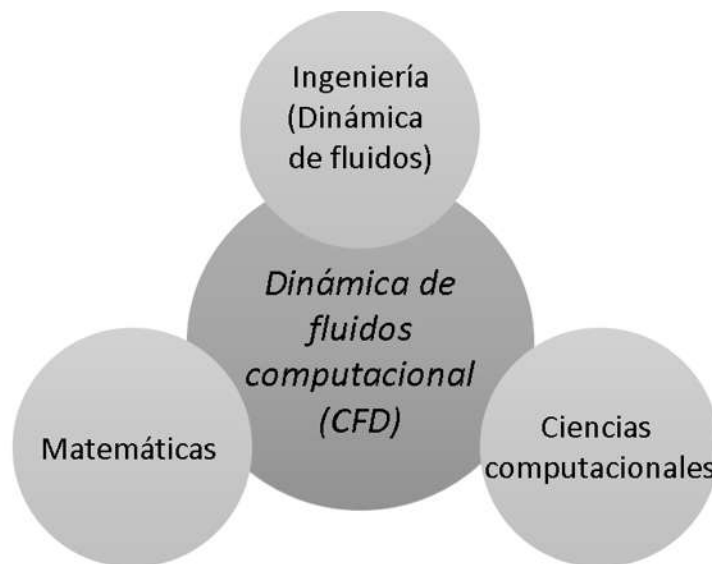


Figura 3.1 Las diferentes disciplinas contenidas dentro de la dinámica de fluidos computacional (Jiyuan Tu, 2008).

Para poder resolver dichas ecuaciones gobernantes, las ciencias computacionales emplean lenguajes de programación a un alto nivel para resolver los fenómenos de transporte utilizando métodos numéricos. La parte computacional únicamente hace referencia al estudio de los fluidos a través de simulaciones numéricas. Lo cual lleva al uso de computadoras o programas capaces de desempeñar a un alto nivel de procesamiento las soluciones numéricas y así obtener resultados precisos. Todas estas definiciones llevarían a entender de una manera más precisa lo que es la dinámica de fluidos computacional. Según la figura 3.1 no es solamente una disciplina y únicamente es posible hablar de ella como el conjunto de disciplinas que juntas forman una (Jiyuan Tu, 2008).

3.2 Reseña histórica de la dinámica de fluidos computacional

Desde que el ser humano habita este planeta, el hambre de conocimiento ha sido una parte muy importante de la esencia humana. Los conocimientos adquiridos por los antepasados han llevado a ser la especie de ahora. Los errores cometidos en el pasado han ayudado a generar nuevos conocimientos que hoy en día se aplican en cientos sino es que en miles de máquinas que facilitan la labor humana. El aprendizaje empírico, generado por la prueba y el error, ayudaron a establecer la esencia primordial de lo que hoy se conoce como dinámica de fluidos computacional. Complemento de esto, grandes mentes científicas ayudaron a generar el conocimiento poseído hoy en día. Durante los años 1900 la mecánica de fluidos tuvo su auge porque se terminaron de asentar sus bases teóricas. Mentores brillantes del siglo XX como lo son Ludwig Prandtl (1875-1953), Theodore Von Karman (1881-1963), Geoffrey I. Taylor (1886-1975), Andrei N. Kolmogorov (1903-1987), entre otros, ayudaron a forjar un gran compendio para el área de los fluidos.

El ser humano se caracteriza por ser una especie que desea tener el control, sobre todo. Y las guerras son un claro ejemplo. Las ventajas y desventajas de una guerra se encuentran en un punto de comparación muy desbalanceado. Ya que son más las cosas negativas traídas por una guerra que las cosas positivas. El lado positivo traído por las guerras son los avances tecnológicos y la dinámica de fluidos computacional está relacionada.

En los años 1950, Estados Unidos de Norteamérica y la antigua Unión de Repúblicas Socialistas Soviéticas (URSS) competían en la llamada “guerra espacial”. Un conflicto posterior al final de la Segunda Guerra Mundial y que duro aproximadamente veinte años (1955-1975). Donde el desarrollo de tecnología espacial se volvió el objetivo primordial de esta guerra. Satélites artificiales y naves espaciales capaces de surcar el espacio y poner al primer hombre en la luna eran el mayor anhelo de estas potencias. Miles de horas dedicadas a la investigación, en áreas como la aerodinámica, aeronáutica, física, termodinámica y la propia dinámica de fluidos, generaron grandes dudas que resultaron en nuevos conocimientos.

Se tiene registro que el laboratorio de Los Alamos (LANL) auspiciado por la Administración Nacional Aeronáutica y el Espacio (NASA) fue el pionero en la dinámica de fluidos computacional. Desarrollando los primeros códigos y dando los primeros pasos en el empleo de computadoras. Cabe mencionar que en los años 1950 el avance de la tecnología computacional se encontraba en sus inicios (Oro, 2012). Computadoras como la IBM 704, el primer modelo que empleaba el uso de memoria de núcleos, capaz de realizar 40 000 instrucciones por segundos. Lo que para la época actual resultaría obsoleto. Ya que comparado con los procesadores más modernos en el mercado comercial al día de hoy como el AMD Ryzen Threadripper 3990X es capaz de realizar 2’356,230 Millones de instrucciones por segundo (MIIPS). Conforme la capacidad computacional sigue avanzando, la dinámica de fluidos computacional crecerá a la par. Ya que la capacidad de cómputo es proporcional

a la cantidad de cálculos llevados a cabo, lo que beneficiaría ampliamente el área de la dinámica de fluidos computacional.

3.3 Secuencia de la dinámica de fluidos computacional

Existen dos puntos de vista importante desde el cual trabaja la mayoría de los códigos en la dinámica de fluidos computacional. El primero corresponde a aquellos códigos comerciales que son desarrollados por los grandes corporativos. Dichos códigos trabajan mediante un algoritmo previamente establecido. En este tipo de códigos el usuario solamente introduce los valores conocidos para que el mismo programa desarrolle una secuencia de pasos para poder resolver dicho problema. El segundo es desarrollar un código para ser empleado por el usuario. Este código satisface las necesidades y se adaptaría de una manera perfecta a lo que el usuario requiere. Claramente dicho desarrollo requiere un amplio conocimiento en las áreas computacionales. Para el presente trabajo se trabaja de la primera manera. El código de trabajo empleado corresponde a Fluent desarrollado por el corporativo ANSYS.

La estructura que emplean este tipo de códigos sigue los siguientes pasos:

- Preproceso. En esta etapa se hace uso de algún software que nos ayude a generar el modelo físico de manera virtual. Dentro de este software se establece de manera previa las condiciones de frontera, las propiedades de los materiales (en ciertos casos) y se crea la malla. Dicha malla nos ayuda a discretizar el dominio para ser interpretado por el software que se emplea para simular.
- Solucionador. Esta etapa se desarrolla en el software a simular. El modelo computacional previamente creado es interpretado en esta etapa. Los códigos de la dinámica de fluidos computacional que hacen uso automático de las ecuaciones gobernantes dentro del dominio. En este caso para Fluent el usuario introduce modelos físicos, como lo son los modelos de turbulencia, por ejemplo. Para finalizar esta etapa, se establecen de igual manera las opciones de solución, se inicializa, se establecen los criterios de convergencia y se establecen monitores para medir los datos a conocer.
- Postproceso. Es la última etapa de la estructura de los códigos de la dinámica de fluidos computacional. En esta etapa, se obtienen los resultados cualitativos y cuantitativos arrojados por el programa, como lo son: contornos de velocidad, contornos de presión, contornos de temperatura, imágenes y/o videos, graficas de flujo masico, entre una diversidad más.

3.4 Ecuaciones gobernantes

La base de la dinámica de fluidos computacional es la mecánica de fluidos. De la cual su objeto de estudio principal son los fluidos en estado estacionario o transitorio. Cuatro leyes fundamentales rigen dicha área. Enseguida, se presentarán dichas leyes, que serán el punto de partida de las ecuaciones que gobiernan el área de la dinámica de fluidos computacional. Según (White, 2004).

1. La masa del sistema se conserva y no cambia. Dicha ley de la mecánica se puede representar matemáticamente de la siguiente manera.

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (3.1)$$

2. Si el entorno ejerce una fuerza resultante F sobre el sistema, la segunda ley de Newton expresa que la masa comenzara a acelerarse.

$$F = ma = m \frac{dV}{dt} = \frac{d}{dt}(mV) \quad (3.2)$$

3. Si el entorno ejerce un momento resultante M respecto al centro de masa del sistema, habrá un efecto de rotación.

$$M = \frac{dH}{dt} = \frac{d}{dt} \vartheta (r \times V) \delta m \quad (3.3)$$

4. Si se comunica un calor δQ al sistema o este realiza un trabajo δW sobre su entorno, la energía del sistema debe cambiar en una cantidad dE de acuerdo con la ecuación de conservación de la energía, o la primera ley de la termodinámica.

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (3.4)$$

Cabe resaltar que dichas ecuaciones resuelven problemas para flujos estacionarios o transitorios y con ciertas características en específico. Ya que, en la vida real la mayoría de los problemas involucran fluidos en movimiento con soluciones matemáticas complejas o imposibles, por lo tanto, las herramientas matemáticas que se emplean facilitan la solución.

Un sistema de ecuaciones diferenciales parciales gobierna la estructura de la dinámica de fluidos computacional. Las ecuaciones de Navier-Stokes.

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau} + f \quad (3.5)$$

Donde v es la velocidad del flujo, ρ es la densidad, p presión, $\nabla \cdot \bar{\tau}$ tensor de esfuerzos de origen viscoso y f representa las fuerzas sobre el fluido (superficiales y volumétricas).

Este sistema representa estados matemáticos a las leyes de conservación de la física. Nombradas así en honor al físico francés Claude Louis Navier (1785-1836) y al matemático George Gabriel Stokes (1819-1903). Es importante considerar el hecho de que la ciencia detrás de los fluidos resulta ser un área tan compleja que se debe tomar en cuenta que para dicho conjunto de ecuaciones no existe una solución y que todos los códigos empleados dentro del área de la dinámica de fluidos computacional solamente nos ayudan a predecir y aproximar un comportamiento. Una de las maneras más comunes de dichas ecuaciones son las presentadas en la guía de ANSYS Fluent y se anotaran las que se utilizan en el modelado de los fenómenos de flujo de fluidos en la carcasa de entrada de la turbina de vapor

3.4.1 Ecuación de masa

O también llamada ecuación de continuidad. Esta ecuación plantea que el aumento másico al interior de un volumen de control resulta del flujo neto másico que ingresa o sale a dicho elemento, y se define:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.6)$$

Donde S_m es definido como el termino fuente de masa.

3.4.2 Ecuación de momentum

Definida como

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.7)$$

Donde p es la presión, ρ , $\vec{g}$, $\vec{F}$ son las fuerzas gravitacionales de cuerpo y las fuerzas externas de cuerpo respectivamente y $\bar{\tau}$ es el tensor de esfuerzo de esfuerzo definido como:

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (3.8)$$

3.5. Modelado de la turbulencia

“Cuando conozca a Dios le preguntare por qué la relatividad resulta tan compleja y como se explica la turbulencia. Realmente creo solo tendrá respuesta a la primera”

-Werner Heisenberg

Poco más de doscientos años han pasado desde que la turbulencia se volvió objeto de estudio, las incógnitas aún siguen sin resolverse. Conocido por ser un fenómeno caótico, los estudios realizados en esta área son miles. Los flujos turbulentos tienen las siguientes características:

- Aleatoriedad (Irregularidad).
- Vorticidad.
- Altos números de Reynolds.
- Disipación.
- Difusividad.
- Tridimensionalidad.

Lo anterior mencionado vuelve a este fenómeno de la naturaleza uno de los más complicados de analizar. Decenas de científicos e ingenieros del área de los fluidos como lo son Osborne Reynolds (1842-1912) presentó un trabajo enfocado en tratar de describir su comportamiento. Describiendo que la turbulencia es altamente dependiente del número adimensional que hoy en día lleva su apellido: el número de Reynolds. Otro importante científico que aportó fue el matemático francés Joseph Boussinesq (1842-1929); quien formuló los primeros intentos matemáticos para describir este caótico fenómeno. Además de presentar el concepto de eddy viscosos (*Boussinesq eddy-viscosity*) y que hoy en día sigue siendo un concepto ampliamente usado en esta área.



Figura 3.2. En fenómenos tan simples como las nubes la turbulencia está presente.

Para los años 1900 aparecerían los trabajos del ingeniero alemán Ludwig Prandtl (1875-1953) que revolucionaría completamente la manera de ver la turbulencia. La teoría de la capa límite nacería. Este aporte, revolucionaria y daría paso para el siglo XX a nuevas ideas que son la base de los conocimientos. Por primera vez se plantearon modelos de turbulencia. Lo anterior no podría haber sido alcanzado sin los aportes de Theodore Von Karman (1881-1963). Un modelo algebraico o el modelo de ecuación cero fueron sus mayores aportes. Prandtl y Von Karman finalmente mostraron al mundo el concepto de modelo de turbulencia de una ecuación.

Grandes ideas, trajeron grandes problemas. Simular el comportamiento de manera precisa la turbulencia hoy en día sigue siendo uno de los grandes problemas. La aparición de grandes computadores nos ha ayudado únicamente a poder aproximar el comportamiento turbulento de un fluido. Los estudios siguen apareciendo con el pasar de los años, pero aun sin poder definir en su totalidad como es que este fenómeno se comporta.

Andrei N. Kolmogorov (1903-1987) desarrollaría el primer modelo de la turbulencia completo. El termino k (energía cinética de turbulencia) introducido por Prandtl y complementado por primera vez con el termino ω (razón específica de disipación) darían paso a los modelos de turbulencia de dos ecuaciones. Diversos modelos aparecerían años más adelante, y para los años 1950 ya se contaba con una diversa clasificación. Existen tres grandes clasificaciones (dentro del mundo de la dinámica de fluidos computacional) para dichos modelos que engloban de manera muy general pero muy precisa los modelos de turbulencia, los cuales son:

- **Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)**

Propuesto alrededor del año 1895 por Reynolds, este método descompone la variable a estudiar en un valor medio y otro fluctuante. A partir, de estos valores obtenidos se estructura un nuevo conjunto de ecuaciones, precisamente las ecuaciones promediadas de Reynolds (traducido al español). Este método resuelve todas las escalas de la turbulencia y hoy en día es el más usado para la solución de flujos industriales. Resulta más práctico y emplea un menor gasto computacional.

- **Large Eddy Simulation (LES)**

Este modelo fue propuesto por primera vez alrededor del año 1960. Su nombre al castellano resulta en “grandes remolinos equivalentes” (según la traducción de algunos autores). Este método como su nombre lo indica, se enfoca en resolver las escalas de mayor tamaño de la turbulencia. Esto debido a que los remolinos (*eddies*) de grandes tamaños son los que contienen mayor información del comportamiento de la turbulencia y son más susceptibles a cambios. Este método requiere de un mayor gasto computacional y requiere un conocimiento más amplio para su uso.

- Direct Numeric Simulation (DNS)

Este método es el más complicado en todos los aspectos. Resuelve todas las escalas de la turbulencia, desde las escalas más pequeñas, hasta las más grandes. El costo computacional empleado para estas simulaciones es altísimo. Únicamente es empleado en casos muy especiales o en el estudio de objetos pequeños y con alta dependencia en el tiempo.

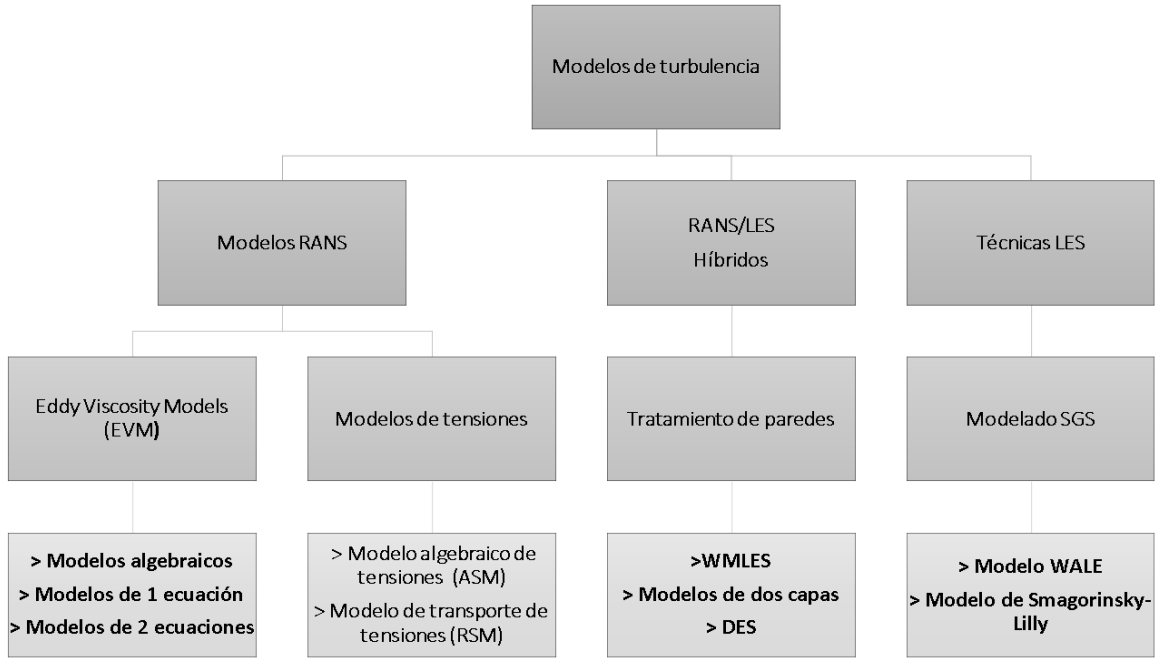


Figura 3.3. Alguna de tantas clasificaciones de los modelos de turbulencia.

Para el desarrollo del presente trabajo se empleó el modelo RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes). A continuación, se abordará de manera breve como es que dicho método funciona.

Sentando sus bases alrededor del año 1942 esta técnica de modelado como su nombre lo dice es una metodología numérica que emplea el promediado de Reynolds de las ecuaciones constitutivas. Este método de acuerdo a (Oro, 2012) utiliza la idea de promediado:

$$\langle f \rangle = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(t) dt \quad (3.9)$$

De modo que el operador que se emplea para buscar el comportamiento estadístico de las variables del flujo es un promediado temporal sobre las ecuaciones de transporte.

Donde el valor T nos muestra un intervalo para el tiempo que es más grande que las escalas integrales del flujo turbulento. Dicho promediado facilita la tarea de descomponer cualquier variable a una media y su parte fluctuante resulta como

$$f' = f - \langle f \rangle \quad (3.10)$$

Aplicando la ecuación 3.10 en las ecuaciones de flujo se obtienen las RANS que describen una evolución de las variables promediadas. El efecto que producen las fluctuaciones turbulentas aparece en un término adicional, el cual recibe el nombre de tensiones de Reynolds, y que debe ser previamente modelado para cerrar el sistema de ecuaciones. El principal objetivo de la modelización es suprimir el problema de cierre aportando una hipótesis que trate de igualar la manera en que la turbulencia se comporta físicamente.

Las ventajas que este método ofrecen es que puede ser usado en diversas aplicaciones ingenieriles. Ya que permite satisfacer la mayoría de los problemas que involucran flujos turbulentos, aunque estos resulten complejos. La mayor desventaja de estos métodos RANS son que requieren modelar todas las escalas de la turbulencia. Existen dentro de este método una pequeña clasificación a los modelos de turbulencia, los cuales son (ANSYS, 2010):

- Spalart Allmaras
- **Standard $k - \varepsilon$**
- RNG $k - \varepsilon$
- Realizable $k - \varepsilon$
- Standard $k - \omega$
- SST $k - \omega$

El modelo de trabajo usado para este proyecto resulta ser el modelo Standard $k - \varepsilon$. Las consideraciones para el uso de este modelo son en su mayoría por lo recopilado en los trabajos de dicha área, donde los objetos de estudio resultan ser carcasa de admisión en turbinas de vapor (A C Benim, 1999), (Sievert, 2006), (Simon Hecker, 2012), (Wensong Xue, 2021). De igual manera este modelo resulta en su mayoría el método más sencillo para el estudio de flujos industriales en turbo maquinarias. De manera análoga, se ejemplifica a continuación como dicho método funciona.

Su estructura está basada en un método de dos ecuaciones. Resuelve ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta k y para la tasa de disipación viscosa ε que se relacionan con μ_t que es la viscosidad turbulenta según la función:

$$\mu_t = f\left(\frac{\rho k^2}{\varepsilon}\right) \quad (3.11)$$

Algunas de las ventajas de este modelo es que funciona en gradientes de presiones relativamente pequeños (no es el caso de nuestro trabajo). Y, además para flujos confinados e internos presenta excelentes resultados. Este método funciona en términos generales de la siguiente manera (ANSYS, 2010).

Resuelve de manera instantánea (exacta) las ecuaciones de Navier Stokes, las cuales son descompuestas en forma de promediadas-conjunto o promediadas-tiempo y sus componentes fluctuantes. De tal manera que las velocidades se pudieran expresar:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3.12)$$

Donde $\bar{u}_i$ y u'_i ($i = 1,2,3$) son componentes promediados y velocidades fluctuantes. En caso de usar otras cantidades escalares se puede hacer uso de

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.13)$$

Donde ϕ representa cualquier variable o propiedad conservativa.

Una vez sustituyendo estas expresiones en los flujos variables en las ecuaciones instantáneas de continuidad y momentum; tomando de igual manera un tiempo promediado se obtiene las ecuaciones de cantidad de movimiento promediadas por conjunto y su manera de representarlas seria de la forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.14)$$

Donde el ultimo termino es el antes mencionado esfuerzo de Reynolds. Esta ecuación presenta la misma forma de las originales ecuaciones de Navier Stokes, con velocidades y variables de solución que ahora representan valores de promedio-conjunto o promedio-tiempo.

Los últimos dos términos que se consideran dentro de la solución de la modelización de la turbulencia por medio de RANS son el termino k (energía cinética turbulenta) y ϵ (razón de disipación):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - S_\epsilon + S_k \quad (3.16)$$

Donde G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad. G_b es la generación de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad. Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la razón de disipación general. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$ son constantes y σ_k , σ_ϵ los números turbulentos de Prandtl para k y ϵ respectivamente. S_k y S_ϵ son usados para definir los términos fuente (ANSYS, 2010).

3.6 Esquemas de discretización

3.6.1 Método de volúmenes finitos

Una vez que se tiene definido la parte matemática, es necesario definir la parte virtual donde las ecuaciones serán empleadas. Por ello los esquemas de discretización, son esenciales en los códigos de la dinámica de fluidos computacional. Definiendo el término discretización, será la estrategia empleada en la dinámica de fluidos computacional, la cual consiste en dividir un medio continuo a una contraparte que recibe el nombre de dominio discreto. Esta contraparte resulta dividida en n número de secciones. Y que está definida por una malla. Donde la malla ayuda para poder definir sobre ella cada variable (presión, flujo másico, velocidad, entre otras) del problema a estudiar (Oro, 2012). Ahora bien, existen varios métodos de discretización conocidos en la literatura, como lo son:

- Método de diferencias finitas (por sus siglas en ingles FDM)
- Método de los elementos finitos (por sus siglas en ingles FEM)
- **Método de los volúmenes finitos (por sus siglas en ingles FVM)**

Para el presente trabajo se hace uso del método de los volúmenes finitos y del cual se hablará a continuación. Empleado por primera vez en para el área de la Mecánica de Fluidos por P. McDonald, R. MacCormack y A. Paullay en 1971-1972 para resolver la ecuación de Euler en flujos bidimensionales no estacionarios. Y que en 1973 fue adaptado por A. Rizzi y M. Inouye para casos tridimensionales. De acuerdo a (Oro, 2012) el objetivo del método de volúmenes finitos es desarrollar una metodología numérica para resolver la ecuación general del transporte (Ecuaciones de Navier-Stokes). La idea de partida fundamental es el concepto de discretización: reemplazar una solución analítica en derivadas parciales que proporciona un valor de forma continua en todos los puntos del espacio por una solución numérica aproximada que da otro valor únicamente en una serie de puntos discretos definidos por la malla del dominio. La generación de la malla resulta ser el punto más crucial para cualquier simulación. Diversos programas ayudan a generar esta malla, donde Gambit resulta ser el utilizado en el presente trabajo. Las mallas que se usan en el método de volúmenes finitos se encargan de realizar una discretización del dominio físico a un número finito de celdas. Las celdas se asocian a un centroide y que lo limita un numero de superficies y/o también llamadas caras estos últimos asociados a los llamados nodos o vértices.

Existen dos clasificaciones generales para este tipo de mallas. Las mallas estructuradas y las mallas no estructuradas. Cada una de estas posee ciertas características, pero durante la realización de este trabajo se hizo uso de las mallas estructuradas en su totalidad.

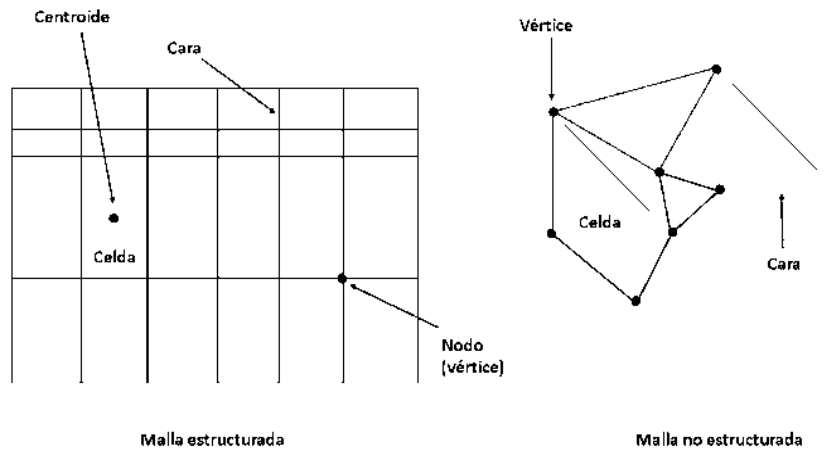


Figura 3.4. Representación general de manera grafica para los tipos de mallas existentes.

Una vez definido el tipo de malla a usar el método de volúmenes finitos respeta cierta metodología la cual es:

1. Se discretiza el dominio en un numero finito de volúmenes de control.
2. Para cada celda se plantea las ecuaciones generales de conservación (o de transporte).
3. Se resuelven ciertas ecuaciones, se discretizan y se linealizan. Reduciendo a un sistema algebraico de ecuaciones.
4. Se resuelve de forma numérica el sistema algebraico para poder obtener una solución final del campo fluido dinámico.

Lo que distingue claramente este método contra el método por diferencias finitas y el método de elementos finitos es que los dos últimos métodos discretizan de una forma diferencial cuando el método de volúmenes finitos integra las leyes de conservación.

3.6.2. Algoritmo de acoplamiento presión-velocidad.

Una vez definida la discretización es necesario buscar si el estudio del fluido será basado en la presión (*pressure based solver*) o basado en la densidad (*density based solver*). ANSYS Fluent cuenta con ambos solucionadores. Ambos solucionadores se pueden usar para una amplia gama de flujos, pero en algunos casos una formulación puede funcionar mejor (es decir, producir una solución más rápidamente o resolver mejor ciertas características de flujo) que la otra. Los enfoques basados en la presión y en la densidad difieren en la forma en que se resuelven las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y (cuando corresponda) energía y especies.

El solucionador basado en presión se ha utilizado tradicionalmente para flujos incompresibles y levemente compresibles. El enfoque basado en la densidad, por otro lado, se diseñó originalmente para flujos compresibles de alta velocidad. Los fenómenos que se revisan en la presente investigación están ubicados dentro de los solucionadores basados en la presión.

Los campos de velocidades y de presión son las variables que más comúnmente se buscan en un problema típico de la dinámica de fluidos computacional. Para ello se desarrollaron estrategias para poder buscar un campo de flujo completo en base a uno conocido. Estas estrategias reciben el nombre de algoritmos de acoplamiento (*coupled*). Si se conoce la presión podemos conocer la velocidad, y viceversa; esto aplica a todas las variables. De igual manera si se desconocen ambas variables y conociendo la densidad en un flujo incompresible se puede introducir una restricción a la solución en el campo de flujo: aplicando el campo de presión correcto a las ecuaciones de momento el resultado sería un campo de velocidad que satisface las necesidades de las ecuaciones (H K Versteeg, 2007). Existen diversos métodos dentro del área de la dinámica de fluidos computacional que usan estos principios para dar una solución. Algunos de estos métodos son (ANSYS, 2010):

- **Método SIMPLE**
- Método SIMPLE-C (Consistente)
- Método PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators)
- Método FSM (Fractional Step Method)

Por conveniencia del autor y debido a que fue el método empleado durante la realización del trabajo, la explicación se centra en el llamado método SIMPLE. Por sus siglas en inglés *Semi-implicit Method for Pressure Linked Equations*, desarrollado por Patankar y Spalding en 1972, este método busca una reformulación de la presión. Su idea es buscar una ecuación discretizada para la presión a partir de la ecuación de continuidad. Puesto que la ecuación de continuidad contiene valores de velocidad en las caras, se necesita alguna forma de relacionar estas velocidades con los valores de presión en los centroides de las celdas. El algoritmo SIMPLE utiliza ecuaciones de momento discretas para hacer esa relación (Oro, 2012)

Cada trabajo dentro del área de la dinámica de fluidos computacional busca ciertos objetivos. Las opciones de combinaciones en cuanto a uso de variables son amplias. Los fluidos se comportan de diversas maneras. Por ello, cada trabajo requiere de diversas consideraciones. Algunas de ellas, se anexan a continuación.

3.7 Consideraciones del fluido como incompresible

De acuerdo a la mecánica de fluidos, la clasificación de un fluido de acuerdo a su densidad viene dada en:

- Flujo compresible
- Flujo incompresible

Donde ambas poseen características completamente diferentes y altamente dependientes de la velocidad del sonido. Descubierta por el científico británico William Derham (1657-1735) alrededor del año 1709. La velocidad del sonido describe la distancia recorrida por unidad de tiempo de una onda de sonido, la cual se propaga a través de un medio a una temperatura de 20°C a nivel del mar y tiene un valor de 343 ms^{-1} . Se emplea la unidad adimensional de Mach para representarla, que está definida como:

$$Ma = \frac{V}{a} \ll 1 \quad (3.17)$$

Donde V es la velocidad del flujo y a la velocidad del sonido en el fluido y definida como:

$$a = \sqrt{\frac{\gamma * P}{\rho}} \quad (3.18)$$

Donde γ es el coeficiente de dilatación adiabática, P presión del gas y ρ densidad del medio.

Según (White, 2004) la clasificación del número adimensional de Mach más empleada corresponde de la siguiente manera.

- $Ma < 0.3$: Flujo incompresible, donde los efectos de la densidad son despreciables.
- $0.3 < Ma < 0.8$: Flujo subsónico, la densidad es importante, pero no aparecen ondas de choque.
- $0.8 < Ma < 1.2$: Flujo transónico, donde aparecen por primera vez ondas de choque que separan regiones subsónicas y supersónicas dentro del flujo.
- $1.2 < Ma < 3.0$: Flujo supersónico, donde hay ondas de choque, pero ya no existen regiones subsónicas.
- $3.0 < Ma$: flujo hipersónico, donde las ondas de choque y otros cambios que experimenta el flujo son especialmente fuertes.

Para el presente trabajo el flujo incompresible representa el objeto de estudio, ya que de acuerdo a los cálculos obtenidos nuestro número de Mach se encuentra debajo de la zona de $Ma=0.3$

3.8. Consideraciones como gas ideal en los fluidos

La idealización sigue siendo un concepto empleado, que como se mencionó antes, ya que ayuda a tener un punto de referencia. Los gases lo emplean de igual manera y proporcionan la clasificación siguiente:

- Gas real
- Gas ideal

Los gases reales son aquellos a los cuales su estudio no puede ser bajo el concepto de la ley de los gases ideales ya que su comportamiento es completamente diferente. En cambio, los gases ideales se adaptan y siguen completamente dicha ley. Sin embargo, resulta confuso emplear el termino gas y el termino vapor, pero de acuerdo a (Yunus A Cengel, 2012) los términos pueden ser empleados como sinónimos. El gas es aquella fase de vapor de una sustancia donde su temperatura es más alta que la temperatura critica. Y el vapor normalmente implica un gas que no se encuentra muy alejado del estado de condensación.

La ley de gas ideal o de igual manera llamada ecuación general de los gases, representa una ecuación de estado para un gas ideal hipotéticamente hablando. Dicha ecuación de estado nos permite predecir de una manera correcta el comportamiento general de ciertos gases bajo ciertas condiciones.

Presentada por primera vez por el ingeniero francés Benoit P.E Clapeyron (1799-1864) alrededor del año 1834. Dicha ecuación resulta de una combinación de las leyes empíricas de Boyle, Charles, Avogadro y Gay-Lussac. Su manera más común puede ser encontrada en la bibliografía como:

$$PV = nRT \quad (3.19)$$

Donde P para presión, V para el volumen, n numero de moles, R la constante de los gases ideales y T para la temperatura absoluta.

La ecuación de gas ideal plantea que cualquier sustancia puede presentar una alta dependencia de la presión y la temperatura. Para el presente trabajo, la sustancia de estudio será referida como vapor. Dicho vapor está en función de la temperatura y la presión. Por lo tanto, obedece al comportamiento de un gas ideal. Sin embargo, los gradientes térmicos no se consideran y la densidad del vapor de agua que se modela no cambian.

3.9. Modificaciones sencillas en miembros estructurales de la carcasa

Como se menciona anteriormente, en una parte del análisis se cambian los postes por perfiles NACA para mejorar los patrones de flujo y aproximar a un estado de distorsión mínima.

La palabra NACA nació de las siglas en ingles del *National Advisory and Commitee for Aeronautics*, comité que se encargaba de realizar pruebas y diseños empíricos de perfiles alares. Hoy en día este comité se encuentra extinto y dio paso a la más conocida NASA. La esencia de estas siglas permanece viva hoy en día, ya que NACA hace referencia a todo perfil aerodinámico en su sección transversal de un objeto, por ejemplo, un ala de un avión. La nomenclatura empleada por NACA hoy en día corresponde a diversos puntos críticos que conforman la forma de cualquier perfil aerodinámico y que pueden ser definidos como se muestran en la figura 3.5.

Existen algunas clasificaciones para los de perfiles NACA como lo son:

- Perfiles NACA de 4 dígitos
- Perfiles NACA simétricos
- Perfiles NACA de 5 dígitos
- Perfiles NACA de 6 dígitos

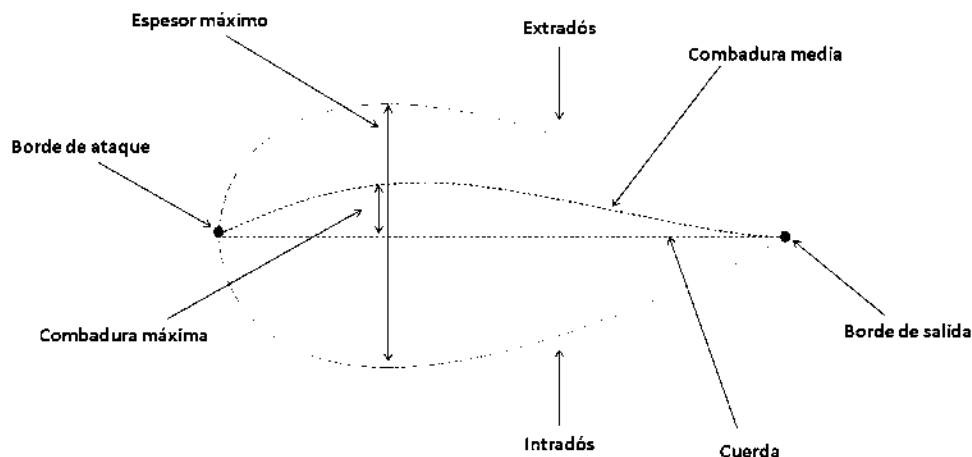


Figura 3.5. ADN de un perfil NACA.

Por fines prácticos únicamente se mostrará un ejemplo de las dos primeras, ya que aquí se engloba únicamente el perfil empleado en el trabajo. La nomenclatura empleada en los perfiles NACA no simétricos corresponde a cuatro dígitos, los cuales nos definen el camber, la ubicación máxima del camber y el máximo grosor. Un ejemplo es un perfil NACA 2412. Este perfil tendría 0.02c/0.4c/0.12c respectivamente (Paz, 2013).

Para el caso de los perfiles NACA simétricos estos perfiles tienen la característica de poseer dos ceros al inicio de su nomenclatura. Como ejemplo tomamos nuestro perfil NACA 0012 utilizado como remplazo de los postes. La más notable característica de estos perfiles simétricos es la ausencia de camber, únicamente poseen grosor. Por ejemplo, un perfil NACA 0012 sería un perfil con un 12% de longitud de cuerda al 30% de la cuerda medido desde el borde de ataque.

Cabe aclarar que, en el modelo de propuesta, se empleó el NACA 0012. Esto debido a cuestiones prácticas del diseño y una sencilla adaptación de este perfil. Todo lo anterior dicho será la antesala para poder abordar de una manera correcta toda la metodología que se llevó a cabo para la realización del modelo y su estudio.

Capítulo 4. Metodología

Durante el presente capítulo se describe el proceso empleado para llevar a cabo de manera satisfactoria la realización del presente trabajo. Se hará mención a los softwares computacionales empleados. La estrategia de realización es el punto de mayor interés de este capítulo. Finalmente se mostrarán como fueron obtenidos los tres modelos de carcasa para introducir la descripción de los resultados de la simulación.

4.1 Descripción general

El uso de los softwares computacionales resulta ser crucial. Autodesk Inventor®, Gambit® y Fluent® fueron empleados. Cada software empleado durante la realización de este trabajo funge con ciertas tareas, que sin un trabajo en conjunto de los mismos no resultarían igual de convenientes para el autor.

Autodesk Inventor® resulta ser un programa especializado para el modelado bidimensional y tridimensional. No se debe olvidar que de igual manera resulta ser apto para llevar a cabo tareas como la simulación. Por conveniencia, no se empleó de esa manera. Gambit® es un programa que resulta ser muy práctico para las tareas de discretizado del fluido. El software es capaz de generar una malla que cuente con todas las características para ser interpretadas por softwares de simulación. Fluent® un programa altamente conocido en el mundo de la dinámica de fluidos computacional; capaz de simular una infinidad de problemas relacionadas con cualquier tipo de fluidos.

De manera análoga, se menciona el objeto de estudio. En este caso, una parte de la turbina de vapor industrial para una central geo termoeléctrica en México. Una turbina de vapor axial del tipo de acción, multietapas (7 etapas) con capacidad de 25 Mega watts.

4.2 Modelado

Habiendo conocido el modelo físico, se llevó a cabo la construcción del modelo físico a un modelo virtual. Para la presente tesis, se realizaron tres modelos, los cuales recibirán el nombre a partir de esta sección como modelo carcasa real (con postes circulares en los refuerzos estructurales), modelo carcasa idealizado (quitando los postes) y modelo NACA (sustituyendo los postes circulares por postes aerodinámicos). En esta sección únicamente se hará una exposición de cómo fue construido el modelo de carcasa real, ya que este modelo fue el que presento un mayor grado de complejidad. Al final de igual manera se muestran los resultados para los tres modelos que se describen.

La figura 4.1 muestra únicamente la parte superior de la estructura de la carcasa de admisión. Por fines prácticos únicamente se trabajó con la parte superior de esta ya que la carcasa es simétrica, más adelante se mostrará como se llevó a cabo su modelado empleando el programa Gambit®.

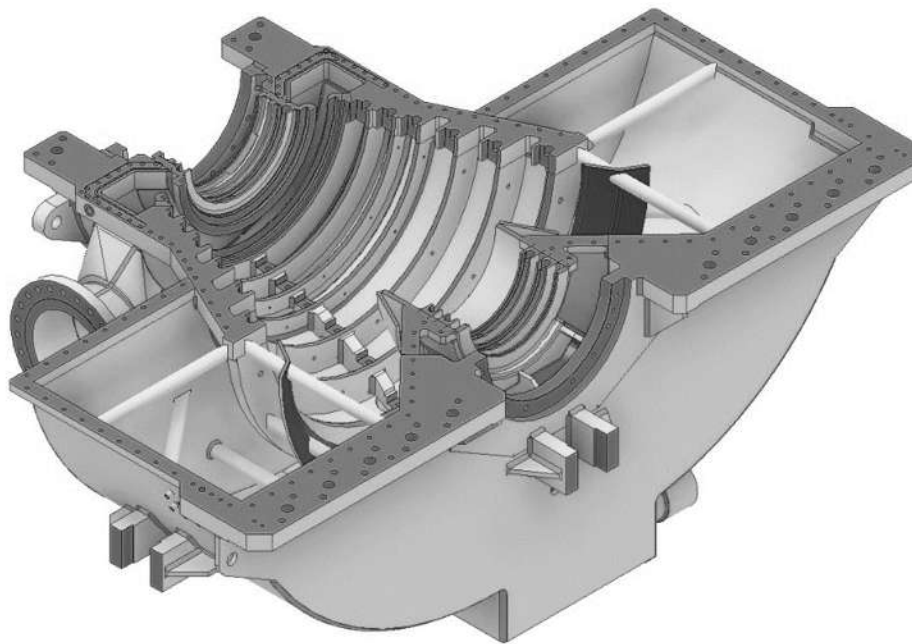


Figura 4.1. Carcasa superior de la turbina de vapor

Cuando se modela en el software Inventor el modelo queda con defectos, como caras pequeñas, líneas sobrepuestas, caras duplicadas entre otras. Para tener un modelo computacional adecuado, fue necesaria una limpieza del modelo CAD mostrado en la figura 4.1. Esta limpieza conste en hacer pequeñas modificaciones para disminuir la complejidad de la geometría de la zona de admisión de la carcasa. En este caso la zona de admisión resulta ubicada en la parte trasera de la figura 4.1.

Se debe tener en cuenta que Inventor ayuda a modelar los objetos como se interpretaran en la vida real, y que Gambit realiza el modelado del fluido, por lo tanto, la construcción del dominio es diferente a la construcción de la geometría. Así, la discretización se hace en el fluido modelado.

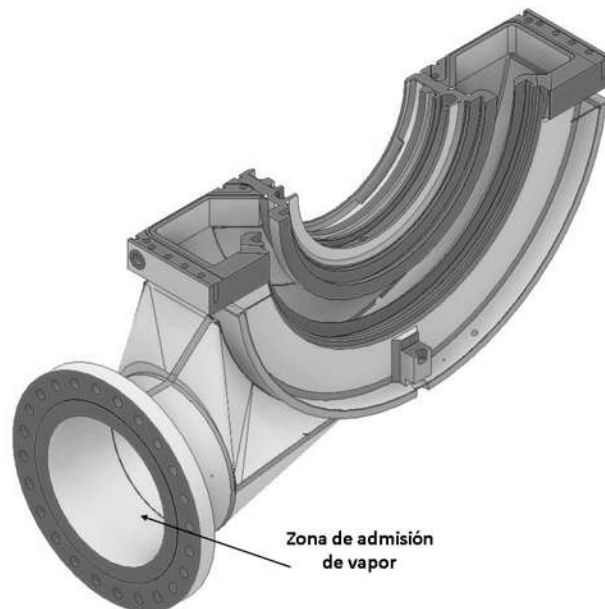


Figura 4.2. Carcasa de admisión

No debe pasarse por alto que esta carcasa de admisión es un elemento que se expone a altas temperaturas y la fatiga del material siempre está presente. Por fines prácticos más adelante se abordarán las idealizaciones a considerar.

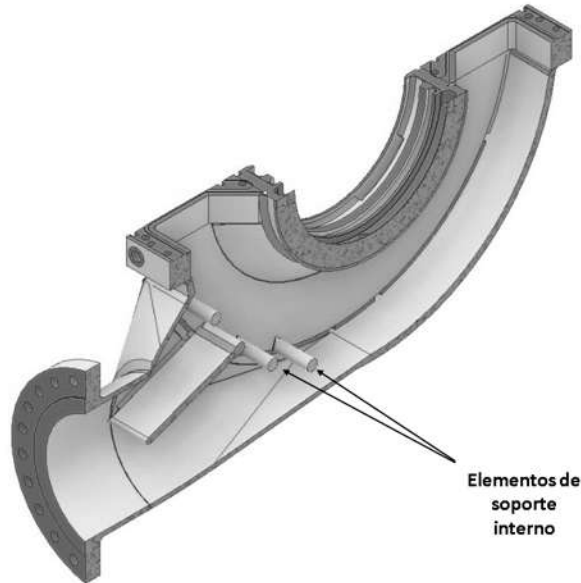


Figura 4.3. Corte longitudinal a la carcasa de admisión.

Por ello, en la figura 4.3 los elementos de soporte internos son apreciados con ayuda de un corte longitudinal. La carcasa cuenta con cuatro postes y una placa de distribución. La función general de estos elementos resulta en ayudar con el soporte interno de la carcasa y así evitar deformaciones durante la vida útil de la carcasa. Como se mencionó en los objetivos de la presente tesis, se cree que estos elementos son generadores de pérdidas debido a su poco diseño aerodinámico.

Inventor ayuda a generar geometrías tridimensionales de cualquier elemento que se desea modelar. Las geometrías que se muestra en las figuras 4.3 terminan siendo un elemento multi volúmenes (o ensamble) creado en Autodesk Inventor. Una vez que se contó con la geometría “limpia” el paso siguiente fue exportar el modelo a Gambit.

La diversidad de formatos que cada programa puede importar y exportar es muy amplia. En nuestro caso Gambit interpreta la geometría generada por Inventor en un formato ACIS (.sat). En la figura 4.4 se muestra la manera en que el modelo se aprecia en la interfaz de Gambit. Donde puede apreciar ahora que la interfaz de este programa es completamente diferente a lo mostrado anteriormente. Un diseño sólido, líneas verdes y azules se aprecian de manera clara.

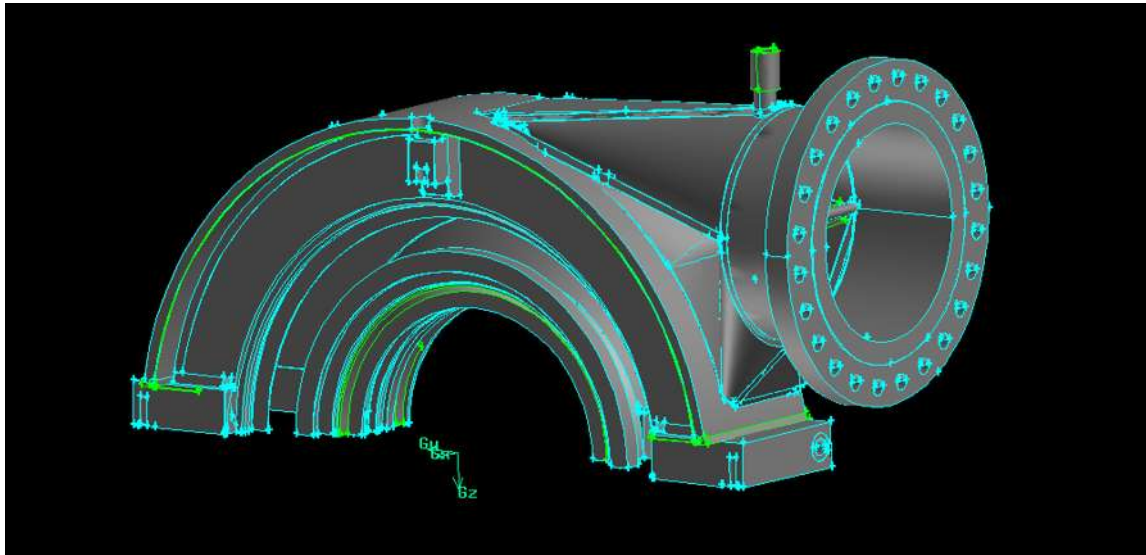


Figura 4.4 Modelo presentado en la interfaz de Gambit para el modelo carcasa real

Gambit trabaja con un modelado que emplea elementos muy sencillos con la base en los vértices. A partir de estos vértices se pueden generar elementos de líneas, curvas, arcos y otras formas geométricas. Una vez que se cuenta con estos elementos, se puede formar un elemento con caras (color azul). Posteriormente que se tienen las caras, se puede formar un volumen (color verde). Sirva de ejemplo práctico para entender de manera rápida un cubo. Un cubo es un elemento que requiere de seis caras, estas caras en conjunto generan un solo volumen; así es como Gambit funciona. Como se puede ver en la figura 4.4 la geometría tiene un conjunto de caras no definidas y una cantidad no especificada de volúmenes. Para poder usar este modelo en ANSYS Fluent se requirió de igual manera una limpieza.

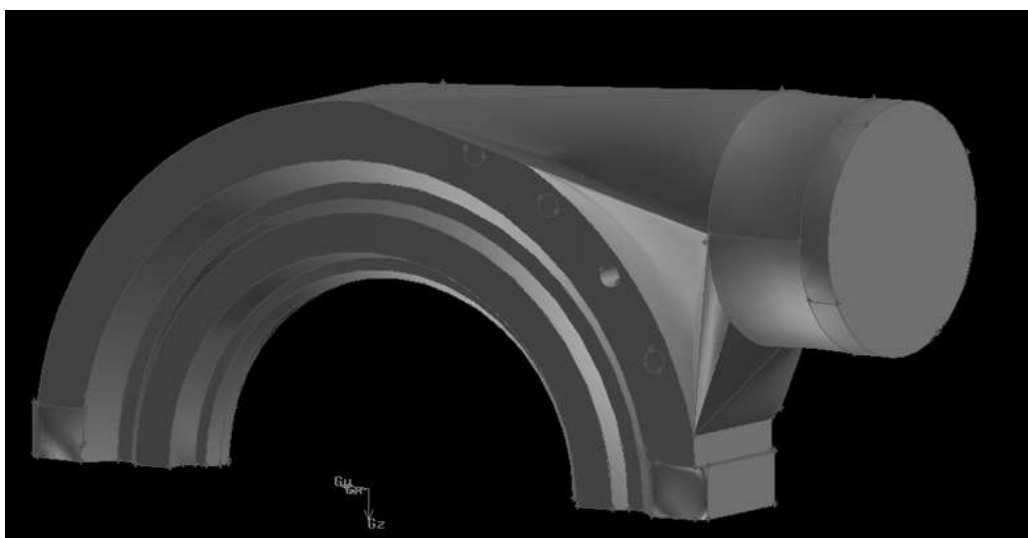


Figura 4.5. Modelo que representa el fluido en forma de la carcasa. Geometría generada en Gambit.

Resulta ser que en la figura 4.5 se aprecia en general que la geometría está conformada de líneas verdes, esto representa que tenemos un volumen o en su caso tenemos una serie de volúmenes que en conjunto forman un solo volumen. Muchos elementos fueron suprimidos durante la limpieza del modelo para facilitar su diseño o no son influyentes en el paso del fluido. Teniendo en cuenta que en este caso lo que se aprecia es la estructura del fluido. Esta etapa resulta donde se construye el dominio es la más complicada, tardada y crucial para un trabajo de simulación. En la diversidad de trabajos existentes de dinámica de fluidos computacional no se emplea gran cantidad de tiempo modelando, porque consumen gran cantidad de horas. Durante la realización de este trabajo se llevaron a cabo al menos una decena de modelos hasta poder lograr el resultado final. Haciéndose presentes una diversidad de contra tiempos relacionados con los defectos que del CAD se arrastran.

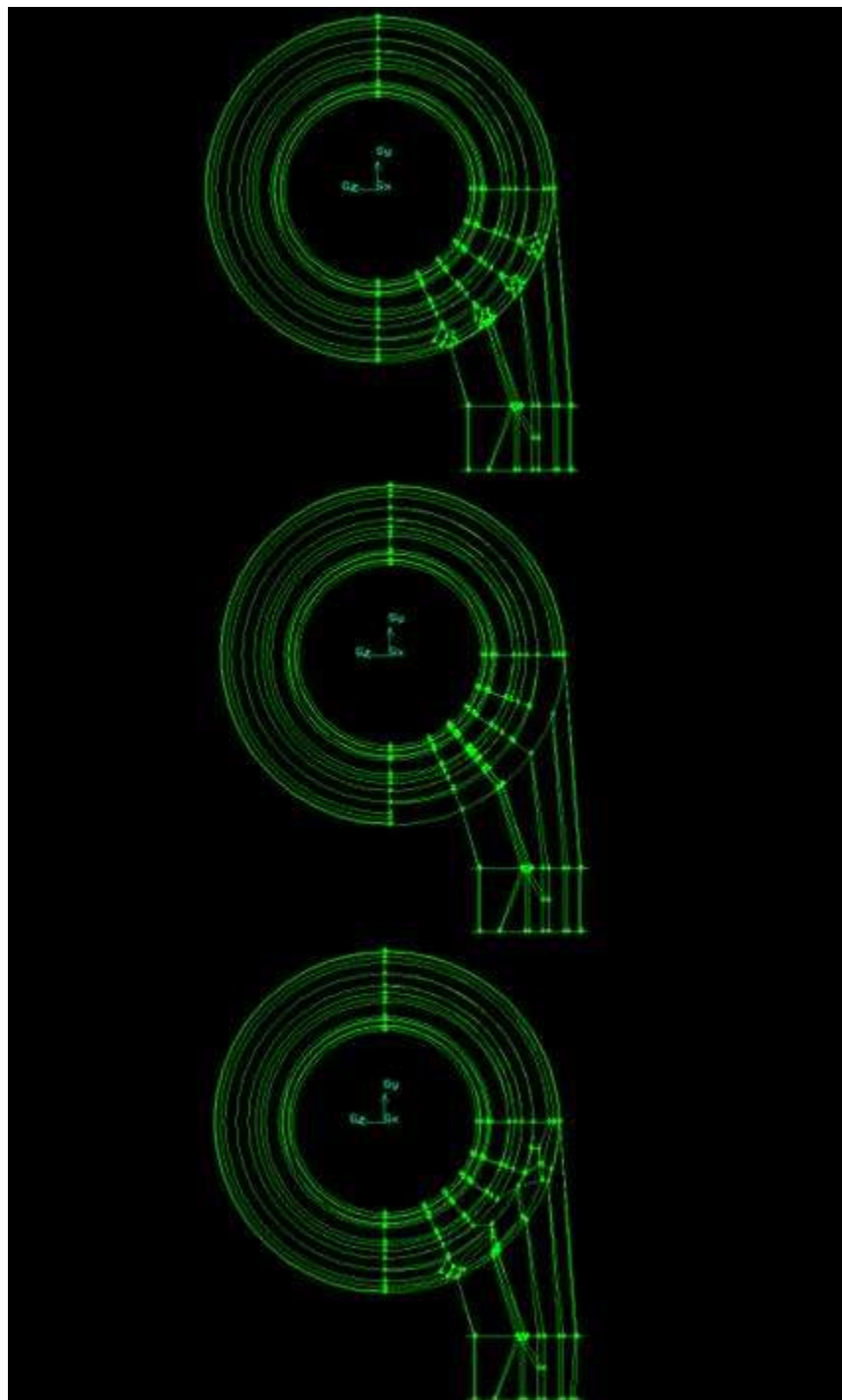


Figura 4.6. De arriba hacia abajo, modelo carcasa real, modelo carcasa idealizado y modelo NACA.

Para la conclusión de esta etapa se terminó de completar la circunferencia de la carcasa, que es la sección inferior del modelo, para poder obtener finalmente los modelos que serán usados para el estudio. En la figura 4.6 se pueden apreciar los tres modelos finales que se obtuvieron.

Los tres modelos comparten una base general, a diferencia que los cuatro postes internos el modelo idealizado no los considera, únicamente la placa. El modelo real considera los postes cilíndricos y la placa. Finalmente, el modelo NACA como su nombre lo menciona sustituye los postes con tres perfiles NACA 0012.

En la sección 3.6 se menciona acerca de los esquemas de discretización. Una vez generada la geometría multi volúmenes en su totalidad el siguiente paso es discretizar. Otro nombre con el que se le conoce a esta actividad en el mundo de la dinámica de fluidos computacional es: mallar. El mallado consiste como se mencionó en la sección 3.6.1 en seccionar el modelo en n número de elementos. Una excelente manera de entender esto sería que ahora la estructura principal de este modelo se conformaría de n número de cubos o de figuras conformadas de seis caras. Esta malla entra dentro de la clasificación de mallas estructuradas. La idealización también se hace presente al momento de mallar, ya que la malla ideal sería aquella que la estructura de sus elementos respeta la siguiente igualdad:

$$\Delta x = \Delta y = \Delta z$$

Esto quiere decir que todos sus lados medirían lo mismo, siendo esto un cubo perfecto. Los cubos son las formas ideales que se ajustan a las líneas de flujo de una manera más óptima. Debido a la complejidad de esta geometría por su diseño curvo lograr esto representó un total reto. Todo programa que su función sea mallar trabaja bajo ciertos criterios para considerar un buen mallado. Uno de estos criterios es el conocido como *skewness* este criterio de acuerdo a la guía de ANSYS Fluent se define como la diferencia entre la forma de una celda y la forma de una celda equilátera de un volumen equivalente. En otras palabras, un cuadrado posee entre sus vértices un ángulo ideal de 90 grados, mientras que para un triángulo óptimo resulta ser cercano a 60 grados. Para los modelos numéricos Fluent maneja valores de *skewness* menores a 0.97. Para sintetizar esto, en la figura 4.7 se muestra la estructura general de la geometría una vez mallada. Con un acercamiento a dicha malla para apreciar de manera más precisa la forma estructurada.

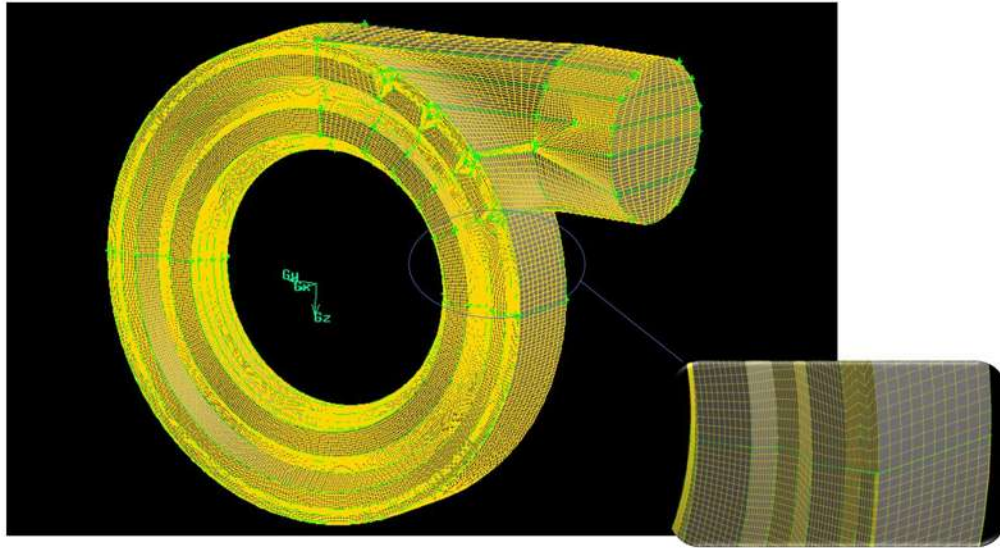


Figura 4.7 Mallado estructurado sobre el modelo carcasa real

Cabe resaltar, que dentro del mundo de la dinámica de fluidos computacional las mallas son elementos altamente sensibles. Por sensibles se refiere a que los resultados pueden ser tanto favorables como desfavorables si no se hace un estudio que verifique su modelo numérico. Por ello, en la siguiente sección del presente capítulo, se abordará una serie de pasos para verificar la correcta construcción de la malla.

4.3 Verificación

En el área de la dinámica de fluidos computacional es común presentar diferencias entre los modelos numéricos y los modelos físicos. Sin embargo, gracias al avance tecnológico de los últimos cincuenta años llevar a cabo experimentos de manera virtual ha sido una enorme ayuda. Ya que durante años la experimentación física era más común y costosa. Algunas de las ventajas que tiene la simulación es que facilita la toma de decisiones, reduce los gastos en modelos físicos (ya que resultan más costosos que un modelo virtual) y ayuda a obtener respuestas, pero de manera numérica. Ahora bien, esto no quiere decir que realizar simulaciones no tenga su desventaja, ya que ahora los gastos en ordenadores, gastos de ingeniería y las horas de cálculo computacional se han convertido en el mayor de los retos.

La simulación ha llegado para quedarse, ya que de manera virtual se pueden construir incontables modelos que nos ayudan a representar de una manera precisa cualquier objeto real. Pero, para confiar en que los modelos virtuales resultan ser una conceptualización correcta de un modelo real, la experiencia y conocimiento del fenómeno es necesario. Aparte han parecido métodos para poder confiar de una manera precisa en los resultados de dichas simulaciones

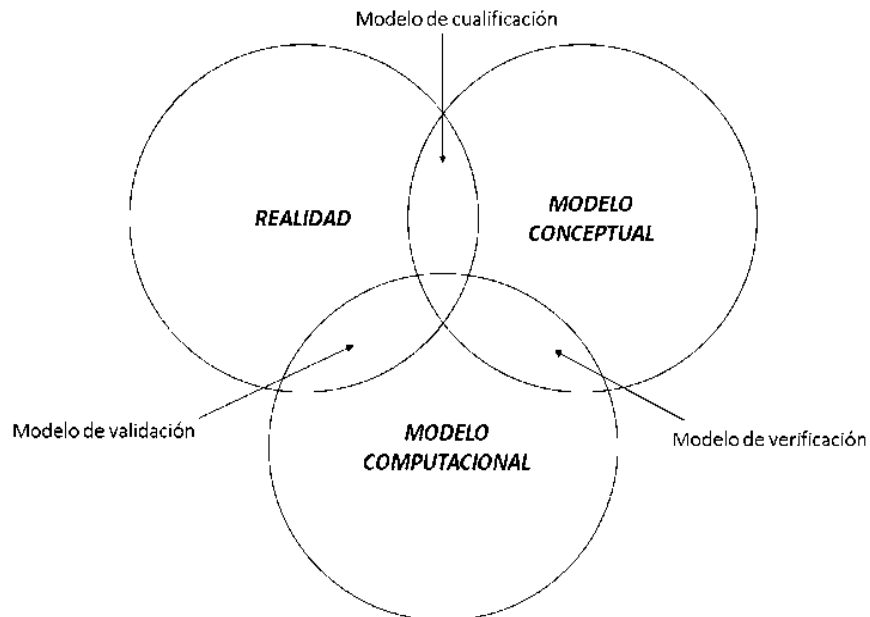


Figura 4.8 Relación modelado-simulación.

Uno de estos métodos es el V&V (Validación y Verificación). Ya que existen decenas de artículos que lo respaldan y por ello decenas de definiciones, en la presente tesis se utiliza la definición dada por el Instituto Americano de Aeronáutica y Astronáutica (AIAA por sus siglas en inglés).

- Verificación: Es el proceso que ayuda a determinar que la implementación del modelo representa de manera precisa la idea del desarrollador en cuanto a la descripción del modelo y su solución.
- Validación: Es el proceso de determinar el grado en que un modelo es una representación precisa del mundo real desde la perspectiva de los usos previstos del modelo.

En el mundo de la dinámica de fluidos computacional esto se pudiera interpretar que la validación, comprueba que los resultados obtenidos son precisos con lo observado en lo experimental. Y la verificación ayuda a encontrar si existen errores en la programación del código o en el espacio discretizado. Puesto que, la verificación se estructura a base de diversas formas; dichas formas son:

1. Examinación de la convergencia en la iteración.
2. Examinar la consistencia.
3. **Examinar la convergencia espacial (malla).**
4. Examinar la convergencia temporal.
5. Examinar incertidumbres del modelo.

Para el presente trabajo se empleó el tercer método. A continuación, se hablará de él.

4.3.1 Extrapolación de Richardson

En este método se examina la convergencia espacial, también conocida como un estudio de refinamiento de malla. En esta etapa se busca asegurar que la construcción de la malla fue realizada de forma correcta. De ahí, la extrapolación de Richardson resulta ser un método muy útil para esta etapa. Es necesario resaltar, que este método plantea que conforme más reducido se vuelva el dominio y mayor se vuelva el número de elementos en la malla, los errores de discretización se irán reduciendo, esto debido a que la malla tienda a ser cada vez más parecida a un medio continuo.

Presentada por Lewis Fry Richardson (1881-1953) alrededor del s. XX usando de bases las ideas planteadas por Christiaan Huygens (1629-1695) con su cálculo de π . La extrapolación de Richardson resulta ser un método para estimar un valor de orden superior para un valor de un medio continuo (o un valor donde el espacio entre mallas es cero), esto a partir de valores discretos de orden inferior.

El punto de partida para la extrapolación de Richardson se define como:

$$f = f_{h=0} + g_1 h + g_2 h^2 + g_3 h^3 + \dots \quad (4.1)$$

Donde f es la cantidad a producir, h es el espacio de la malla, g_n son funciones independientes del espacio de la malla, f es de segundo orden cuando se cumplen las condiciones $g_1 = 0$ y $f_{h=0}$ el valor del medio continuo en un tamaño de malla cero. Otra manera de definir esta ecuación es presentada por (Nicolas Herrera, 2017) de la manera:

$$\phi_{ext} = \frac{\alpha_2^p \phi_h - \phi_{\alpha 2h}}{\alpha_2^p - 1} \quad (4.2)$$

Donde ϕ_{ext} corresponde a la cantidad a extrapolar, h es el tamaño de malla, p el orden del método y α es el factor de refinamiento de la malla definido por:

$$\alpha = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{\frac{1}{d}} \quad (4.3)$$

Donde N_1 es el valor de la malla más fina, N_2 la malla mas gruesa y d es la dimensión del dominio.

No obstante, otro aspecto importante para un estudio de verificación son los errores. Según la AIAA un error se puede definir como aquella deficiencia fácil de reconocer en cualquier etapa, actividad o simulación; y que no es resultado de una fuga de conocimiento. Existe una enorme área para clasificar los errores, y un sinnúmero de definiciones, pero para el presente trabajo se clasificaran de la siguiente manera:

- a. Error en el modelado
- b. Error de discretizado**
- c. Error en la programación
- d. Error de uso
- e. Error de redondeos de calculo
- f. Error postproceso

Para nuestro estudio, el error a estudiar es de discretizado. Siendo un error que es altamente dependiente de la malla. Generalmente este error es causado por no utilizar el mallado que sea capaz de modelar las escalas de precisión donde los fenómenos suceden. Por consiguiente, la manera de calcular este error viene extraído del trabajo (Nicolas Herrera, 2017) que es de la forma:

$$e_r = \frac{\phi_{ext} - \phi_h}{\phi_{ext}} \quad (4.4)$$

Donde ϕ_{ext} corresponde al valor obtenido en la extrapolación de Richardson y ϕ_h es el valor extraído y medido en Fluent para cada malla de manera correspondiente.

Todo lo mostrado en esta sección sirve para tener un modelo confiable y así encontrar cualquier deficiencia que tenga que revisarse con el discretizado.

4.4 Dominio computacional

Las características del modelo virtual comparadas con el modelo físico resultan en una aproximación. Debido que se desconocen muchos aspectos del modelo real los modelos del presente trabajo funcionan bajo algunas consideraciones. Las condiciones de operación del modelo real contra los modelos virtuales se adaptaron con fines prácticos.

En la sección 4.2 del presente capítulo se mostraron las geometrías previamente realizadas en el software Gambit. Posteriormente, dichas geometrías fueron exportadas a la interfaz de Fluent para proceder a realizar la simulación, las características del modelo se muestran en la figura 4.9.

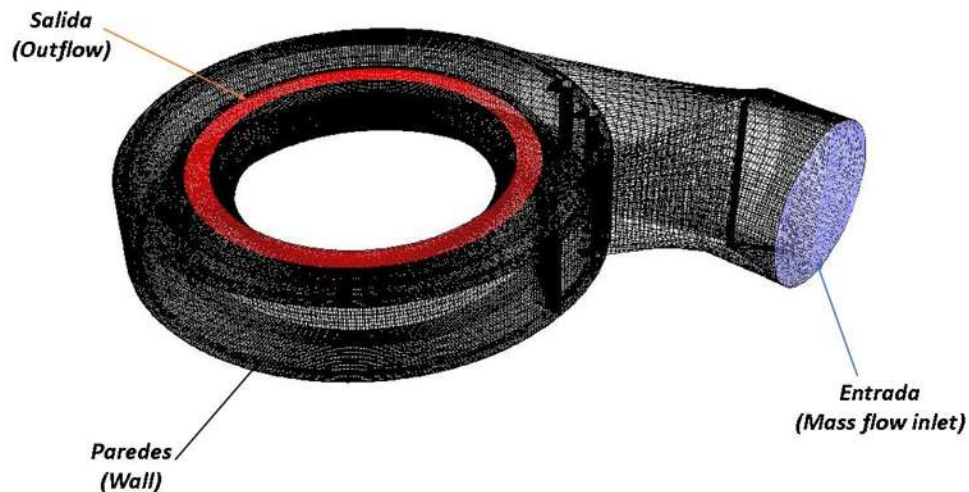


Figura 4.9 Características del dominio computacional. Por fines prácticos se hace uso del modelo real

Una vez definidas las secciones del dominio computacional, se procedió a realizar una serie de pasos para poder introducir las condiciones de frontera previas a la simulación, en la tabla 4.1 se muestran los valores de operación real de la turbina, que alimentaron el modelo numérico.

Tabla 4.1 Datos de operación reales de la turbina de vapor.

Propiedad	Valor
Flujo masico de operación	208.53 t/hr
Presión de admisión	8.29 Bar (absoluta)
Temperatura de admisión	171.9°C

Durante la realización de las simulaciones se hicieron algunas consideraciones, para reducir la complejidad del trabajo y de igual manera reducir el gasto computacional. De las cuales son:

- Sin considerar transferencia de energía.
- Los fenómenos que suceden cercanos a la capa limite en las paredes de la carcasa de admisión no fueron considerados.
- Las paredes de la carcasa de admisión son de un material homogéneo y con características rugosas de aluminio.
- Un estudio de dinámica de fluidos en estado estacionario.

La computadora con la cual se realizó la simulación pertenece al laboratorio de termo fluidos (UMSNH-FIM), y cuenta con las siguientes características: Dos procesadores Intel ® Xeon ® CPU L5639 @ 2.13 GHz. Con memoria RAM instalada de 24.0 GB.

Capítulo 5. Análisis y resultados

En el presente capítulo se revisan los resultados numéricos en dos partes. En la primera parte se exponen los resultados del proceso de verificación, que sirvieron para comprobar la correcta discretización de los modelos generados. Finalmente, en la segunda parte se muestran los resultados obtenidos a partir de las simulaciones y las propuestas de mejora planteadas durante el presente trabajo

5.1 Extrapolación de Richardson como herramienta de verificación.

En el capítulo previo se mostró el método que sería empleado para llevar a cabo la verificación. Dicho de manera resumida, en el mundo de la dinámica de fluidos computacional es de vital importancia validar y/o verificar el modelo que se usa para estudiar cualquier fenómeno en el área de los fluidos. La extrapolación de Richardson resulta ser esa herramienta que facilita de una manera sencilla el proceso de verificación. La metodología para usar de forma correcta este método, se desglosa a continuación.

El primer paso para poder hacer uso de una herramienta de este tipo es conocer cómo funciona. La extrapolación de Richardson aplicada en el mundo de la dinámica de fluidos (y en el presente trabajo) nos ayuda a comprobar el comportamiento de un esquema de discretización de acuerdo a su número de nodos, a menor número de nodos los resultados se vuelven más imprecisos, y conforme el número de nodos es mayor (acercándose a un medio continuo) los resultados son más precisos.

El siguiente paso para este método resulta ser el uso de las ecuaciones matemáticas, en este caso las ecuaciones 4.2 y 4.3. Estas ecuaciones proporcionan un valor extrapolado el cual sirve de referencia y que es comparado con el valor medido dentro de las simulaciones realizadas. Cabe aclarar que para el presente trabajo se decidió hacer uso de cinco mallas para cada uno de los modelos, generando un total de diez. Buscando crear mallas partiendo del modelo para el caso real con un incremento de veinte, treinta, cuarenta y cincuenta por ciento del valor original de nodos. En el modelo carcasa idealizado la quinta malla es el punto de partida, donde se intentó reducir su valor original en veinte, treinta, cuarenta y cincuenta por ciento. Es importante destacar, que durante la realización de las mallas los nodos se vieron modificados y algunas mallas no respetaron este patrón. Para el modelo carcasa NACA se omitió el estudio de convergencia, ya que se emplearon las mallas del modelo carcasa real cambiando los tirantes internos por tirantes con forma NACA y respetando la malla arrojada por la extrapolación de Richardson como la malla óptima. Dichas mallas cuentan con el número de nodos mostrados en la tabla 5.1. Estas mallas sirvieron para la obtención de ciertos datos útiles para la verificación y que más adelante se presentarán.

Tabla 5.1 Número de nodos generados en los modelos de la carcasa.

Modelo carcasa ideal (sin postes)	
Malla 1	213,210 nodos
Malla 2	321,780 nodos
Malla 3	553,128 nodos
Malla 4	749,658 nodos
Malla 5	1'424,832 nodos
Modelo carcasa real (con postes)	
Malla 1	438,746 nodos
Malla 2	745,004 nodos
Malla 3	933,030 nodos
Malla 4	1,168,170 nodos
Malla 5	1,439,792 nodos

Para concluir, el último paso para la verificación es seleccionar un punto o una superficie de referencia donde se medirá un valor. En nuestro caso un vértice dentro del modelo carcasa ideal y real con coordenadas: (-0.15, 0.5, 0.45) en un eje x, y, z respectivamente y con unidades en milímetros dentro de la interfaz de Fluent ®.

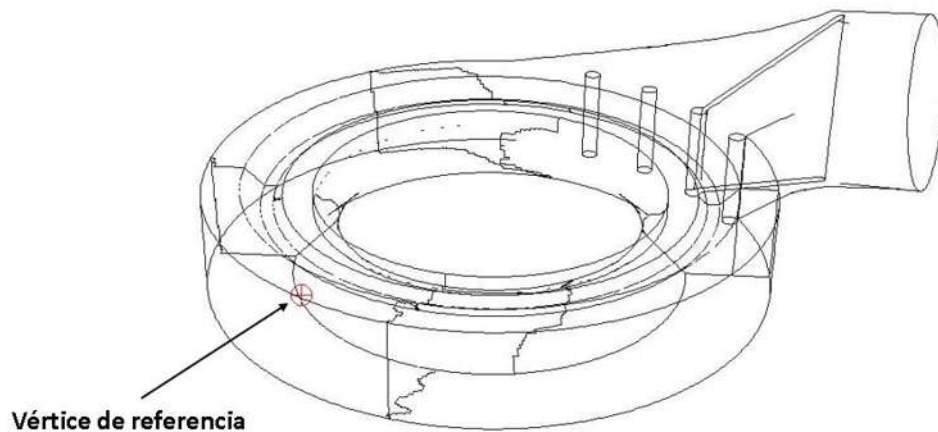


Figura 5.1 Ubicación dentro del modelo carcasa real del vértice de referencia usado para medir una variable

En particular, la ubicación del vértice se consideró en un lugar donde el flujo se encuentra lejos de la zona de admisión y por ende es un flujo más desarrollado. Otro aspecto a considerar, es una ubicación alejada de las paredes de la carcasa, esto para evitar los efectos de las mismas. Nuestra variable a medir en este vértice de referencia resulta ser la velocidad del fluido. De manera semejante el valor extrapolado es de igual manera una variable de velocidad. Los datos obtenidos de la verificación para el modelo carcasa idealizado y real respectivamente resultan ser:

Tabla 5.2. Valor obtenido usando la extrapolación de Richardson con ambos métodos de discretizado en el modelo carcasa idealizado.

<i>Esquema de discretización</i>	ϕ_{ext} (velocidad)
p=1	83.4887 m/s
p=2	84.7261 m/s

Tabla 5.3. Valor obtenido usando la extrapolación de Richardson con ambos métodos de discretizado en el modelo carcasa real.

<i>Esquema de discretización</i>	ϕ_{ext} (velocidad)
p=1	60.4628 m/s
p=2	60.1751 m/s

Una vez conocido el valor extrapolado el siguiente resultado es conocer el error del mallado, este error viene dado por la ecuación 4.4 y es función del número de nodos. Enseguida, se muestran los resultados obtenidos en ambos modelos:

Tabla 5.4. Valores obtenidos haciendo uso del modelo carcasa idealizado.

Malla	Nodos	α	ϕ_h	e_1 (%)	e_2 (%)
1	1'424,832	1.0000	85.7254	2.6789	1.1793
2	749,658	1.2384	86.2587	3.3177	1.8087
3	553,128	1.3704	86.2385	3.2935	1.7849
4	321,780	1.6413	87.1530	4.3889	2.8642
5	213,210	1.8824	87.8162	5.1832	3.6470

Tabla 5.5. Valores obtenidos haciendo uso del modelo carcasa real.

Malla	Nodos	α	ϕ_h	e_1 (%)	e_2 (%)
1	1'439,792	1.0000	59.9067	0.9198	0.4460
2	1'168,170	1.0721	59.8666	0.9862	0.5127
3	933,030	1.1554	59.6062	1.4168	0.9454
4	745,004	1.2453	59.5299	1.5430	1.0722
5	438,746	1.4854	56.8988	5.8946	5.4446

Para representar los datos previamente mostrados en las tablas 5.4 y 5.5 se puede usar la ecuación:

$$\phi(\alpha) = \phi_{ext} + \eta\alpha^p \quad (4.4)$$

Donde

$$\eta = \frac{\phi_{ext} - \phi_h}{h^p} \quad (4.5)$$

Para poder verlo de una manera grafica observar las figuras 5.2 y 5.3.

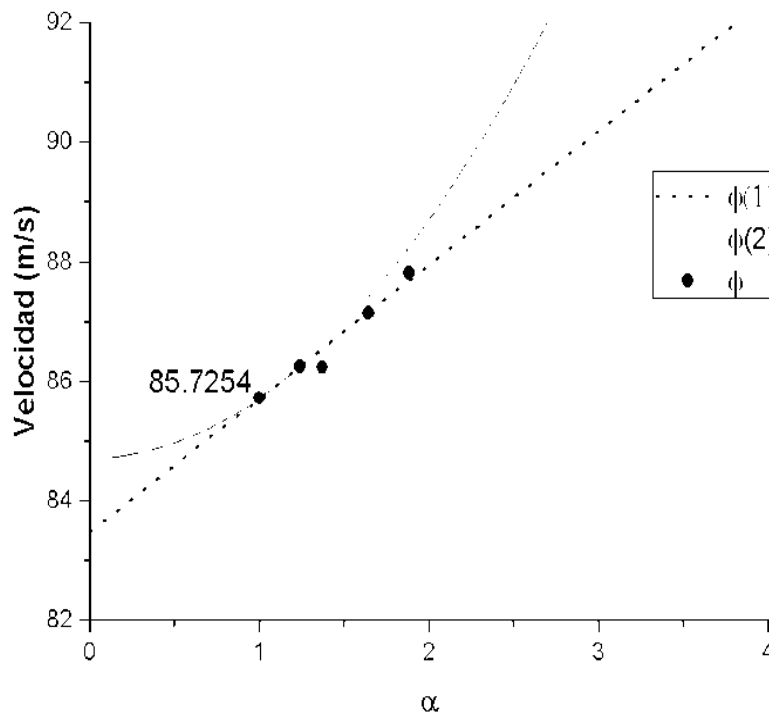


Figura 5.2. Gráfica que nos muestra la convergencia de malla en el modelo carcasa idealizado

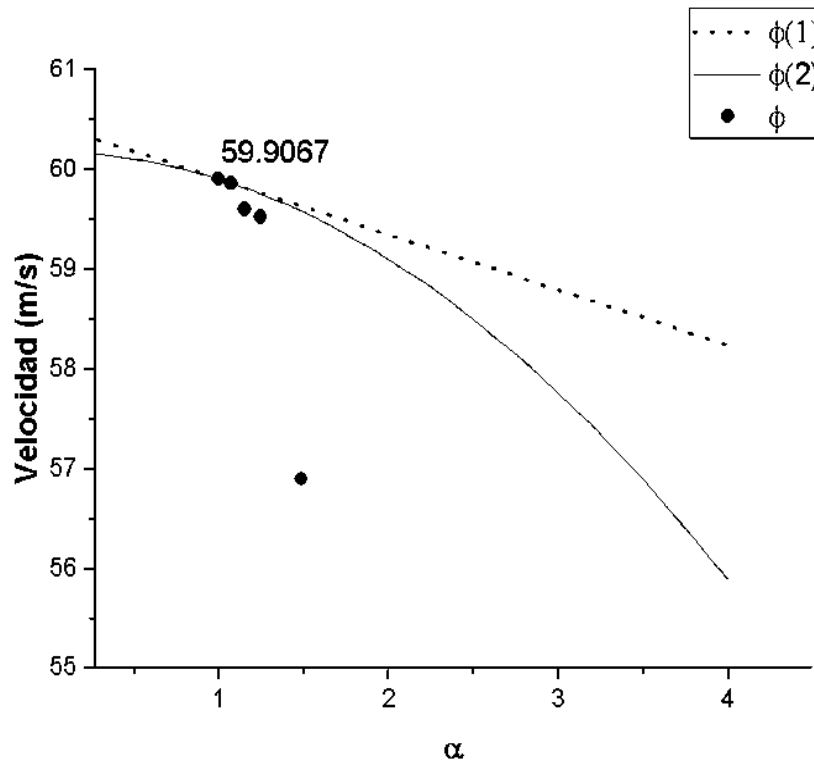


Figura 5.3. Gráfica de la convergencia de malla en el modelo carcasa real.

Las gráficas presentadas en las figuras 5.2 y 5.3 ayudan de manera visual a comprender como funciona la extrapolación de Richardson en una situación de verificación para una malla. En el eje de las ordenadas tenemos los valores de la velocidad en unidades de m/s. Y en el eje de las abscisas tenemos los valores de alfa. Recordando, que alfa es una relación entre la malla más densa y la menos densa. Esto ayuda a entender que el valor cero viene siendo ese medio continuo ideal. Ambas gráficas nos muestran un punto que tiende a acercarse al cero en el eje de las abscisas. Esto quiere mostrar que entre más densa sea la malla o más se acerque a una malla infinitamente fina más se acerca al valor ideal.

Consecuentemente, esto indica que la malla para el modelo de carcasa idealizado que posee el mínimo error corresponde a la malla de 1'424,832 nodos con un error de 2.6789%. Y para el modelo carcasa real la malla con 1'439,792 nodos con un error de 0.9198%. Ambas mallas las que mejores prestaciones para simular tienen. De aquí se tomó la malla que sería empleada para proponer la mejora, refiriéndose al modelo carcasa NACA. La cual cuenta con 1'556,624 nodos. Un valor cercano a la malla del modelo real usado como base.

5.2 Simulación. Adquisición de resultados.

5.2.1 Comportamiento del fluido

Las características de los algoritmos de solución para el modelo numérico se muestran en la tabla 5.6.

Tabla 5.6. Datos pre-simulatorios

Nombre	Valor
Solución	Basado en la presión
Valor de admisión	57.925 kg/s (flujo masico)
Modelo de turbulencia	k-epsilon
Acoplamiento velocidad-presión	SIMPLE
Numero de iteraciones	4000

Una vez adquiridos los datos durante las simulaciones se procedió a extraer los resultados obtenidos para su interpretación. Esta sección constará de dos secciones, donde principalmente se mostrará una serie de imágenes donde se hará su debida interpretación de manera general y finalmente se mostrarán los resultados empleando una serie de gráficas.

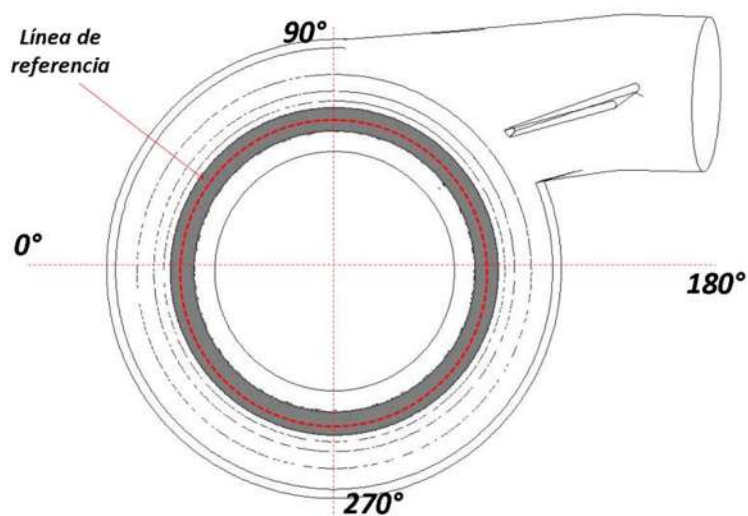


Figura 5.4 Marcos de referencia empleados para la medición de datos de los tres modelos de la carcasa.

La figura 5.4 muestra los marcos de referencia para la medición de la velocidad. Los tres modelos de la carcasa emplearon dichas referencias. Se debe mencionar que la figura 5.5 es sobre un plano medio de la carcasa.

El primer conjunto de imágenes mostrados en la figura 5.5 muestra los pathlines. Dichas líneas de flujo muestran de una manera sencilla el movimiento del fluido dentro de la carcasa de admisión en sus tres modelos. Para el modelo carcasa idealizado figura 5.5a, donde los cuatro tirantes internos de soporte fueron omitidos. Únicamente permaneció el elemento de la placa.

Explicando cómo se desarrolla el fluido. En la zona de admisión el punto más sobresaliente viene siendo la separación del fluido en la zona de la placa, entre los 180° y 90° . Asimismo, se observa una tendencia del fluido a desplazarse por la zona superior de la placa. Dicha tendencia pudiera resultar por la inclinación de la placa. Para esto, puede verse más adelante que el fluido se empieza a homogenizar de una mejor manera dentro de la voluta en 90° y 270° . Se puede percibir de una manera clara la formación de un vórtice cerca de los 270° . Toda esta interpretación en un sentido antihorario. Este modelo idealizado permite tener un punto de referencia para el análisis de los otros dos modelos.

Para el modelo de carcasa real, figura 5.5b donde se respetó la mayor parte del diseño real puede describirse lo siguiente: En la zona de admisión donde ocurre la interacción de la placa con el fluido puede notarse algo muy sobresaliente. El fluido tiende a adherirse a la placa y no despegarse hasta una vez acabada la unión de la placa con el tirante interno. Pudiera ser que este comportamiento se deba a que el fluido tiende a buscar una superficie donde se mantiene adherido. Esto resulta en un comportamiento completamente diferente al modelo idealizado. Del mismo modo, puede observarse que el fluido tiende de igual forma a moverse por la parte superior de la placa. Dentro de la voluta entre los 90° y 270° , el fluido no posee una homogenización tan buena como el modelo carcasa idealizada, ya que puede observarse que las pathlines tienen diferentes densidades conforme el fluido está cerca de las paredes. Para concluir este análisis, se percibe la generación de un remolino de tamaño considerable en la zona de admisión, cercano a los 180° .

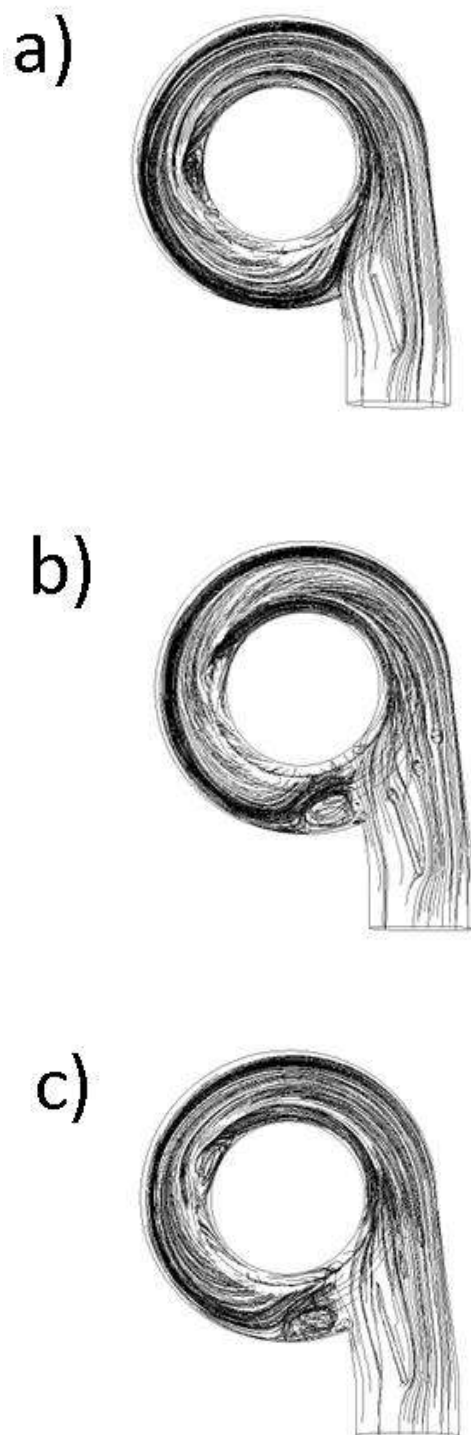


Figura 5.5 Pathlines para los modelos de a) carcasa idealizada, b) modelo carcasa real y c) modelo carcasa NACA.

Finalmente, el último modelo carcasa NACA figura 5.5c donde tres de los cuatro elementos de los tirantes internos fueron sustituidos por tres perfiles NACA 0012 y donde solo un tirante interno permaneció en su misma posición (el ubicado cerca de los 180°). Dichos perfiles NACA 0012 fueron elegidos por fines prácticos y son propuestos como mejora dentro de este modelo, para no afectar en mayor parte el diseño original. Para el análisis de este modelo se puede comentar lo siguiente. Una tendencia del fluido de igual manera a desprenderse de la placa como el modelo carcasa idealizado. El fluido continúa respetando el comportamiento de seguir una trayectoria por la parte superior de la placa. Dentro de los 90° y 270° el fluido tiene una similaridad al modelo carcasa idealizado, con la excepción de que el vórtice generado cerca de los 270° se ve un poco desplazado. Previo, a la zona de admisión cerca de los 180° puede verse como el fluido genera una vorticidad como en el modelo carcasa real figura 5.5b. La homogenización del fluido parece ser una mezcla entre los modelos carcasa real y el idealizado. Ya que su comportamiento posee un poco de ambas partes.

En conclusión, para esta parte, puede verse que el modelo carcasa real no es precisamente el modelo con la mejor homogenización. La vorticidad generada en la zona de admisión resulta poco conveniente para una buena distribución del flujo. Este tipo de vorticidades fueron estudiadas precisamente por (A C Benim, 1999). Dicho trabajo muestra que, corrigiendo las zonas de admisión, evitando un radio nulo se disminuyen las zonas de desprendimiento y son zonas altamente efectivas para la creación de vórtices. En un trabajo futuro, se propone un modelo con una zona con un mayor radio para incrementar la eficiencia general de la carcasa evitando estas vorticidades. Por lo tanto, puede concluirse que este modelo con una zona de admisión tan recta produce la generación de vórtices.

5.2.2 Campos de velocidades del fluido

Uno de los objetivos del presente trabajo recae en las velocidades. Obtener los perfiles de velocidad a la salida es el punto de interés. Por ello conocer el desarrollo de la velocidad resultó crucial.

En la sección anterior se mostró cómo el fluido se desarrolla dentro de la carcasa (en un plano medio). Los pathlines muestran las líneas de flujo del fluido. Al contrario, los campos de velocidades ayudan a ver los gradientes de velocidades empleando vectores (en un plano medio de la carcasa) para poder observar su dirección. Cabe destacar, que la velocidad obtenida en la zona de admisión para los tres modelos resulta ser de 49.12 m/s y que concuerda con la obtenida en los cálculos analíticos de conservación de masa.

El primer modelo presentado es la carcasa idealizada. Dicho modelo ayuda marcar un punto de comparación en los resultados. De la figura 5.6a puede decirse lo siguiente. Para la zona previa al ángulo de ataque de la placa pueden observarse valores cercanos a los 49 m/s. Sobre la placa se aprecia un incremento en la velocidad con valores cercanos a los 110 m/s. Dentro de la zona de la voluta entre los 90° y 270° los valores de velocidad alcanzan un máximo de 172 m/s. También, se observa que conforme el fluido cubre mayor área de la carcasa la velocidad empieza a reducir. Finalmente, en la zona de admisión cercano a los 180° nuevamente la velocidad alcanza valores cercanos a 30 m/s. Respecto de cómo el fluido se mueve, el sentido antihorario tiende a ser el dominante.

Para el modelo carcasa real figura 5.6b, una vez conocidas las velocidades del fluido en el modelo idealizado, puede comentarse lo siguiente: En la primera zona de la admisión el comportamiento tiende a ser igual al modelo previo. Pero ahora, dentro de este modelo los cuatro tirantes son un factor importante en las velocidades. Se aprecia claramente como los postes crean estelas con velocidades cercanas a 110 m/s, pero una vez que el fluido mantiene su trayectoria la velocidad se ve afectada y se reduce. Dentro de la carcasa, entre los 90° y 270° las zonas cercanas a las paredes se mantienen en dicho margen de velocidad; pero en su totalidad podemos notar que las velocidades oscilan cercanas a los 51 m/s. Incluso puede notarse que dentro de esta zona la máxima velocidad, en este caso de 172 m/s es apenas perceptible. El único comportamiento que es similar es el movimiento del fluido en un sentido antihorario. El modelo propuesto como mejora o nombrado modelo carcasa NACA figura 5.6c presenta lo siguiente. Velocidades de admisión sobre la placa y a la admisión cercanas a los 90 m/s. En la zona donde se sustituyeron los perfiles NACA prevalecen las velocidades cercanas a este valor. Los valores de velocidades son cercanos a los valores del modelo carcasa idealizado, con zonas con valores inferiores. El área de cobertura incluso es similar al modelo idealizado. En último lugar, en la zona de admisión nuevamente los valores están por los 30 m/s.

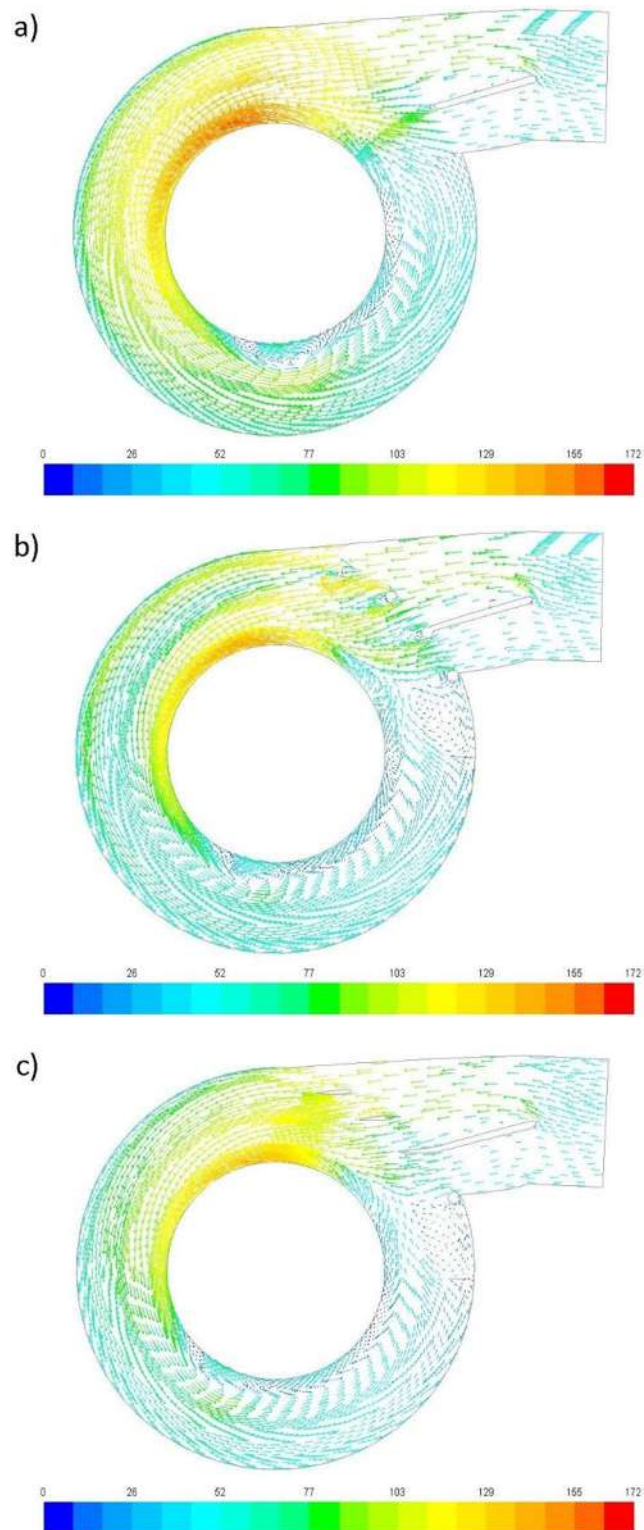


Figura 5.6. Vectores de velocidad. a) Modelo carcasa idealizado, b) modelo carcasa real y c) modelo carcasa NACA. (Unidades en m/s)

Como comentarios finales de esta sección se puede mencionar lo siguiente: El modelo carcasa real que es el modelo más cercano a la realidad nos muestra que efectivamente los tirantes internos son elementos que afectan las velocidades del fluido. Estas reducciones en las velocidades claramente son apreciadas por el mal diseño aerodinámico que estos poseen. Se demuestra esto, ya que en el modelo donde los perfiles NACA fueron adicionados ayudaron a que el fluido mantuviera una velocidad alta y homogénea en su mayoría. Cabe mencionar que los tres modelos poseen el mismo rango en términos de los vectores. Estas velocidades ayudan a crear de una manera más precisa una idea de cómo se formarían los perfiles de velocidad previos a la primera etapa de la turbina. Un movimiento antihorario y con una tendencia de ir desde una velocidad alta a una velocidad más baja, hecho que ayudaría en gran parte a que el primer juego de álabes en la turbina puede crear ese giro.

Más adelante se mostrarán los resultados obtenidos y de manera concisa en la salida de la carcasa.

5.2.3 Contornos de energía cinética turbulenta (κ)

Para poder dar inicio a la siguiente sección se hará una pequeña explicación del concepto de energía cinética turbulenta. La definición más sencilla para entender este concepto pudiera ser que es aquella energía cinética que se mueve en un campo de velocidades en tres dimensiones de un flujo turbulento. Sus unidades vienen dadas como $m^2 s^{-2}$ de acuerdo a la guía de Ansys Fluent (ANSYS, 2010). Para el presente trabajo, se entiende que esta energía es generada principalmente por los *eddies* debido a la turbulencia y que es transmitido por las diferentes escalas de energía.

Esto quiere decir, que para esta sección se muestran las zonas donde la turbulencia es más visible. Zonas donde los vórtices se hacen presentes o donde se tiende a acumular mayor energía de la turbulencia. Esto igual medido en un plano medio de la carcasa.

De la figura 5.5 se muestran los patrones de flujo o pathlines, que muestran las trayectorias del fluido. Tenga en cuenta que los patrones de flujo muestran zonas donde los vórtices son generados. Por ello, es necesario tener muy en cuenta dichas imágenes para poder crear una relación entre los pathlines y los contornos de energía cinética turbulenta. Una vez dicho esto, de la figura 5.7a se comenta lo siguiente:

Modelo carcasa idealizado, usado como un punto de referencia se aprecia sobre la zona de admisión, en específico sobre la placa una zona con alta energía. Esto se debe a que el perfil de ataque de la placa es poco aerodinámico y tiende a crear mucha turbulencia. Una vez desarrollado el fluido se observa una tendencia en las zonas cercanas a la pared interna de la carcasa a un desarrollo de energía. Es necesario subrayar, que los esfuerzos cortantes cercanos a la pared interna de la carcasa son factores para la generación de energía cinética turbulenta. Por consiguiente, a los 270° se observa una zona de mayor energía. De la figura 5.5a se logra apreciar de manera tenue lo que vendría siendo un vórtice, con esto, la figura 5.7a nos viene a confirmar la formación de un vórtice. Con un color que muestra valores más altos de energía cinética turbulenta al centro de este vórtice.

En la figura 5.7b, el modelo carcasa real. Se aprecia lo siguiente. Turbulencia en la zona de la placa similar a su contraparte idealizada. En este modelo los cuatro tirantes internos están presentes. Tirantes internos con poco perfil aerodinámico. Por ello se aprecia de una manera abrumadora la gran cantidad de energía liberada posterior a ellos, que se acumula de mayor manera sobre el poste inferior ubicado a 0° . Sin embargo, dentro de la carcasa la generación de energía se acumula de igual manera sobre las paredes internas de la carcasa. Un punto a resaltar, es la presencia del vórtice a los 270° pero con una energía menor. Esto pudiera ser debido a la gran cantidad de energía generada durante la admisión, que reduce en gran parte la velocidad del fluido. Como se comentó, en la zona de 0° se aprecia de igual manera la energía acumulada por la turbulencia.

En último lugar, el modelo carcasa NACA. El modelo propuesto como una mejora adicionando perfiles NACA 0012 modificando a tres de los cuatro tirantes internos. Para la

zona de la placa, se genera lo ya antes comentado. Sin lugar a dudas, en la zona de los perfiles NACA resalta menor cantidad de energía turbulenta. El tirante que complementa la trayectoria de la placa genera un patrón de flujo que direcciona de una manera clara la turbulencia a la zona interna de la carcasa. El fluido continúa respetando el comportamiento de sus dos contrapartes. Una adhesión de las zonas más turbulentas a las paredes internas de la voluta a los 270° y posteriormente se aprecia lo que vendría siendo una gran vorticidad, con valores similares al modelo real, pero con un comportamiento parecido al idealizado. Incluso, se aprecia mayor acumulación de energía cinética turbulenta. Finalmente, en la zona de los 0° apreciamos como la energía se disipa en comparación del modelo real.

Para cerrar la idea, se concluye que, uno de los objetivos específicos del presente trabajo recaía en los elementos internos de la carcasa. El modelo real con cuatro tirantes internos con nulo perfil aerodinámico serían los generadores de turbulencia y por consiguiente afectarían la buena circulación del fluido. Se confirma lo anterior con lo visto en esta sección. Adicionar un perfil NACA 0012 resultó en una mejoría contra el modelo real, por ello se propone como una mejora. Cabe recordar que este modelo cuenta con diversas idealizaciones y solamente se mejoran ciertas características del modelo en un ámbito fluidodinámico.

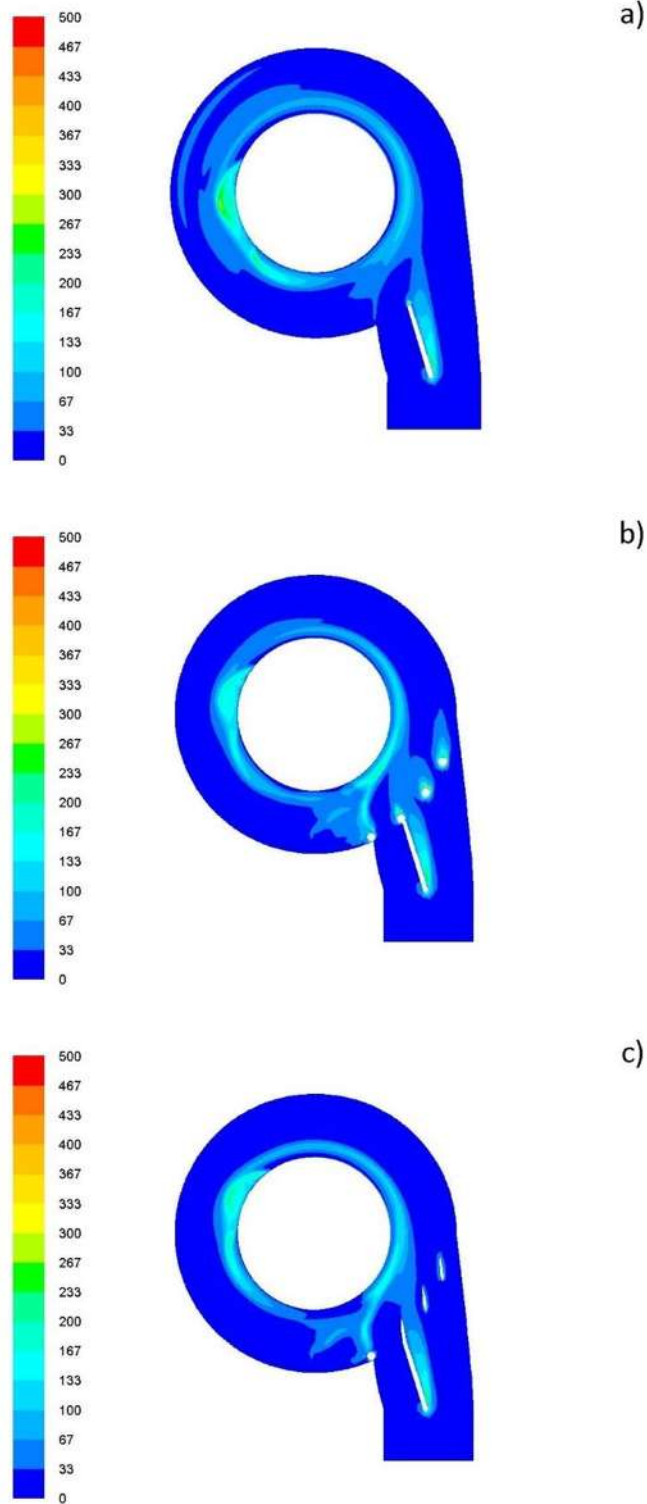


Figura 5.7. Contornos de energía cinética turbulenta. a) Modelo carcasa ideal, b) modelo carcasa real y c) modelo NACA. (Unidades en m^2/s^2)

5.2.4 Contornos de velocidad previos a la primera etapa

Otro de los objetivos del trabajo se enfoca en la salida de la carcasa, específicamente en las velocidades. Conocer las velocidades resultaría esencial para poder continuar con un trabajo a futuro y de igual manera poder desarrollar estudios más a fondo. Por ello, el punto crítico del trabajo resultó en los resultados obtenidos en esta parte y que se mostrarán a continuación. En la figura 5.8 se presenta de manera visual la zona de salida de la carcasa con sus contornos de velocidad.

Para la figura 5.8a correspondiente al modelo carcasa idealizado podemos comentar que los resultados fueron los siguientes: En valores cercanos a 90° las velocidades altas son predominantes en valores cercanos a los 148 m/s y disminuyendo en valores cercanos a los 123 m/s. Para el resto entre 0° y 270° se observa cómo los valores continúan disminuyendo hasta valores cercanos a los 49 m/s cerca de los 180° . Cabe hacer un énfasis en que en los 270° donde los planos medios mostraban una vorticidad, la salida marca su inicio de reducción de velocidades hasta los 180° . Se debe recordar que en secciones anteriores donde se analizó los campos vectoriales de velocidad, se hizo el comentario que el fluido tiene una tendencia a moverse en un sentido antihorario. En este aro podemos notar que las velocidades siguen de igual manera esa tendencia.

En la figura 5.8b y 5.8c pueden observarse los modelos reales y NACA respectivamente. En estas figuras haciendo un análisis de manera visual es muy poca la diferencia que se aprecia. A grandes rasgos se comenta lo siguiente: Para ambas figuras a valores cercanos a 90° predominan velocidades cercanas a 100 m/s. Conforme el fluido avanza en un sentido antihorario los valores disminuyen. A partir de los 0° comienza una reducción a valores cercanos a 74 m/s. Las zonas donde los planos medios mostraban los vórtices a los 270° es la zona donde la velocidad se reduce. Valores que oscilan entre los 25 m/s y 49 m/s en la zona de los 180° .

En conclusión, las imágenes generan una idea rápida de cómo es que la velocidad se comporta a la salida de la carcasa, pero no es suficiente. Los últimos dos modelos tienen un cambio casi imperceptible visualmente hablando.

La siguiente sección mostrará cómo estos cambios, aunque muy pequeños, existen y cómo las gráficas nos ayudan a complementar esto.

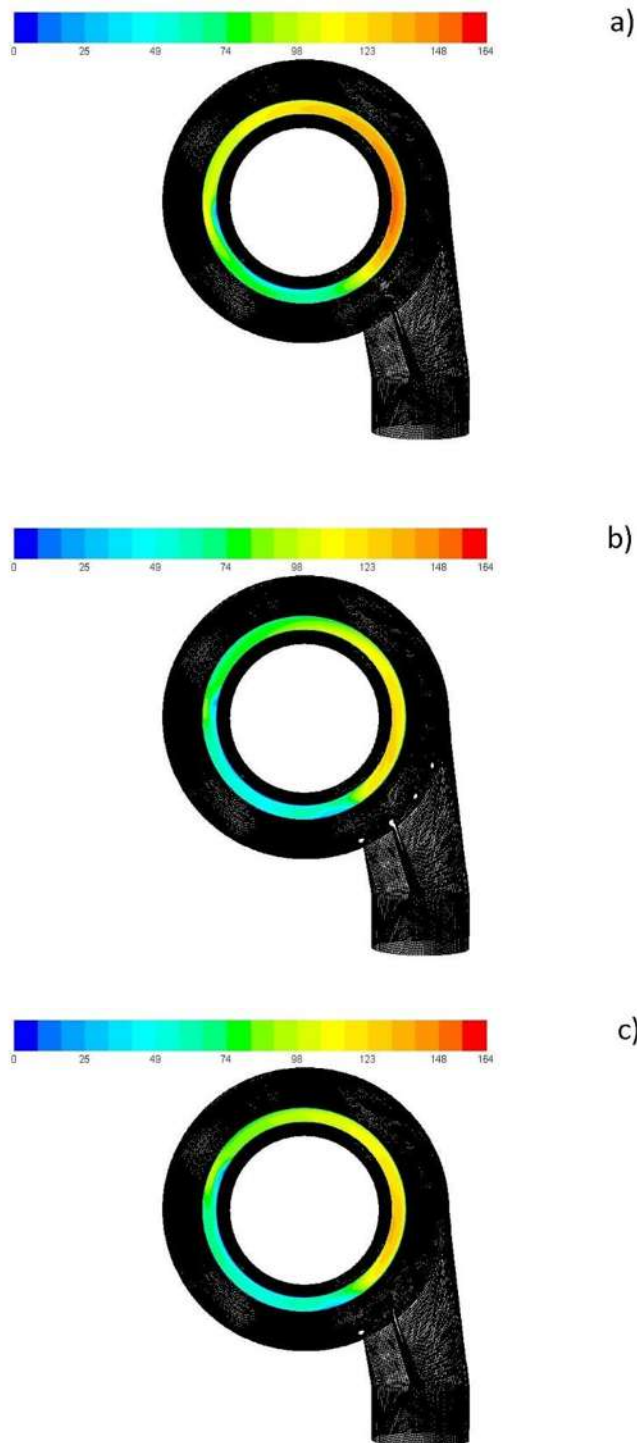


Figura 5.8 Contornos de velocidad en la zona de salida. a) Modelo carcasa ideal, b) modelo real y c) modelo NACA. (Unidades en m/s)

5.2.5 Análisis gráfico.

Todo el conjunto de imágenes de la sección anterior facilita la tarea de apreciar los cambios visualmente. Algunas ventajas son notar cambios de manera rápida sin un análisis a fondo, pero en casos como la figura 5.8 resulta más complicado. Para ello en esta sección se complementan los resultados con gráficas. Los valores son precisos y con una mayor sensibilidad para poder percibir los cambios.

Los datos extraídos corresponden a la nomenclatura mostrada en la figura 5.4 en su totalidad y es necesario tenerla en cuenta en todo momento. El análisis de los resultados de las gráficas se presenta como un conjunto de los tres modelos para facilitar su interpretación. Cabe resaltar que, de acuerdo a la revisión de la literatura en trabajos de esta índole se optó por hacer uso de este tipo de gráficas para mostrar los datos.

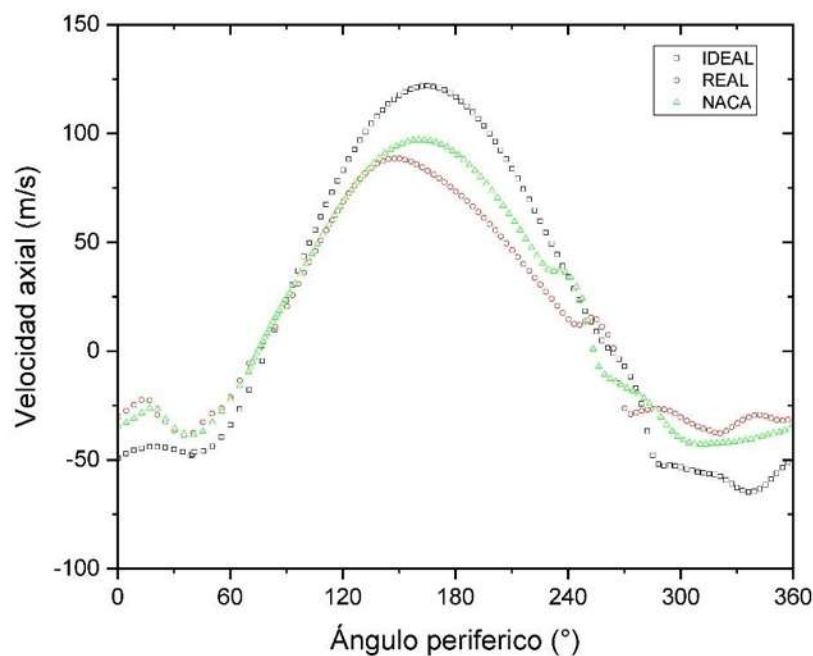


Figura 5.9 Velocidad axial contra ángulo periférico medido sobre la línea de referencia a la salida de los tres modelos de la carcasa

La figura 5.8 muestra como son los contornos de velocidad distribuidos a la salida de la carcasa. La magnitud de la velocidad que ANSYS Fluent muestra una componente formada por la velocidad axial, tangencial y radial. Por ello complementar con las gráficas resulta beneficioso. Recordemos que esta zona es también la entrada a la primera etapa de álabes. Por lo que los datos extraídos de aquí resultan cruciales para poder conocer cómo es que el fluido entra hacia el álabe. Ya que, debido a la complejidad del fenómeno, llevar a cabo una

simulación carcasa-rotor fue una idea descartada desde un inicio. Esto deja abierta las puertas para una diversidad de trabajos en el futuro.

La primera gráfica mostrada en la figura 5.9 nos muestra la distribución de la velocidad axial a la salida de la carcasa de los tres modelos, medidos en la línea de referencia de la figura 5.4 y graficando la velocidad como una magnitud. Se comenta lo siguiente.

Para el ángulo periférico de 0° se inicia tomando en cuenta los valores 25 y 50 m/s negativos para los tres modelos. Debe recordarse que el signo negativo hace referencia al sentido del vector medido en el nodo y no a la magnitud. Teniendo un máximo en 180° donde claramente se aprecia que el modelo carcasa ideal marca un valor promedio cercano a los 125 m/s. Posteriormente la línea que viene por debajo resulta ser el modelo de la carcasa NACA con un valor máximo cercano a los 100 m/s. El modelo carcasa real con un valor máximo cercano a los 85 m/s. Hace falta comentar, que la velocidad axial para dicho modelo es en una posición normal al plano de salida, de igual manera en un ángulo de 90° medido en referencia a la entrada del fluido. Finalmente, en la zona de los 270° a los 360° se observa como las velocidades se intercambian y ahora la línea que posee los valores más altos resulta ser el modelo carcasa real, seguido por el modelo NACA y finalmente el modelo idealizado. Recalcando la idea que el modelo idealizado sigue dominando en los valores absolutos. Esto plantea una mejor visión de que el modelo propuesto mejora en comportamiento, siendo más estable y sin tantos cambios geométricos significativos comparados con sus otras dos contrapartes.

La siguiente gráfica mostrada es para la velocidad tangencial. En la figura 5.10 tenemos lo siguiente: A primera vista, se aprecia claramente un aglomeramiento de las tres gráficas, con un comportamiento muy peculiar. Iniciando con valores de 50 m/s las tres, alcanzando un valor máximo aproximado de 85 m/s en 60° para posteriormente tener una caída hasta los 150 m/s negativos en 90° . A partir de los 90° inicia un crecimiento y pasando por una zona de estabilidad, con valores constantes de 50 m/s negativos hasta los 250° . De nueva cuenta se observa un incremento a valores cercanos a los 85 m/s en 270° . Finalmente la gráfica tiene un comportamiento de bajada y tomando un comportamiento de valores constantes de 50 m/s hasta los 360° .

Aquí ocurre un comportamiento previamente considerado en la literatura. La velocidad axial tiene una tendencia a reducir su valor conforme la velocidad tangencial aumenta. Esto puede deberse a que el fluido tiene una tendencia a homogenizar conforme se acerca la zona de extracción, ya que las zonas más bajas de la carcasa son más sensibles a la vorticidad (Wensong Xue, 2021).

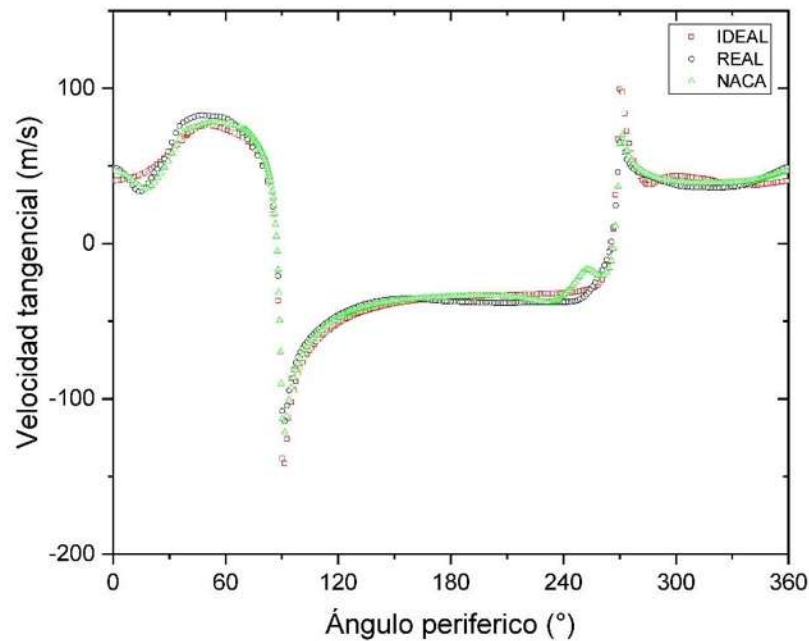


Figura 5.10 Grafica de velocidad tangencial contra ángulo periférico para los tres modelos de carcasa. Datos extraídos en línea de referencia a la salida de la carcasa.

Una de las velocidades que poco interés tiene durante los trabajos encontrados en la literatura es la velocidad radial. Para nuestro caso, se decidió extraer la gráfica para conocer cómo el fluido se comporta y poder comparar. De la figura 5.11 se encontró lo siguiente: Una gráfica con un comportamiento de igual manera peculiar. Una gráfica con tendencia a oscilar. Los tres casos inician con valores negativos aproximadamente de 25 m/s. Teniendo un decremento hasta los 90° con un valor mínimo de 150 m/s negativos. A partir de este punto, se nota una dispersión de los puntos y pocos datos. Hay que aclarar que estos valores son un promedio en una línea en específico por ello la escases de datos que puede percibirse. Para la zona de los 120° el máximo valor de velocidad es alcanzado por el modelo idealizado con un valor cercano a 125 m/s. Seguido del modelo NACA y finalmente el modelo real con valores inferiores de 100 m/s. Con una caída hasta los 270° se percibe un segundo valor mínimo del modelo idealizado de 100 m/s negativo, después de éste aparece el modelo NACA y por último el modelo real. Para la recta final se alcanza un segundo máximo en el modelo ideal en 90 m/s, le sigue el modelo NACA y al final el modelo real. Y para concluir volvemos a un valor cercano a 25 m/s negativo.

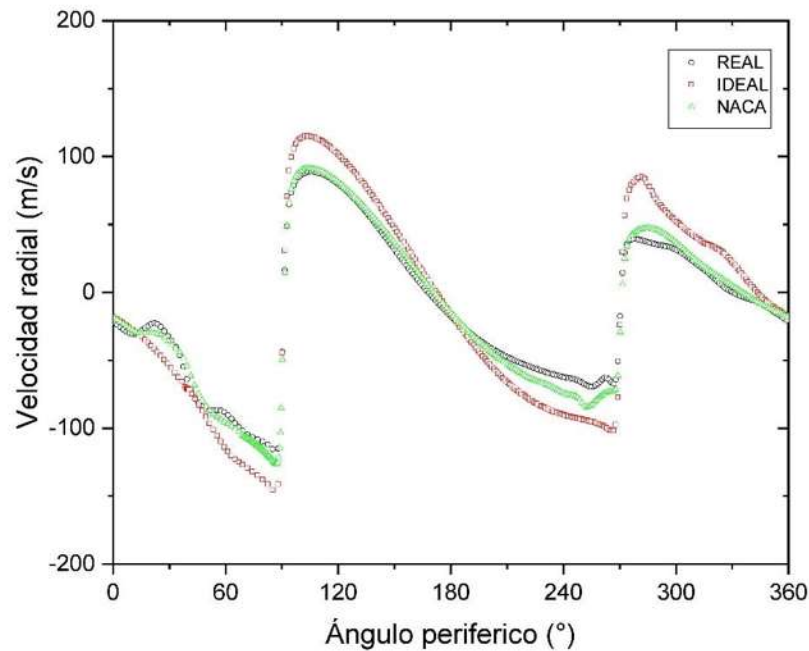


Figura 5.11 Grafica de velocidad radial contra ángulo periférico para los tres modelos de carcasa. Medido sobre la línea de referencia a la salida de la carcasa.

Graficar ayuda en gran parte, ya que conocer los datos a simple vista resulta complicado y es importante conocer cómo el fluido se comporta dentro de la carcasa. En conclusión, se puede comentar que los resultados del modelo NACA propuesto como una mejora resultan favorables, cumpliendo así los objetivos planteados para el trabajo. A pesar, de que el presente trabajo presenta muchas idealizaciones, estas gráficas y los datos obtenidos ayudan bastante a conocer los campos de las velocidades y dejan muchas puertas abiertas a continuar con el estudio y sobre todo el comportamiento tan peculiar que tienen las velocidades en este tipo de elementos.

La velocidad axial, tangencial y radial en conjunto conforman una magnitud de velocidad (referida así en la guía de ANSYS Fluent), ya que estas tres sólo son componentes. Para ello la figura 5.12 concluye lo ya presentado en las tres gráficas anteriores y nos dan una idea bastante más clara de que sucede a la salida de la carcasa.

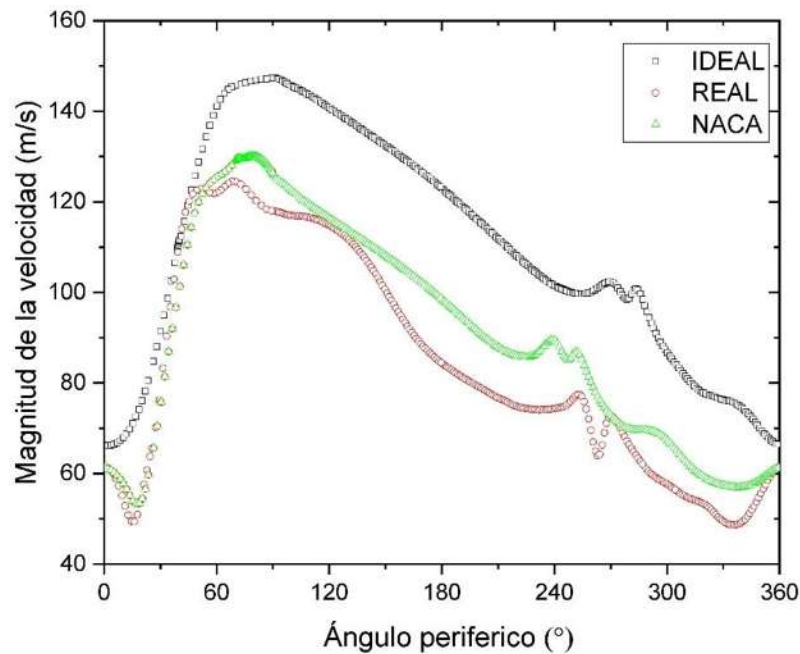


Figura 5.12 Magnitud de la velocidad contra ángulo periférico para los tres modelos de la carcasa. Valores considerados sobre la línea de referencia de la salida de la carcasa.

La carcasa modelo ideal muestra el valor más alto para el ángulo de 0° , seguido de los modelos real y NACA, con valores de 68 m/s, 62 m/s y 61 m/s respectivamente. La velocidad muestra una tendencia a descender, alcanzando valores mínimos locales únicamente para los modelos carcasa real y el modelo NACA con valores de 50 m/s ambos. Después de esto, rápidamente aumenta alcanzando sus valores máximos para los tres casos. El modelo ideal sobresale con un valor cercano a 150 m/s, el modelo NACA con un valor de 130 m/s y en último lugar el modelo real cerca de los 124 m/s. Después estos valores de velocidad máximos, inicia una pendiente de caída prolongada. Dónde cercano a los 240° se inicia una zona de inestabilidad con una curva de subida y bajada de valores. Se nota incluso un segundo máximo para los tres casos. El modelo ideal con un valor de 110 m/s, el modelo NACA con 90 m/s y el modelo real con 80 m/s. El descenso se inicia hasta el ángulo de 360° donde los valores reanudan a su valor inicial.

En definitiva, esta gráfica es la que proporciona una mejor visión de cómo los perfiles de velocidades para los tres modelos de las carcasas se comportan. Si bien, el modelo ideal marca un punto de referencia para los otros dos modelos, considerando que su comportamiento es el más favorecedor. Del modelo NACA se puede comentar que su comportamiento se asemeja en gran parte a la gráfica del modelo ideal solamente que en valores inferiores. Esta grafica nos abre una visión mucho más amplia de que el modelo real puede mejorarse, sin comprometer la estabilidad estructural.

5.2.6 Ángulo de salida de flujo.

Para complementar la adquisición de los perfiles de velocidad, este capítulo termina revisando un valor obtenido y que puede ser un punto crítico a futuro nombrado ángulo de flujo de salida (*outflow angle*). Los álabes de las turbinas de vapor son el alma de ésta, por ello, conocer el ángulo de salida aunque sea de una manera superficial ayudará en gran parte a saber en su totalidad cómo es que la carcasa desarrolla el fluido. Por ello, de acuerdo a la literatura el mejor valor para conocer el ángulo de flujo de salida viene dado por la ecuación:

$$\alpha_{out} = 90^\circ \pm \left(\frac{V_t}{V_a}\right)$$

Donde V_t es la velocidad tangencial y V_a es la velocidad axial (Wensong Xue, 2021) (A C Benim, 1999) (Simon Hecker, 2012). Donde el ángulo de flujo salida con valor $\alpha=0^\circ$ nos proporciona un flujo totalmente tangencial y con un valor de $\alpha=90^\circ$ el flujo es perfectamente axial. (A C Benim, 1999). Todo esto en el marco de referencia del modelo a estudiar para considerar el valor positivo/negativo. En el caso de estudio se considera en forma positiva. Dicho ángulo nos proporciona la inclinación previa de la velocidad que impactará al álabe. Todo esto hablando en el panorama de la teoría del triángulo de velocidades para turbomáquinas.

El ángulo de salida de flujo (α_{out}) resulta un punto de interés en diversos trabajos. Algunos de ellos empleando modelos de turbulencia (Simon Hecker, 2012), con variables como flujos máxicos y formas de carcasas diversas (Wensong Xue, 2021), para cálculos de eficiencia (Tobias J. Kalkkhaul, 2012) o para optimización de las carcasas (A C Benim, 1999). Por ello se decidió utilizarlo en el presente trabajo. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 5.13 y se comenta lo siguiente: A primer instancia lo que más sobresale son los valores máxicos. Valores en el ángulo periférico de 90° y 270° con un α_{out} cercano a los 180° . De acuerdo a la literatura, los puntos máxicos aparecen en zonas cercanas a la admisión, y conforme se aleja de la zona de admisión este valor alcanza su mínimo (Wensong Xue, 2021). Por esto se entendería que las zonas de la carcasa donde la velocidad es alta el ángulo de salida de flujo alcanzaría máxicos valores. Posterior a los 90° y previo a los 270° aproximadamente, se forma un valle donde se alcanzan valores constantes. Aquí los valores oscilan cerca de los 75° en el ángulo de flujo de salida siendo el modelo ideal el que muestra este comportamiento.

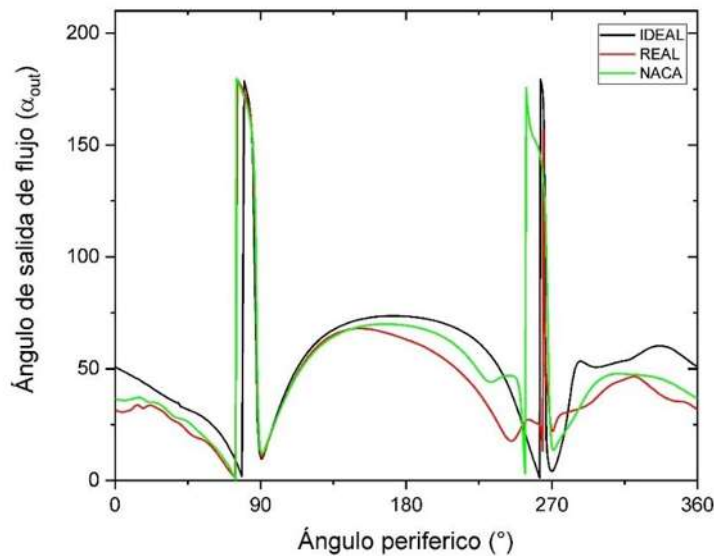


Figura 5.13. Ángulo de salida de flujo contra ángulo periférico a la salida de los tres modelos de la carcasa.

Otro punto de interés a comentar resulta ser que las gráficas para los tres modelos de la carcasa tienen un comportamiento similar con mínimos cambios. Nuevamente vemos que el modelo idealizado inicia con un valor de 50° , el modelo NACA con cerca de los 35° y el modelo real con 30° aproximadamente. El modelo idealizado sobresale de los tres, mientras que el modelo NACA permanece en segunda instancia y al final el modelo real. Esto continúa sustentando que el modelo propuesto representa una mejora, comparado con el modelo real. Este ángulo ayuda para generar un concepto de cómo el fluido tiende a salir. Debe tenerse en cuenta que este ángulo de salida tiene una amplia relación a la forma del álabe de los rotores.

Como conclusión se agregan diversos comentarios. Porque el presente trabajo está enfocado en los perfiles de velocidad y el comportamiento fluido dinámico, buscar una manera de mejorar el comportamiento de este ángulo de salida fue omitido. Se tomó la decisión de hacer uso de éste para conocer un poco más del comportamiento del fluido a la salida. Aunque se desconoce parcialmente la configuración de los álabes, este comportamiento nos da un excelente punto de partida para un estudio futuro de carcasa-rotor.

Capítulo 6. Conclusiones

6.1 Conclusiones

En resumen, se enlistan las conclusiones y comentarios finales del presente trabajo.

1. Del objetivo general se concluye que el modelo tridimensional generado resultó favorecedor. Modelar la carcasa para posteriormente generar un estudio fluido dinámico que permita recabar información para poder conocer el comportamiento del fluido a la carcasa se alcanzó.
2. De los objetivos específicos enfocados en los tirantes internos como elementos generadores de pérdidas se sabe lo siguiente. En las secciones 5.2.1, 5.2.2 y 5.2.3 los resultados recabados confirman que el modelo real presenta ciertas deficiencias específicamente en dicha zona. Los cuatro tirantes internos debido a su poca o nula forma aerodinámica, favorece en gran parte la presencia de turbulencia y por ello una caída en las velocidades del fluido que afectan en parte a la salida de la carcasa.
3. Los perfiles de velocidades como otro objetivo específico fueron obtenidos. Aunque las idealizaciones del modelo fueron consideradas, la verificación en la sección 4.3 respalda la correcta modelación. Generar datos que respalden previo a emplear un modelo a simular ayudó en gran parte a tener excelentes resultados. Una vez más se confirma lo que durante años ha venido siendo parte esencial en el área de la dinámica de fluidos computacional. La malla como elemento altamente sensible y que, en el presente trabajo, sacrificar tiempo en ello beneficia en gran parte los resultados de la simulación.
4. En último punto, se logró proponer un modelo que mejore los patrones de flujo y las velocidades a la salida de la carcasa. Sustituir los tirantes internos por perfiles NACA tuvo un beneficio en los perfiles de velocidad a la salida. Este comportamiento se viene a reafirmar en la figura 5.12. La curva del modelo ideal nos marca el punto de referencia. Y la curva del modelo NACA se aproxima tanto en comportamiento como en valores al modelo ideal. En cambio, el modelo real queda por debajo de estas dos curvas. Con estas ideas se finaliza el presente trabajo.

6.2 Limitaciones

Para este trabajo, las limitaciones fueron amplias. Lo que llevaron a una serie de contratiempos para llevar a cabo el trabajo. Aun así, se logró cumplir en tiempo y forma los objetivos. Primeramente, una de las limitaciones para el estudio fue la gran complejidad del modelo. Aunque se acortó el tiempo gracias al aporte del modelo CAD, ya que, sin este modelo, pudiera haber resultado mayormente complejo. Seguido de que, el modelo CAD poseía una diversa complejidad en cuanto a su diseño por la gran diversidad de elementos. Se pensó, que dicho modelo resultaría sencillo de limpiar, (lo presentado en el capítulo cuatro), lo cual no resultó así. Complementando la generación de la malla, esto resultó en una gran inversión de tiempo que no se tenía previsto. Y que llevó a limitar los estudios a realizar en la carcasa.

Asimismo, otra limitación que se encontró durante la realización del trabajo, fue la poca información con la que se contaba. Esto en el sentido de que la literatura no cuenta con estudios de este tipo. La abundancia de estudios en el área de los álabes ha acaparado la atención y ha dejado a un lado los estudios de las carcasas. Esto sin tener en cuenta que la carcasa es un elemento infravalorado. Y que los grandes conglomerados que diseñan las turbinas de vapor son muy herméticos en cuanto a la información conocida.

Para dar fin a esto, la última limitación encontrada para el modelo fue para poder simular de una manera más profunda y obtener una mayor cantidad de datos de salida. Ya que los datos de operación de la turbina eran muy limitados únicamente se pudo llevar a cabo una simulación enfocada en una carcasa con muchas idealizaciones. Hay que tener en cuenta que ANSYS Fluent principalmente genera datos a partir de condiciones de entrada y salida ya conocidas. Esto no descarta, que no sea capaz de realizar una simulación con únicamente condiciones de admisión (como fue el caso).

6.3 Recomendaciones del autor

Las recomendaciones del autor recaen en que el tiempo debe ser aprovechado en su máxima capacidad. Esto hablando en que se pudiera buscar o emplear softwares diversos para reducir el tiempo invertido para la etapa de mallado. Aunque resulte laborioso, esto beneficiaría los resultados aun estudiando un modelo limitado. Considérese de igual manera una verificación, ya que esto crea bases para aprovechar en su totalidad el modelo generado. Se recomendaría desarrollar un modelo carcasa rotores, previo a un estudio de la carcasa de admisión para poder aprovechar al máximo un modelo únicamente de carcasa. Esto porque los datos de salida son esenciales para una variedad de futuros trabajos. De ello resulta necesario decir, comprender de una manera clara el fluido a considerar para su estudio, ya que las turbinas son elementos que dependen de una gran parte de las propiedades del fluido y sus transformaciones energéticas.

6.4 Trabajos a futuro

Con el trabajo desarrollado, la ventana de oportunidades ahora es amplia. Con el desarrollo de un modelo el cual no se tenía previo a este trabajo, se ofrece una diversidad de estudios. En primera instancia, desarrollar un estudio de capa límite pudiera ser una excelente opción. Realizar trabajos empleando la metodología resulta viable, pero será viable ampliar el modelo ya creado. Análisis térmicos y mecánicos pudieran de igual manera ser llevados a cabo. Es importante destacar, que es fácil encontrar información en la literatura enfocados a ese tipo de estudios.

Un aspecto que se resaltó en gran parte durante la sección de los resultados, es la figura 5.13 donde el ángulo de salida de flujo es de interés. Los resultados mostrados abren una gran diversidad de estudios de optimización. La optimización puede estar enfocada haciendo referencia a dicha figura o incluso una optimización al modelo propuesto. Una optimización al modelo propuesto como mejora resultaría una tarea interesante.

Por concluir, el trabajo a futuro con una idea utópica es la verificación. Un modelo como banco de pruebas para poder llevar a cabo estudios, sería la cumbre para el presente trabajo y para los diversos trabajos futuros. Las posibilidades a desarrollar son vastas.

Bibliografía

- A C Benim, M. G. (1999). Optimization of the inlet casing of a low pressure steam turbine.,pp.693-701.
- ANSYS. (2010). *Ansyst fluent theory guide 13.0*. Pensnsylvania: SAS IP Inc.
- Arkadiusz Koprowski, D. G. (2019). Various inlet spiral geometries in 1MW steam turbine. *E3S Web Conference*. Warsaw, Poland, pp. 1-2.
- Centro Mexicano de Innovación en Energía Geotérmica. (2014). Obtenido de CeMIEGeo: <http://www.cemiegeo.org/index.php/geotermia-en-mexico>
- Challuri Anusha, G. S. (2017). Design and thermal analysis of high pressure casing of a steam turbine. *Anveshana's international journal of research engineering and applied science*, Vol 2, pp. 67-70
- Chen, S. (1979). Loss coefficient determination by water tank test and application to turbomachinery development. *ASME Paper*.
- Connor, N. (2020). *Therman Engineering*. Obtenido de <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-turbina-de-impulso-y-la-turbina-de-reaccion-definicion/>
- Dr Leonid Moroz, G. D. (2017). Integrated approach for steam turbine thermo structural analysis and life prediction at transient operations. Charlotte, NC, USA: ASME, pp.1-2.
- H K Versteeg, W. M. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics*. Essex: Pearson.
- IRENA. (2021). Obtenido de <https://www.irena.org/geothermal>
- J Ramesh, C. V. (2012). Design and analysis of hp steam turbine casing for transient state condition. *International journal of computational engineering research*, Vol.2, pp.1173-1174.
- Jiyuan Tu, G. H. (2008). *Computational fluid dynamics. A practical approach*. Elsevier.
- Kiyoshi Saito, A. S. (2006). Recent life assessment technology for existing steam turbine. *JSME International Journal*, Vol.49, pp.192-196.
- Mataix, C. (1982). *Mecanica de fluidos y maquinas hidraulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo S.A.
- Murari Singh, G. L. (2011). *Blade design and analysis for steam turbines*. Mc Graw Hill.
- Murty, V. D. (2018). *Turbomachinery. Concepts, applications and design*. Portland, US: Taylor & Francis Group LLC.

- Nicolas Herrera, S. G. (2017). Automatic shape optimization of a conical-duct diffuser using a distributed computing algorithm. *Springer*, pp.5-6.
- NOTIMEX. (17 de Mayo de 2020). *Forbes Mexico*. Obtenido de <https://www.forbes.com.mx/economia-mexico-energia-renovable-sener/>
- Oro, J. M. (2012). *Tecnicas numericas en ingenieria de fluidos*. Barcelona: Reverte.
- Paz, S. P. (2013). El perfil alar y su nomenclatura NACA. *Ciencia y poder aereo*.
- Richter, A. (10 de Enero de 2022). *Think Geoenergy*. Obtenido de <https://www.thinkgeoenergy.com/thinkgeoenergys-top-10-geothermal-countries-2021-installed-power-generation-capacity-mwe/>
- Sievert, R. (2006). *Analyse der Einflussparameter auf die Strömung im Eintritt von Niederdruck-Dampfturbine*. Alemania.
- Simon Hecker, A. R. (2012). Steam turbine inlet geometry from a structural and fluid dynamics point of view. (pág. 9). Copenhagen, Denmark: ASME , pp.1-9.
- Stefan aus der Wiesche, F. J. (2018). *Handbuch Dampfturbinen*. Wiesbaden: Springer.
- Tobias J. Kalkkhaul, D. E. (2012). Numerical analysis of partial admission flow in an industrial steam turbine. *ASME Turbo Expo*. Copenhagen: Denmark, pp. 1-2.
- Wakeley, G. R. (1997). *The optimisation of steam turbine desing*. New Castle.
- Wensong Xue, Y. C. (2021). Experimental measurements and numerical investigations on the aerodynamic performance and internal flow fields of tangential admission volutes for steam turbines. *Turbomachinery technical conference and exposition*. Virtual, Online: ASME.
- White, F. M. (2004). *Mecanica de fluidos*. Madrid: Mc Graw Hill.
- Wilcox, D. C. (1993). *Turbulence modeling for CFD*. California: DCW Industries.
- Yunus A Cengel, M. A. (2012). *Termodinamica*. Nevada, Reno: Mc Graw Hill.