

ANÁLISIS DEL FLUJO EN LA TURBINA DE UN TURBOCARGADOR POR  
MEDIO DE CFD

JORGE SEBASTIÁN MONTAÑA ESPINOSA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA  
FACULTAD DE INGENIERIAS  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.  
2019

ANÁLISIS DEL FLUJO EN LA TURBINA DE UN TURBOCARGADOR POR  
MEDIO DE CFD

JORGE SEBASTIÁN MONTAÑA ESPINOSA

Proyecto integral de grado para optar por el título de:  
INGENIERO MECÁNICO

Director:

JUAN FELIPE GIRALDO AVILA  
Msc. Ingeniero Mecánico.

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.  
2019

Nota de aceptación:

---

---

---

---

---

---

---

Ing. Gabriel H. Rivera R.  
Presidente del jurado

---

Ing. Libardo Mendoza G.  
Firma del jurado 1

---

Ing. Eric Fabián Navarro A.  
Firma del jurado

Bogotá D.C., Febrero del 2019

## DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio César Fuentes Arismendi

Director Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y los docentes no son responsables por las ideas y conceptos emitidos en el presente documento. Estos corresponden únicamente al autor.

## DEDICATORIA

Este proyecto está dedicado a mi familia, a mi madre Martha, mi padre Jorge y mi hermana Laura, sin dejar de lado mis mascotas, pues han sido un apoyo fundamental e incondicional en el desarrollo de este trabajo, porque han inculcado en mí el escepticismo y las ganas de investigar; son el motor y la inspiración de mi vida.

## AGRADECIMIENTOS

Doy gracias a mi familia, mi padre Jorge, mi madre Martha y mi hermana Laura, pues son las personas más importantes en mi vida, con las que he aprendido muchísimo y me han motivado durante el transcurso de mi carrera.

Le agradezco a la Universidad de América por permitirme desarrollar este proyecto y por formarme para ser un profesional con ética y valores.

Al comité del proyectos de grado, al orientador Gabriel Rivera y a mi director Juan Felipe Giraldo.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	15
1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	17
1.1 FUNCIONAMIENTO Y APLICACIONES DEL TURBOCARGADOR	18
1.2 TURBINA	19
1.2.1 Análisis de la velocidad	20
1.2.2 Termodinámica	22
1.2.3 Propiedades del flujo en el rotor	24
1.2.4 Mapas de desempeño de la turbina	28
1.3 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL EN TURBOMAQUINARIA	30
1.3.1 Modelado del flujo en la turbina	31
1.3.2 Modelos de turbulencia	33
1.3.3 Estrategias de modelamiento del rotor	35
2. PRE PROCESADO	37
2.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO PROPUESTO	37
2.1.1 Geometría	38
2.1.2 Características	39
2.2 MALLADO	41
2.3 CONDICIONES DE FRONTERA	46
3. PROCESADO	49
3.1 DISCRETIZACIÓN	49
3.2 CONCEPTOS DE PRECISIÓN NUMÉRICA E INCERTIDUMBRE	50
3.2.1 Verificación y validación	50
3.2.2 Incertidumbre y error	51
3.2.3 Calibración y predicción	52
3.3 INDEPENDENCIA DE MALLA	52
3.4 SIMULACIONES DEL FLUJO EN LA TURBINA	61
3.4.1 Condiciones de flujo estable apertura alabes 20%	61
3.4.2 Condiciones de flujo estable apertura alabes 40%	62
3.4.3 Condiciones de flujo estable apertura alabes 60%	63
4. POS PROCESADO DE LA SIMULACIÓN	64
4.1 RESULTADOS SIMULACION APERTURA 20%	64
4.1.1 Comparación mapa de desempeño simulado vs experimental	65
4.1.2 Error porcentual	66
4.1.3 Mapa potencia generada vs gasto másico corregido	67
4.2 RESULTADOS SIMULACION APERTURA 40%	68
4.2.1 Comparación mapa de desempeño simulado vs experimental	69



4.2.2	Error porcentual	70
4.2.3	Mapa potencia generada vs gasto másico corregido	71
4.3	RESULTADOS SIMULACION APERTURA 60%	72
4.3.1	Comparación mapa de desempeño simulado vs experimental	73
4.3.2	Error porcentual	73
4.3.3	Mapa potencia generada vs gasto másico corregido	74
5.	ESTUDIO DE FLUJO TRIDIMENSIONAL	79
5.1	ESTATOR	80
5.1.1	Estator 20%	81
5.1.2	Estator 60%	83
5.2	ROTOR	86
5.2.1	Apertura estator 20%	86
5.2.2	Apertura estator 60%	94
5.3	Velocidad axial	101
6.	CONCLUSIONES	103
7.	RECOMENDACIONES	106
	BIBLIOGRAFIA	108

## LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Corrección de las variables medidas para la representación del mapa de turbina	29
Cuadro 2. Características geométricas de la turbina de geometría variable.	38
Cuadro 3. Ángulos de apertura estator.	41
Cuadro 4. Detalles de la malla	44
Cuadro. Propiedades del aire.	55
Cuadro 6. Parámetros de simulación.	55
Cuadro 7. Características de la malla seleccionada.	60
Cuadro 8. Puntos de operación apertura 20%.	61
Cuadro 9. Puntos de operación apertura 40%.	62
Cuadro 10. Puntos de operación apertura 60%.	62
Cuadro 11. Puntos de operación análisis flujo tridimensional.	79

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Representación esquemática del turbocargador.	18
Figura 2. Estator.	19
Figura 3. Diagrama y triangulo de velocidades de una turbina radial en su punto de diseño.	20
Figura 4. Campo fluido entrada rotor.	25
Figura 5. Modelo CAD turbina turbocargador GARRET GT 1749v.	37
Figura 6. Plano X-Y Modelo turbina.	39
Figura 7. Plano X-Z Modelo turbina.	39
Figura 8. Sistema de referencia alabes del estator.	40
Figura 9. Máxima posición de apertura 100% en grados.	41
Figura 10. Malla no estructurada triangular.	42
Figura 11. Vista superior modelo enmallado.	43
Figura 12. Vista de lado modelo enmallado.	44
Figura 13. Corte frontal del modelo enmallado.	45
Figura 14. Detalle de la capa limite en los alabes del rotor.	45
Figura 15. Detalle de la inflación de los álabes del estator.	46
Figura 16. Esquema condiciones de frontera en el domino.	47
Figura 17. Método centrado en los vértices.	49
Figura 18. Contorno de $y^+$ en el dominio.	57
Figura 19. Contorno presión turbina 20%.	64
Figura 20 Contorno velocidad turbina 20%.	65
Figura 21. Contorno presión turbina 40%.	68
Figura 22. Contorno velocidad (izq) turbina 40%.	69
Figura 23. Contornos número de Mach turbina 40%	69
Figura 24. Contorno presión turbina 60%.	72
Figura 25. Contorno velocidad turbina 60%.	72
Figura 26. Plano estator.	78
Figura 27. Planos rotor.	79
Figura 28. Contornos presión (arriba) y numero de mach (abajo) Estator 20% primer punto de operación.	80
Figura 29. Contornos presión (arriba) y numero de mach (abajo) estator 20% segundo punto de operación	81
Figura 30. Contornos presión (arriba) y numero de mach (abajo) estator 20% tercer punto de operación.	82
Figura 31 Contornos presión (arriba) y numero de mach (abajo) estator 60% primer punto de operación.	83
Figura 32 Contornos presión (arriba) y numero de mach (abajo) estator 60% segundo punto de operación.	84
Figura 33. Contornos presión (arriba) y numero de mach (abajo) estator 60% tercer punto de operación.	85

Figura 34. Contornos presión (arriba) y vectores de velocidad (abajo) Estator 20% primer punto de operación, plano entrada.	86
Figura 35. Contornos presión (arriba) y vectores de velocidad (abajo) Estator 20% primer punto de operación, plano medio.	87
Figura 36. Contornos presión (arriba) y vectores de velocidad (abajo) Estator 20% primer punto de operación, plano salida.	88
Figura 37. Contornos de presión segundo punto de operación.	89
Figura 38. Contornos de velocidad segundo punto de operación.	90
Figura 39. Contornos de presión tercer punto de operación.	91
Figura 40. Contornos de velocidad tercer punto de operación.	92
Figura 41. Contornos presión primer punto de operación, estator 60%.	93
Figura 42. Contornos velocidad primer punto de operación, estator 60%.	94
Figura 43. Contornos presión segundo punto de operación, estator 60%.	95
Figura 44. Contornos de velocidad segundo punto de operación, estator 60%.	96
Figura 45. Contornos de presión tercer punto de operación, estator 60%.	97
Figura 46. Contornos de velocidad tercer punto de operación, estator 60%.	98
Figura 47. Contornos velocidad axial apertura 20% (der) y apertura 60% (izq).	100

## LISTA DE GRÁFICAS

	pág.
Gráfica 1. Proceso de expansión en la turbina en diagrama h-s.	23
Gráfica 2. Mapa de desempeño de la turbina de geometría variable GARRETT GT 1749V.	30
Gráfica 3. Error RMS Momento y Masa.	53
Gráfica 4. Punto de monitoreo: Presión en la salida del dominio.	54
Gráfica 5. Desequilibrio de masa en el dominio.	54
Gráfica 6. Independencia de malla, variable flujo másico corregido.	58
Gráfica 7. Independencia de malla, variable presión de entrada.	59
Gráfica 8. Error porcentual simulaciones.	60
Gráfica 9. Mapa de desempeño turbina 20%.	65
Gráfica 10. Error porcentual relación de expansión 20%.	66
Gráfica 11. Error porcentual flujo masico corregido 20%.	67
Grafica 12. Potencia vs Flujo másico corregido turbina 20%.	67
Gráfica 13. Mapa de desempeño turbina 40%.	70
Gráfica 14. Error porcentual relación de expansión 40%.	70
Gráfica 15. Error porcentual flujo masico corregido 40%.	71
Grafica 16. Potencia vs Flujo másico corregido turbina 40%.	71
Gráfica 17. Mapa de desempeño turbina 60%.	73
Gráfica 18. Error porcentual relación de expansión 60%.	74
Gráfica 19. Error porcentual flujo masico corregido 60%.	74
Grafica 20. Potencia vs Flujo másico corregido turbina 60%.	75
Gráfica 21. Eficiencia total-estática para diferentes aperturas en la turbina.	77
Gráfica 22. Correlación coeficiente de carga vs coeficiente de flujo para diferentes eficiencias.	99

## RESUMEN

La caracterización y el entendimiento del desarrollo del flujo en las turbinas y compresores de las turbomáquinas, tienen dos enfoques: el primero experimental basado en una metodología realizada en bancos de pruebas con instrumentación y equipos para la medición de las variables globales importantes; el segundo enfoque, que usualmente es un complemento para el procedimiento experimental, el que utiliza la herramienta computacional conocida como dinámica de fluidos computacional (Conocido como CFD, de sus siglas en inglés “Computational Fluid Dynamic”). Este proyecto analizó los fenómenos característicos al interior de una turbina radial. El diseño que se analizó fue la turbina del turbocargador Garrett GT 1749v.

El proyecto empieza con un capítulo completamente teórico, explicando la termodinámica, los triángulos de velocidad, el desarrollo del flujo en turbinas radiales y sus coeficientes de flujo y carga. También se da la teoría concerniente al CFD, las ecuaciones de gobierno y cómo se utiliza esta herramienta en el análisis de turbomaquinaria. Se analizó una turbina de tipo radial y de geometría variable.

Este tipo de simulaciones suelen dividirse en tres etapas, la primera es la etapa de pre-procesado, en donde se determina la geometría del dominio computacional, donde se definió el posicionamiento angular de los álabes del estator, la selección de la tipología de la malla, del modelo de turbulencia, los métodos de condiciones de frontera y la estrategia de modelamiento del rotor.

La segunda etapa es la del procesado, en donde se realizó un acercamiento teórico a la discretización que emplea el software que se utiliza, también se especificaron conceptos concernientes a la validación y verificación de las simulaciones CFD.

La última etapa consiste en el pos-procesado de las simulaciones, es decir, en donde se obtuvo los mapas de rendimiento de la turbina, de flujo másico corregido y de potencia, y se estableció la comparación con los resultados experimentales para calcular el error porcentual.

Finalmente, como parte del pos procesado se realiza un análisis del flujo tridimensional en el estator y el rotor, con el objetivo de entender el comportamiento en esta geometría específica.

**PALABRAS CLAVE:** Dinámica de fluidos computacional, turbina radial, flujo estable, geometría variable, campo fluido, mapas de desempeño, aerodinámica.

## INTRODUCCIÓN

En la sobrealimentación de un motor de combustión interna inciden diversos factores relacionados directamente a la máquina que genera esta sobrealimentación, esta máquina es el turbocargador o turbocompresor. Los turbocargadores son una tecnología de gran importancia en la industria automotriz, y particularmente para motores diésel<sup>1</sup>. En un motor de combustión interna, la energía de los gases de escape es acerca del 30-40% de la energía liberada en la combustión<sup>2</sup>. La turbina en este tipo de máquinas, está dispuesta para que trabaje bajo un fluido compresible, que en este caso son los gases de escape del motor, y es la encargada de extraer la energía del fluido y convertirla en trabajo, a través del estator y el rotor. Cuando el flujo pasa a través del rotor, este tiene una gran velocidad tangencial que al impactar sobre los alabes causan el giro del rotor. El giro del rotor va a conducir la turbina del compresor, que es utilizado para aumentar la densidad de aire admitido al cilindro, por lo tanto se genera una combustión más óptima, y si esto sucede el consumo de combustible disminuye. Además la generación de gases nocivos para el ambiente se reduce.

El turbocargador que se analiza en este proyecto es un turbocargador de turbina radial y de geometría variable (VGT). Las partes que componen el grupo de expansión del turbocargador son la voluta, el estator y el rotor. En los turbocargadores de geometría variable los álabes del estator son móviles y tienen diversos porcentajes de apertura que varían dependiendo del régimen del motor. Los turbocargadores de geometría variable (VGT) fueron diseñados para incrementar el impulso de presión a bajas velocidades, reducir el tiempo de respuesta, incrementar el torque disponible, reducir emisiones del motor, mejorar el ahorro de combustible y aumentar el rango de funcionamiento general del turbocargador.

El análisis del flujo en la turbina radial del turbocargador GARRET GT 1749v de geometría variable por medio de una herramienta computacional como es el CFD, es un método que se ha utilizado en investigaciones anteriores y con diversos diseños de turbina para lograr entender el comportamiento y así optimizar su rendimiento, por medio de mapas de rendimiento que relacionan variables que son inherentes al funcionamiento y permiten establecer relaciones con el torque y la eficiencia del sistema. Además los datos y mapas logrados a través de una metodología CFD, por simulación han sido concordantes con los datos experimentales obtenidos en bancos de pruebas, exclusivamente para este fin. Además de establecer una comparación entre mapas de rendimiento, el proyecto tiene en cuenta un estudio de flujo tridimensional en el rotor y el estator en dos

---

<sup>1</sup> ARCAKLIOGLU, and E. CELIKTEN, I. A diesel engine's performance and exhaust emissions. In: Applied Energy 80.1. 2005 p. 12

<sup>2</sup> PAYRI, F. and DESANTES, J. Motores de combustión interna alternativos. Reverte, 2011

diferentes aperturas de álabes, en tres puntos de operación distintos, para así observar la evolución del flujo.

El CFD para la turbomaquinaria es utilizado ampliamente para este fin es por eso que el objetivo principal del proyecto es “Analizar el comportamiento fluido en la turbina del turbocargador por medio de CFD”. Y para lograr alcanzar esta meta es necesario plantear unos objetivos específicos que son:

- Analizar la información sobre investigaciones realizadas en el campo de la simulación de fluidos en turbinas
- Analizar las técnicas de simulación por dinámica de fluidos computacional y sus implicaciones en el proyecto
- Analizar la configuración necesaria para realizar la simulación CFD de la turbina, utilizando el software ANSYS FLUENT 19.0 con licencia académica.
- Realizar las simulaciones del flujo en la turbina, según las condiciones de flujo establecidas
- Obtener los mapas de rendimiento de la turbina, para cada porcentaje de apertura, velocidad, gasto másico y relación de expansión propuesto.
- Comparar los resultados obtenidos en las simulaciones con los obtenidos por el mapa de rendimiento de la turbina del turbocargador, que suministran los experimentos en banco de pruebas.
- Realizar estudio del flujo tridimensional en el rotor y estator.

El alcance de este proyecto consiste en realizar una comparación entre el resultado de las simulaciones en la turbina del turbocargador, por medio del mapa de rendimiento, con el mapa logrado experimentalmente. Cabe resaltar que no se realizarán ensayos experimentales al turbocargador en consideración, sino se limita a disponer de los mapas de rendimiento de la turbina, que proporcionan los experimentos en banco de pruebas.



## 1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

En el presente capítulo se contextualiza acerca de los fundamentos teóricos de las turbinas radiales el funcionamiento, la termodinámica, el análisis de la velocidad, se explica cómo se desarrolla el flujo interno en una turbina y la obtención de los coeficientes que determinan las condiciones en las que opera la turbina. Finalmente se explican los fundamentos de la dinámica de fluidos computacional y los parámetros normalmente utilizados en el modelamiento de turbomaquinaria, en aras del cumplimiento de los dos primeros objetivos.

Las turbomáquinas son dispositivos que intercambian energía entre un flujo de fluido y un mecanismo rotatorio, ejemplos de estos dispositivos son los motores de los aviones y las turbinas eólicas. En 1905 el ingeniero suizo Alfred Buechi, quién se encontraba trabajando con la compañía suiza Sulzer AG, patentó por primera vez un motor compuesto altamente sobrealimentado. El turbogrupo estaba compuesto de un compresor axial multi etapa y una turbina axial multi etapa, montadas sobre un eje común que alimentaba un motor diésel cuatro tiempos. Esencialmente Buechi fue el que dio el punto de partida en torno al desarrollo y utilización en la industria, aviación y automoción de los turbocargadores. La evolución de estas turbo máquinas ha sido trascendental en pro de mejorar su eficiencia, adecuación y rendimiento global con el motor. De modo que se han desarrollado diversos tipos de turbocargadores, por ejemplo, se tienen los de geometría fija y los de geometría variable, que se desarrollaron principalmente para que se comporte con una mayor eficiencia bajo los diferentes regímenes del motor<sup>3</sup>. Por otro lado el diseño de la turbina puede variar, las más utilizadas son las radiales, pero también se tienen turbinas axiales y de flujo mixto.

Los turbocargadores o turbocompresores son incorporados a los motores de combustión interna para generar la sobrealimentación lo que permite aumentar la potencia del motor evitando la necesidad de incrementar sus dimensiones. Es por ello que la investigación en este tipo de turbo máquinas está en aumento para optimizar su diseño y lograr mejores rendimientos.

Para lograr la sobrealimentación en motores es necesario incrementar el volumen de aire que ingresa normalmente a la cámara de combustión en motores de aspiración normal o natural. Este es el punto donde la sobrealimentación interviene. Porque la cantidad de aire que se introduce a la cámara de combustión genera una combustión completa lo que aumenta el par producido hasta 40%<sup>4</sup>, disminuye el consumo de combustible y reduce los gases contaminantes.

---

<sup>3</sup> FENELEY, A. PESIRIDIS, A. and ANDWARI, A. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review. En: RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS. Dec. p. 961

<sup>4</sup> ARCAKLIOGLU, and E. CELIKTEN, I. A diesel engine's performance and exhaust emissions. In: Applied Energy 80.1. 2005 p. 13

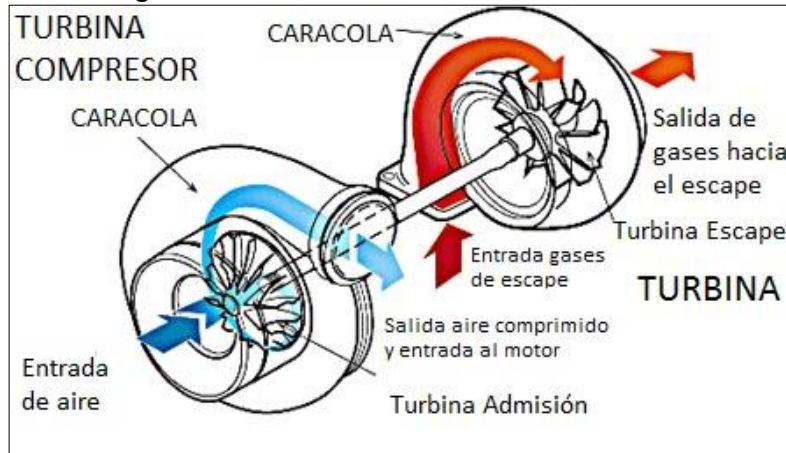
## 1.1 FUNCIONAMIENTO Y APLICACIONES DEL TURBOCARGADOR

La tecnología más básica de turbocargador es la convencional, es decir los de geometría fija, que consisten en una turbina radial con un estator de álabes fijos, que en su mayoría están colocados en la posición que genera una mayor eficiencia a el grupo de expansión. Los VGT son turbocargadores que tienen diversos métodos para alterar su geometría ya sea la de la voluta o la de la entrada al rotor. Y tienen en ocasiones un componente adicional que es el turbocompound.

El funcionamiento principal de un turbocargador acoplado a un motor es el ilustrado en la Figura 1, en donde los gases generados en la combustión, es decir los de escape, se hacen pasar en primer lugar por una voluta que es la que se encarga de darle dirección al fluido para luego dirigirse al estator, cuyos álabes son móviles (geometría variable) que aumentan la velocidad del flujo, a la salida de éste el fluido toma una dirección y velocidad que provoca que el rotor gire a altas velocidades.

Este par producido por el intercambio de energía entre el flujo de gases de escape hacia el rotor, es conducido por medio de un eje común hacia el compresor, el cual realiza la compresión de aire lo que aumenta la densidad y presión del aire, este aumento de presión realizado en el compresor y el proceso de recuperación, aumentan la temperatura del aire, el cual es enfriado en un intercambiador de calor impulsado por el motor<sup>5</sup>. Posteriormente el aire comprimido es conducido de vuelta a la cámara de combustión.

Figura 1. Representación esquemática del turbocargador



Fuente. Diagrama turbo Garrett. [En línea]  
[https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/catalog/Garrett\\_Catalog\\_V5.pdf](https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/catalog/Garrett_Catalog_V5.pdf)

<sup>5</sup> PAES, Mónica. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbo grupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p. Trabajo final de grado. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos. p 15

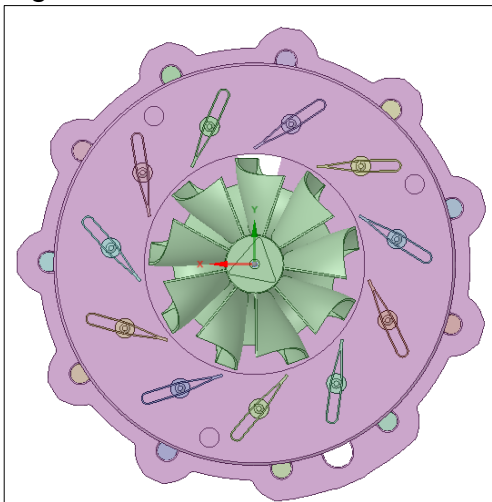
## 1.2 TURBINA

La etapa de expansión de la turbina, la cual se analiza en este proyecto, consta de tres elementos fundamentales y que cumplen una función principal para lograr generar el requerimiento esencial de una turbina que es: debe suministrar la potencia requerida por el compresor sin imponer una contrapresión alta en el motor, es decir, manteniendo unos valores elevados de eficiencia.

En los turbocargadores de geometría variable se tiene dos tipos de diseños de turbina de flujo compresible axiales o radiales, en las radiales, que es la que se analiza en el proyecto, los gases de escape inciden radialmente (perpendicularmente a los álabes del rotor) y salen axialmente (redirección de  $90^\circ$  por los álabes). Las turbinas axiales trabajan lo opuesto a las radiales, en donde el flujo entra al rotor axialmente y salen en dirección radial. En la turbina axial el flujo del gas entra en un ángulo cero al rotor, lo que minimiza el esfuerzo mecánico en los álabes<sup>6</sup>.

*Estator:* este componente toma el fluido que viene de la voluta, la cual simplemente se encarga de direccionar el fluido y mantener su presión constante, lo acelera y lo distribuye alrededor de la periferia del rotor. Este consiste de un anillo de álabes dispuestos de manera tal que establezcan un ángulo de incidencia óptimo al rotor y que dependen del porcentaje de apertura, es decir del régimen del motor<sup>7</sup>.

Figura 2. Estator



Fuente: Elaboración propia.

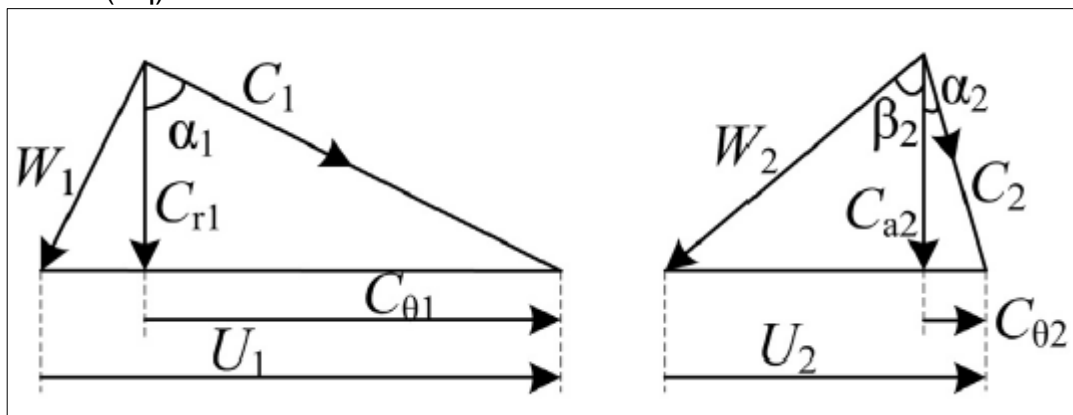
<sup>6</sup> FENELEY, A. PESIRIDIS, A. and ANDWARI, A. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review. En: RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS. p 3.

<sup>7</sup> PAES, Mónica. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbo grupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p. Trabajo final de grado. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos. p. 20

1.2.1 Análisis de la Velocidad. Para simplificar la explicación de las componentes de la velocidad, que están en las tres dimensiones, se suele pasar por alto la componente axial en la entrada del rotor, dejando así un sistema bidimensional que puede ser explicado con mayor facilidad. Una de las componentes derivadas del triángulo de velocidades, y que es la componente a lo largo de la superficie de flujo axisimétrica, se conoce como la velocidad meridional ( $c_r$ ).

La figura 3 muestra el triángulo de velocidades tanto para la entrada como para la salida, en donde  $U$  es la velocidad absoluta del álabe,  $C_r$  es la velocidad meridional que es igual a la radial y que se descompone de la velocidad del fluido a la entrada del rotor con un ángulo de incidencia que depende de la posición del álabe del estator. En la salida, la velocidad es axial, característica principal de una turbina radial, y también tiene una componente de la velocidad relativa  $w$  con respecto al movimiento del rotor<sup>8</sup>.

Figura 3. Triángulo de velocidades de una turbina radial entrada (der) y salida (izq)



Fuente: ZHU, S. DENG, K. and LIU, S. Modeling and extrapolating mass flow characteristics of a radial turbocharger turbine. 2015. In: Energy 87 (2015) 628-637. p. 631

Una de las relaciones que se pueden encontrar como dice Paes<sup>9</sup> en torno a los ángulos de incidencia del flujo en el rotor, se muestran en las siguientes ecuaciones:

Ángulo tangencial absoluto o swirl en la entrada:

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left( \frac{C_{\theta 1}}{C_{r 1}} \right)$$

<sup>8</sup> PAES, Mónica. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbo grupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p. Trabajo final de grado. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos. p. 22

<sup>9</sup> Ibíd. p. 23

Ángulo relativo a la salida:

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{c_{\theta 2}}{c_{a 2}} \right)$$

Y combinando las ecuaciones estas dos primeras ecuaciones, se puede obtener una relación entre el ángulo relativo y el ángulo absoluto, sabiendo que la velocidad relativa es  $w_2 = c_2 - U_2$  y  $c_m = c_{r1} = c_{a2}$ .

Relación de ángulos:

$$\tan \beta_2 = \tan \alpha_1 - \frac{U_1}{c_r}$$

Con la ecuación de turbomaquinaria de Euler, la potencia de salida de la turbina puede ser calculada por la siguiente expresión:

Ecuación de Euler:

$$\dot{W} = \dot{m} * (U_1 C_{\theta 1} - U_2 C_{\theta 2})$$

La componente relativa de la velocidad a la salida en la turbina  $C_{\theta 2}$  se puede considerar cero pues, en la práctica se diseña considerando que la velocidad tangencial a la salida no produzca swirl, es decir, con una energía cinética a la salida baja. Por lo tanto la ecuación de la potencia quedaría:

Potencia de la turbina:

$$\dot{W} = \dot{m} * U_1 C_{\theta 1}$$

La relación de velocidad del álabe (BSR por sus siglas en inglés Blade Speed Ratio) es la velocidad de la punta del rotor ( $U_1$ ) dividida por la velocidad del chorro ( $C_s$ , spouting velocity) y se define así:

Relación de velocidad del álabe (BSR):

$$BSR = \frac{U_1}{C_s} = \frac{\pi n D / 60}{\sqrt{2 C_p T_{3t} \left[ 1 - (P_{4s} / P_{3t})^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]}}$$

Donde:

n: velocidad de giro turbina (rpm)

D: diámetro del rotor

Cp: Calor específico

$\kappa_T$  : Exponente isentropico de los gases.

1.2.2 Termodinámica. Para entender el proceso que ocurre en el interior de la turbina es necesario definir algunas variables, que definen el proceso termodinámico que ocurre en la turbina y además conocer las características esenciales de los gases que son usualmente aplicadas en la termodinámica de estos componentes mecánicos donde los gases de escape se asumen como gases perfectos y compresibles.

La temperatura total  $T_t$  es el resultado de la suma de la temperatura estática  $T_s$  y dinámica  $T_{din}$ . La temperatura estática es la que se mide en la pared del tubo ya sea en la entrada o la salida del sistema y donde la velocidad del gas es igual a cero debido a la capa límite de viscosidad. De acuerdo con NGUYEN-SCHAFER<sup>10</sup> se aplican las siguientes expresiones:

Temperatura Total en la turbina:

$$T_t = T_s + T_{din} = T_s + \frac{c^2}{2C_p}$$

Donde c es la velocidad del gas y Cp es la capacidad calorífica a presión constante. La presión total del proceso es calculada con la ecuación isentrópica de los gases que es:

Presión total en la turbina:

$$p_t = p_s \left( \frac{T_t}{T_s} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = p_s \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

Donde  $p_s$  es la presión estática,  $k = \frac{c_p}{c_v}$  es el exponente isentrópico de los gases y M que es el número de Mach, el cual relaciona la velocidad del gas con la velocidad del sonido para determinar el régimen subsónico, sónico o supersónico.

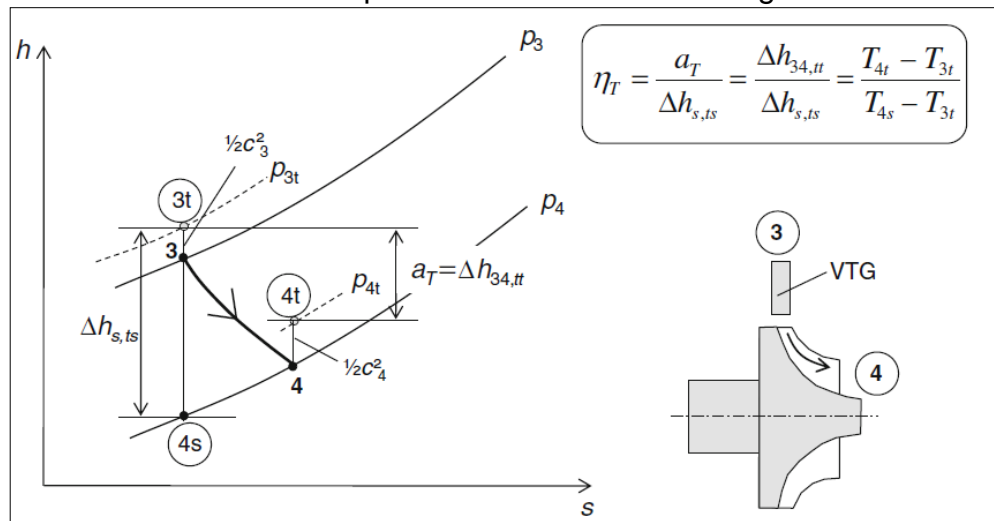
La eficiencia de la turbina es determinada por el proceso de expansión politrópico, el cual es una transferencia de energía al interior y exterior del sistema de los gases de escape, desde el estado 3 ( $p_3, T_3$ ) en la entrada de la turbina hasta el estado

---

<sup>10</sup> NGUYEN-SCHAFER, H. Rotordynamics of automotive turbochargers. 2015. Thermodynamics o turbochargers Chapter 2.

4 ( $p_4, T_4$ ) en la salida de la turbina. De manera que la eficiencia de este proceso viene dada por la razón del cambio de la entalpía total politrópica entre  $3_t, 4_t$  y el cambio isentrópico de la entalpía total entre  $3_t, 4_s$ .<sup>11</sup> Es decir, la turbina genera menor trabajo en el proceso politrópico que representa el trabajo real de la turbina, y el trabajo isentrópico es el ideal.

Gráfica 1. Proceso de expansión en la turbina en diagrama h-s



Fuente: NGUYEN-SCHAFER, H. Rotordynamics of automotive turbochargers. 2015. Thermodynamics of turbochargers. Chapter 2.

De manera que, así como se expresa en el diagrama la eficiencia isentrópica estática total del grupo de expansión es definida así:

Eficiencia isentrópica de la turbina:

$$\eta_T = \frac{\Delta h_{34,tt}}{\Delta h_{s,ts}} = \frac{T_{4t} - T_{3t}}{T_{4s} - T_{3t}}$$

Aplicando las ecuaciones termodinámicas al proceso isentrópico, la eficiencia de la turbina es expresada en términos de presión y temperatura total en la entrada y la salida y el exponente isentrópico de los gases de escape  $\kappa_T \approx 1.32$ .<sup>12</sup>

<sup>11</sup> Baines, N. Fundamentals of Turbocharging. Concepts ETI, Inc, Wilder, 2005. p.5.

<sup>12</sup> NGUYEN-SCHAFER, H. Rotordynamics of automotive turbochargers. 2015. Thermodynamics of turbochargers Chapter 2. p.24

Eficiencia isentrópica de la turbina en términos globales:

$$\eta_T = \frac{1 - \left(\frac{T_{4t}}{T_{3t}}\right)}{1 - \left(\frac{p_{4s}}{p_{3t}}\right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)_g}}$$

Entonces la eficiencia de la turbina es determinada por la medición de la temperatura y la presión total en la entrada y la salida del grupo de expansión. La eficiencia isentrópica estática total máxima de una turbina está normalmente entre 65 y 70% en el punto de diseño del mapa de rendimiento de la turbina<sup>13</sup>.

1.2.3 Propiedades del flujo en el rotor. El análisis del desarrollo del flujo en una turbina radial ha sido realizado mediante diversas técnicas o métodos, por ejemplo modelos unidimensionales, que se utilizan para el diseño, análisis y la predicción del desempeño los que usualmente recurren a estimaciones simples de importantes parámetros como pérdidas, estancamientos y desviaciones. En muchos casos estos parámetros son especificados como constantes o son relacionados con una simple curva matemática que se aproxima a los experimentos recolectados en el banco de pruebas, sin ningún intento real de reproducir la física del flujo real.<sup>14</sup> Entonces entran los desafíos en el entorno académico, específicamente en el desarrollo y uso de modelos de flujo apropiados, que fomentan la evolución de estos al desafiar el conocimiento y la comprensión de los desarrolladores, para lograr un entendimiento físico de los proceso de flujo reales que ocurren en este tipo de máquinas<sup>15</sup>.

Para lograr entender cómo se desarrolla el flujo en una turbina radial se han realizado experimentos, tanto a bajas velocidades como a altas, y las principales limitaciones son en los instrumentos de medición de velocidad debido a su precisión. Por otro lado los modelos numéricos, solvers basados en las ecuaciones de Navier-Stokes que tratan de hacer una predicción del campo de flujo en estas turbinas son ampliamente utilizados para complementar la información experimental. Aunque este complemento debe ser rigurosamente examinado en cuanto a los modelos que representan el comportamiento del fluido, las condiciones de frontera y los modelos de turbulencia<sup>16</sup>. Es por eso que se realiza la validación de estos resultados frente a los experimentales y una vez logrado esto es posible obtener un análisis completo de los fenómenos que ocurren en la turbina.

---

<sup>13</sup> NGUYEN-SCHAFER, H. Rotordynamics of automotive turbochargers. 2015. Thermodynamics o turbochargers Chapter 2. p.24

<sup>14</sup> BAINES, N. Flow development in radial turbine rotors. Birmingham, 1996. ASME paper 96-GT-65.

p.1-2.

<sup>15</sup> ibíd. p. 2

<sup>16</sup> ibíd. p. 2

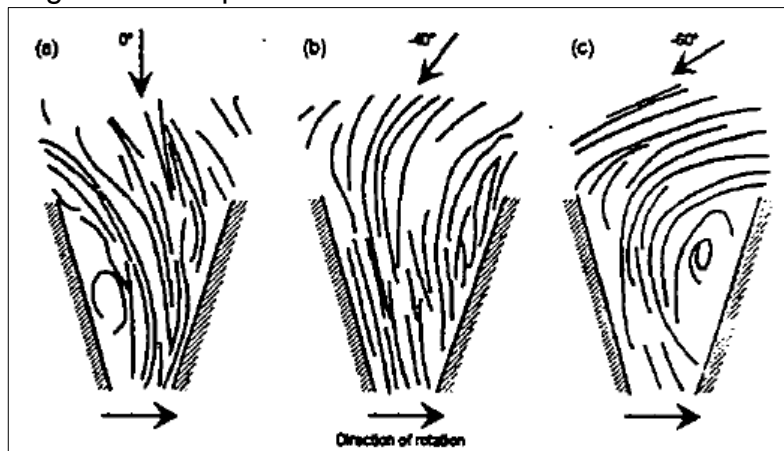


De acuerdo con Baines<sup>17</sup> para tener una visión más clara del campo de flujo en una turbina radial el dominio debe ser dividido en dos regiones: una región de entrada donde el flujo del plano meridional se encuentra principalmente en la dirección radial, y una región de exduser/salida donde se encuentra principalmente en la dirección axial.

*La región de entrada:* el efecto dominante a la entrada del rotor es el giro del flujo tangencialmente, debido a la rotación. Esto es aceptado y se deduce de las mediciones experimentales, sin embargo al desconocerse muchas de las variables que influyen en la interacción entre el estator y el rotor, el ángulo de incidencia solo puede deducirse después de que se hayan hecho suposiciones sobre la pérdida, bloqueo y desviación de varios componentes, por lo que los resultados dependen de la calidad de estas suposiciones. De todos modos se ha llegado al acuerdo de que la incidencia óptima del flujo en el rotor está en la región de  $-20^\circ$  a  $-40^\circ$ <sup>18</sup>.

De acuerdo a Wolley and Hatton<sup>19</sup> en el estudio del campo fluido a la entrada del rotor de tres diferentes ángulos de incidencia.

Figura 4. Campo fluido entrada rotor



Fuente. BAINES, N. Flow development in radial turbine rotors. Birmingham, 1996. ASME paper 96-GT-65. p. 2

Se observa que la distribución de flujo más uniforme se encontró en el caso (b) en un ángulo de entrada de  $-40^\circ$ . La condición de entrada radial (a) muestra una fuerte recirculación en la superficie de succión del alabe, mientras que el ángulo de flujo más negativo (c) da como resultado una recirculación en la superficie de presión<sup>20</sup>. Es a partir de este estudio que se tiene que la condición de incidencia de flujo óptimo para un rotor radial sea entre los casos (a) y (b).

<sup>17</sup> BAINES, N. Flow development in radial turbine rotors. Birmingham, 1996. ASME paper 96-GT-65. p. 2

<sup>18</sup> ibíd. p. 2

<sup>19</sup> WOOLLEY, N. and HATTON, A. Viscous flow in radial turbomachine blade passages. 1973. Inst Mech Engrs conference proceedings.

<sup>20</sup> BAINES, op., cit. p. 2

En conclusión, como dice Baines, N: “Para grandes ángulos negativos de incidencia el flujo sufrirá una separación y se estancara en las caras de presión de los álabes, esto si la circulación de flujo es demasiado grande. De manera que, para que esta situación no se presente los ángulos de incidencia positivos o nulos reducirán esta tendencia, pero a su vez el gradiente de presión disminuye lo que haría más probable la separación del flujo en la cara de presión.”<sup>21</sup> Es decir se debe establecer una condición de incidencia de flujo media entre estas dos situaciones para garantizar un desarrollo de flujo óptimo.

Otras variables o coeficientes que influyen a la hora de tomar en cuenta los ángulos de incidencia en un rotor radial, son el número de álabes que este posee por medio de correlaciones del factor de deslizamiento, principalmente derivadas de compresores centrífugos, pero estas aproximaciones empíricas no eran lo suficientemente correctas pues predecían un mayor número de alabes de los que realmente se tenían<sup>22</sup>. Es por eso que para obtener una base más racional a este problema es que se utilizan los coeficientes de carga y de flujo.

El coeficiente de carga, como lo define Paes<sup>23</sup>, refleja la variación de presión y temperatura a través de la turbomáquina, y se expresa a partir de la velocidad periférica de entrada y de la ecuación de Euler, así:

Coeficiente de carga Euleriana:

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{u_1^2} = \frac{c_{\theta 1}}{u_1} - \varepsilon \frac{c_{\theta 2}}{u_1}$$

Donde:

$\varepsilon$  = Relación de radios  $\frac{r_2}{r_1}$ .

Aunque el segundo término de la ecuación se puede despreciar frente al primero pues el swirl en la salida del rotor es bajo en esta zona, por lo que queda expresado de la siguiente manera:

Coeficiente de carga:

$$\psi = \frac{c_{\theta 1}}{u_1}$$

---

<sup>21</sup> BAINES, N. Flow development in radial turbine rotors. Birmingham, 1996. ASME paper 96-GT-65. p. 3

<sup>22</sup> *Ibíd.*, p. 3

<sup>23</sup> PAES, Mónica. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbo grupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p. Trabajo final de grado. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos. p 26

El coeficiente de flujo, como dice Paes<sup>24</sup> es un parámetro que refleja el efecto del flujo másico y de la velocidad periférica sobre la turbomáquina y se define en términos de la velocidad de salida meridional, también adimensionalizada con la velocidad del álabe de entrada.

Coeficiente de flujo:

$$\phi = \frac{c_{1m}}{u_1}$$

Donde:

$c_{1m}$  : Velocidad de salida meridional.

$u_1$  : Velocidad de entrada en el álabe.

Estos dos coeficientes se relacionan por medio de la siguiente expresión para lograr encontrar el ángulo de incidencia de diseño del flujo, según los coeficientes de carga y de flujo seleccionados que dependen de los valores del punto de operación establecido.

Relación de coeficientes:

$$\psi = \frac{c_{\theta 1}}{u_1} = 1 + v\phi \tan \beta_1$$

*La región de salida:* en esta región es importante destacar las componentes que predominan en el flujo que son la axial y la tangencial, principalmente producida esta última por la aceleración de Coriolis presente en el sistema, debido a la rotación, y que genera que el flujo se mueva del eje al borde del álabe, es decir de la parte interna de menor velocidad a la externa. Además también existe una aceleración de deslizamiento cruzado a través de la superficie de los álabes que son producto del giro del flujo en la dirección tangencial. Por eso el diseño en la salida de este tipo de rotores es curvo para minimizar la componente absoluta de la velocidad tangencial<sup>25</sup>. El resultado neto de estas fuerzas es el desarrollo de un flujo secundario complejo que resulta en una distribución no uniforme de la carga y de la velocidad en los bordes posteriores de los álabes<sup>26</sup>.

1.2.4 Mapas de desempeño de la turbina. Los parámetros fundamentales para la caracterización de una turbina radial son la relación de expansión, el flujo másico,

---

<sup>24</sup> PAES, Mónica. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbo grupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p. Trabajo final de grado. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos. p 26

<sup>25</sup> DIXON, S. Fluid Mechanics, thermodynamics of turbomachinery. 4 Ed.1998. p. 238

<sup>26</sup> BAINES, N. Flow development in radial turbine rotors. Birmingham, 1996. ASME paper 96-GT-65. p. 5.

la velocidad de rotación, la eficiencia y la potencia de salida. Estas características propias del grupo de expansión son medidas en bancos de prueba bajo condiciones de flujo continuo de gas caliente y nos dan un punto de operación de la turbina. Una de las variables importantes en este tipo de ensayo de turbocargadores es la temperatura de entrada a la turbina y como dice Cervello<sup>27</sup> es la entalpía específica disponible en los gases a la entrada de la turbina, ya que va a ser esta, junto con el gasto másico, la que dé la disponibilidad energética de la turbina para realizar un determinado trabajo.

El gasto másico a su vez influye en la potencia generada por la turbina, pero también se ve afectada otra variable que es la relación de expansión, para una apertura dada de la turbina y un régimen de giro establecido.

Como dice Cervello: “El régimen de giro del turbocargador depende de las condiciones de entrada en la turbina y de salida hacia el compresor, puesto que el compresor ofrece una resistencia al giro libre del rotor ya que su principal función, la del compresor, es aumentar la densidad y presión del aire que entra en el grupo.”<sup>28</sup>

De manera que, lo que representa una mapa de desempeño de la turbina es el gasto másico corregido versus la relación de expansión para diferentes regímenes de giro. Para el caso de turbocargadores de geometría variable, se muestra un mapa o curva para cada una de las aperturas en porcentajes, que representa las posiciones en las cuales se pueden encontrar los álabes del estator y que dependen del régimen del motor.

A continuación se describe ensayo que se realizó en Cervello<sup>29</sup> para la obtención del mapa de rendimiento de la turbina del turbocargador GARRET GT 1729v.

*Metodología experimental:* en primer lugar se define el número de cilindros que descargan a la turbina y se decide el régimen de giro de la turbina a ensayar. Luego se dispone a preparar la instalación para evaluar el punto de operación, se manipulan válvulas aguas abajo del compresor para que la potencia que absorba el compresor sea la máxima, también la válvula que controla la descarga de la admisión deberá estar cerrada de modo que el aire que viene del compresor entre totalmente a la turbina y así alcanzar el régimen de giro deseado.

Cuando se alcanza el punto deseado, se empieza a subir el caudal de gases, pero esto hará que el compresor empiece a funcionar y por lo tanto entre a consumir

---

<sup>27</sup> CERVELLÓ, C. Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación. Valencia, 2004. p. 61

<sup>28</sup> Ibíd. p. 19

<sup>29</sup> Ibíd. p. 20

parte de la potencia y frenando la turbina, de manera que se compensa esto aumentando el régimen del motor.

Para mínimos gastos trasegados por la turbina y mínimas relaciones de expansión el compresor se debe llevar cerca de la zona de bombeo pues es allí donde genera un menor freno a la turbina, por lo tanto consume un menor trabajo.

Si se desean estudiar gastos máscicos aun menores a la entrada de la turbina, es necesario entonces disminuir la densidad del aire a la entrada del compresor, haciendo que el trabajo absorbido sea menor, provocando un menor freno a la turbina y trabajando al mínimo régimen de motor posible. Detalles del banco de pruebas, instrumentación y puesta a punto de este ensayo se pueden encontrar en Cervello<sup>30</sup>.

Conociendo como se lleva a cabo el ensayo es posible observar los resultados que se obtuvieron para este turbocargador, y su correspondiente mapa de desempeño. Aunque es necesario conocer como son tratados los datos medidos en los ensayo para su posterior representación.

Cuadro 1. Corrección de las variables medidas para la representación del mapa de turbina

PARAMETRO	TURBINA
Flujo Másico corregido	$m_T^* = \dot{m} \frac{\sqrt{\frac{T_{ETO}}{T_{REF}}}}{\frac{P_{ETO}}{P_{REF}}}$
Relación de expansión	$\pi = \frac{P_{ETO}}{P_{ST}}$
Régimen de giro del eje corregido	$N = \frac{\dot{n}}{\sqrt{\frac{T_{ETO}}{T_{REF}}}}$

Fuente: Elaboración propia.

Donde:

$T_{ETO} = T_{3t}$ : Temperatura de entrada en la turbina.

$T_{REF}$ : Temperatura de referencia (288.15 K).

$P_{ETO} = P_{3t}$ : Presión de entrada en la turbina.

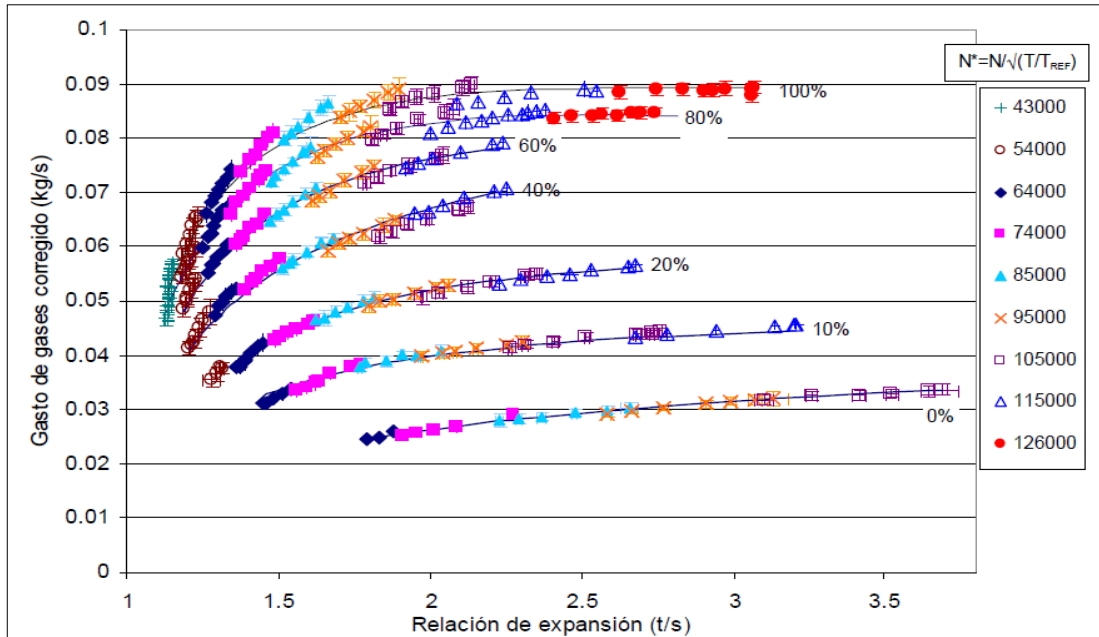
$P_{REF}$ : Presión de referencia (101325 Pa).

$P_{ST} = P_{4s}$ : Presión de salida de la turbina.

<sup>30</sup> CERVELLÓ, C. Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación. Valencia, 2004. p. 68.

El mapa de la turbina se muestra a continuación en la gráfica 2. Los diferentes regímenes de giro se identifican en función del color y el símbolo de cada punto según indica el cuadro a la derecha del diagrama. Los desplazamientos asociados, es decir el porcentaje de apertura, de cada posición de los álabes del estator están indicados junto al punto de mayor flujo másico de cada curva.

Grafica 2. Mapa de desempeño de la turbina de geometría variable GARRETT GT 1749V



Fuente. CERVELLÓ, C. Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación. Valencia, 2004.

### 1.3 DINAMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL EN TURBOMAQUINARIA

En el ámbito de la turbomaquinaria el CFD es una herramienta muy utilizada a nivel industrial para propósitos similares a los de este proyecto, pero también para el estudio de otros fenómenos que ocurren en las turbomáquinas. Fenómenos de transferencia de calor, estructurales, interacción fluido-estructura, estrategias de movimientos de malla para simular el movimiento del rotor, entre otras. Su uso está siendo cada vez más común, debido a los avances y desarrollos de los métodos numéricos y de la potencia de los computadores. Sin embargo, con respecto al proceso de diseño de una nueva turbomáquina, el uso directo de las herramientas de CFD sigue siendo inviable con las capacidades computacionales actuales<sup>31</sup>.

<sup>31</sup> FAJARDO, Pablo. Methodology for the Numerical Characterization of a Radial Turbine under Steady and Pulsating Flow. Valencia, 2013. p. 14

Enfoques unidimensionales para diseñar y analizar turbogrupos son considerados aceptables para muchas aplicaciones, entre ellas están las de *matching* a un motor de combustión interna, o predecir los comportamientos de los coeficientes de flujo. Pero la necesidad de entender totalmente el flujo interno de la turbina ha hecho que se desarrollen diversas investigaciones de este campo para lograr diseños con mejores eficiencias. Por ejemplo, se ha logrado observar investigaciones en donde los resultados de las simulaciones muestran una cercanía con los datos experimentales como en Galindo<sup>32</sup> en el que se analiza una turbina radial y se hace uso del software ANSYS FLUENT®, además realizan un análisis de independencia de malla local y establecen buenas prácticas para lograr las simulaciones lo más confiables posibles, teniendo en cuenta el costo computacional. En Paes<sup>33</sup> se realiza el cálculo y análisis del flujo en la turbina de un modelo de turbocargador Garrett por medio de CFD, y se hace una validación mediante datos experimentales obtenidos previamente en Galindo. En Reyes<sup>34</sup> se determina una metodología física para extrapolar los mapas de funcionamiento de la turbina y también se desarrollan experimentos para estudiar cada fenómeno de forma aislada, y contribuir al cálculo de motores sobrealimentados.

Para lograr reproducir el ensayo que se realiza en los bancos de prueba de turbogrupos, normalmente en el dominio computacional tanto la entrada (inlet) como en la salida (outlet) del dominio se necesitan de ductos largos, principalmente cuando se tratan con flujos pulsantes, pero en general se hace con el fin de evitar falsos reflejos en los límites y para que en función de su dirección de desplazamiento las ondas se descompongan normalmente, por lo tanto esto hace que el dominio computacional sea más grande, es decir se tendrán muchas más celdas por analizar. Del mismo modo ocurre en la práctica, y es otra razón por la cual se realiza esta modificación al modelo. Por ello en este proyecto se busca obtener en primer lugar un dominio lo suficientemente equilibrado entre número de celdas, calidad de malla y resultados con la mejor resolución posible teniendo en cuenta los recursos computacionales disponibles y ciertas limitaciones propias del software.

1.3.1 Modelado del flujo en la turbina. El software con licencia académica ANSYS® 18.2 y su interfaz Workbench que permite trabajar de una manera metódica se utilizó, en primer lugar para generar la geometría del dominio, luego el mallado en Meshing y la configuración de las diferentes características como las condiciones

---

<sup>32</sup> GALINDO, J., et al. Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling. En: APPLIED ENERGY. Mar 1, .vol. 103

<sup>33</sup> PAES, Mónica. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbogrupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p.

<sup>34</sup> REYES, Miguel. Contribution to the Experimental Characterization and 1-D Modelling of Turbochargers for IC Engines. Valencia, 2013, 370p.

de frontera, movimiento de malla e interface o conexiones de la malla se usó específicamente el solver especializado en turbomaquinaria CFX®.

EL software CFX® como lo describe ANSYS® en su plantilla es:

“El software ANSYS CFX admite topologías de malla arbitrarias, que incluyen elementos hexaédricos, tetraédricos, cuña y pirámide. Utiliza un enfoque único híbrido de elementos finitos / volumen finito para discretizar las ecuaciones de Navier-Stokes. Como método de volumen finito, satisface una estricta conservación global imponiendo la conservación local sobre los volúmenes de control que se construyen alrededor de cada vértice o nodo de malla. La metodología de elementos finitos se usa para describir la variación de la solución (necesaria para varios flujos de superficie y términos fuente) dentro de cada elemento”<sup>35</sup>.

Como se menciona se utilizan una serie de ecuaciones, que discretizadas logran modelar el comportamiento que tendría un fluido específico en un dominio geométrico y que necesariamente tendrá que estar dividido en un número de elemento/volúmenes finitos.

Teniendo esto en cuenta y bajo una consideración de continuidad Newtoniana, el comportamiento o movimiento de un fluido está gobernado por los principios de conservación de masa, momento y energía. Y teniendo en cuenta que en un marco absoluto de referencia el gas de escape, que es un gas altamente compresible, puede ser descrito por las ecuaciones que describen el modelo físico. Estas ecuaciones se utilizan para fluidos compresibles e incompresibles y para gases o líquidos, eso sí variando alguno que otro término en las ecuaciones. En la mayoría de los flujos de ingeniería, como en la turbomaquinaria, no existen soluciones analíticas para las ecuaciones que gobiernan el comportamiento y estas ecuaciones deben resolverse numéricamente.

Las ecuaciones que se expresan a continuación se pueden encontrar en el *Theory Guide Ansys CFX Solver*<sup>36</sup> :

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j) = 0$$

Ecuación de Momento:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_i \cdot u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i$$

---

<sup>35</sup> ANSYS, Inc. CFX® fast, reliable, robust, accurate numerics. 2006. p. 1

<sup>36</sup> ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. 2009. p. 18



Ecuación de Energía total:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \cdot u_j \cdot h) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + W_{ext} + q_H$$

Ecuación Gases Ideales:

$$p = \rho \cdot T \cdot R$$

Donde:

$\rho$ : Densidad.

$p$ : Presión.

$T$ : Temperatura.

$x_i$ : Coordinada cartesiana.

$u_i$ : Velocidad absoluta del elemento.

$f_i$ : Fuerza específica.

$h$ : Entalpía específica.

$R$ : Constante de los gases.

$\tau$ : Esfuerzo cortante viscoso.

$W_{ext}$ : Trabajo de las fuerzas externas al modelo.

El esfuerzo cortante viscoso, se define como:

$$\tau_{ij} = \mu \cdot \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \cdot \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)$$

1.3.2 Modelos de turbulencia. El modelado de la turbulencia en turbomaquinaria es un aspecto importante y que se debe tener en cuenta para el correcto modelado del flujo en el dominio. La turbulencia está definida por un parámetro que en ingeniería es bien conocido y es el número de Reynolds este muestra el régimen en el que se encuentra el fluido, laminar o turbulento y describe la razón entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas. Esto significa que para números de Reynolds bajos, las fuerzas viscosas son predominantes, y para grandes números de Reynolds las fuerzas inerciales son las que predominan<sup>37</sup>.

*Modelado DNS*: Direct Numerical Simulation es la solución completa de las ecuaciones de Navier-Stokes. Este método resulta inabordable para problemas en donde los números de Reynolds sean demasiado grandes, ya que sería preciso resolver todas las escalas de movimiento (desde la dimensión característica del

---

<sup>37</sup> HELLSTRÖM, F. Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine. Sweden, 2008. p. 26

problema hasta la escala de *Kolmogorov* o de pequeños torbellinos)<sup>38</sup>. Por lo tanto su nivel de complejidad es bastante alto, consecuentemente el costo computacional también.

*Modelado LES*: Large Eddy Simulation ya que la simulación completa de los fenómenos turbulentos, que sean dependientes del tiempo y con números de Reynolds elevados es imposible por la finura de la discretización que es necesaria, ya que dependiendo de la menor escala de movimiento el tamaño de los elementos deberá ser inferior, es por eso que el LES aparece como una alternativa más económica que el DNS. La idea principal es resolver únicamente las grandes escalas de la turbulencia y aproximar el efecto de las pequeñas escalas<sup>39</sup>. Entonces a través de un proceso de filtrado de las ecuaciones, el problema queda planteado en torno a las velocidades instantáneas, la media y la turbulenta, capturadas por la malla y se modela el efecto de disipación viscosa para las escalas menores, que resulta difícil de modelar con el tamaño de malla utilizado.

*Modelado RANS*: Reynolds Averaged Navier-Stokes es el enfoque más común para estudiar la turbulencia, y trata esencialmente en dividir la variable del flujo instantáneo en dos términos, un término medio y un término fluctuante. Este enfoque aplica la descomposición de las variables instantáneas del flujo en las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de fluido y las ecuaciones de estado en primer lugar, y luego se realiza el promedio de Reynolds.

De todas maneras las aproximaciones mencionadas anteriormente por si solas no son suficientes para lograr reproducir los fenómenos en turbo maquinaria, y por lo tanto cerrar el sistema de ecuaciones para una predicción completa, teniendo en cuenta el costo computacional, es por eso que se han desarrollado a lo largo de los años diversos modelos de turbulencia. Algunos ejemplos de los más populares modelos de turbulencia son: Modelo de Spalart-Allmaras<sup>40</sup>, modelo  $k - \epsilon$  de dos ecuaciones de Launder & Spalding<sup>41</sup> y el modelo  $k - \omega$  de Wilcox<sup>42</sup>.

Algunas de las limitaciones del modelo  $k - \epsilon$  como lo dice Wilcox es que tiene dificultades para capturar el comportamiento de las capas límite turbulentas hasta la separación, que para cuestiones de turbo maquinaria es un aspecto importante. Aunque el modelo  $k - \omega$  es más robusto y preciso cuando se trata de las paredes en el límite del dominio, es muy sensible al valor de la tasa de disipación específica  $\omega$  fuera de la capa límite.

---

<sup>38</sup> BIBING, US. Ecuaciones de Navier-Stokes. Fenómenos turbulentos. s.f. En línea. p. 51

<sup>39</sup> BIBING, US. Ecuaciones de Navier-Stokes. Fenómenos turbulentos. s.f. En línea p. 52

<sup>40</sup> Spalart, P., Allmaras, S. & of Aeronautics, A. I. A one equation turbulence model for aerodynamic flows. 1992. Tech. Rep. AIAA-92-0439. Astronautics.

<sup>41</sup> Launder, B. and Spalding, D. The numerical computation of turbulent flows. Computer methods in applied mechanics and engineering. 1974. 269-289.

<sup>42</sup> Wilcox, D. Turbulence modeling for CFD, vol. 2. 1998. DCW industries La Canada, CA.

Por esta razón se busca una estabilidad entre estos dos modelos y esto lo brinda el modelo RANS de Menter<sup>43</sup> (Shear Stress Transport) SST  $k - \omega$ , el cual su objetivo es combinar las ventajas del modelo  $k - \omega$  cerca de las paredes del dominio con la insensibilidad de la corriente libre del modelo  $k - \epsilon$  en la región lejana. Las ecuaciones del modelo que se utilizó en este proyecto, se dan a continuación:

Modelo de turbulencia SST  $k - \omega$  de Menter:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \cdot \bar{u}_i \cdot k) = \tilde{P}_k - \underbrace{\beta^* \cdot \rho \cdot k \cdot \omega}_{\text{dissipation}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho \cdot (\nu + \nu_t \cdot \sigma_k) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right],$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \cdot \bar{u}_i \cdot \omega) = \alpha \cdot \rho \cdot \bar{S}_{ij} \cdot \bar{S}_{ij} - \beta \cdot \rho \cdot \omega^2$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho \cdot (\nu + \nu_t \cdot \sigma_\omega) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]$$

$$+ \underbrace{2 \cdot (1 - F_1) \cdot \rho \cdot \sigma_{\omega 2} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_i}}_{\text{cross-diffusion}},$$

El modelo SST se aplicó en una amplia gama de casos de validación y, en particular, se ha utilizado en la mayoría de las aplicaciones de turbomaquinaria que se encuentran en la literatura<sup>44</sup>.

1.3.3 Estrategias de modelamiento del rotor. Otro punto clave dentro de las simulaciones de turbo maquinaria son las estrategias para simular el movimiento del rotor. En donde existen básicamente dos enfoques diferentes: Marco de referencia múltiple MRF (Multiple Reference Frame) y Malla de tamaño deslizante SSM (Sliding Sizing Mesh).

*Estrategia MRF:* En este método la malla realmente no se mueve, en cambio, utiliza un marco de referencia que divide el dominio entre una parte estacionaria y otra en rotación, que será el rotor, y de esta manera resuelve las ecuaciones de gobierno teniendo en cuenta el sistema de referencia. Por lo tanto la fuerza centrífugas y de Coriolis se introducen como términos adicionales en el sistema de ecuaciones de Navier-Stokes<sup>45</sup>. La principal ventaja de este enfoque es que el costo computacional

<sup>43</sup> Menter, F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. 1994. AIAA journal, 1598-1605.

<sup>44</sup> FAJARDO, Pablo. Methodology for the Numerical Characterization of a Radial Turbine under Steady and Pulsating Flow. Valencia, 2013, 244p. p. 24

<sup>45</sup> FAJARDO, Pablo. Methodology for the Numerical Characterization of a Radial Turbine under Steady and Pulsating Flow. Valencia, 2013, 244p. p. 27

es bajo, pero sus predicciones en condiciones de flujo inestable son desacertadas, ya que no tiene en cuenta, por ejemplo, los fenómenos de desprendimiento del vórtice.

*Estrategia SSM:* Este enfoque, que es también conocido como malla móvil, en donde una parte del dominio, el rotor, está rotando con respecto a la parte estacionaria se lleva a cabo en estado transitorio. La conexión entre zonas de contacto está compuesta de interfaces deslizantes, es decir, que la conectividad entre las celdas del dominio en las interfaces cambia en cada paso de tiempo. Este enfoque ha probado dar buenos resultados cuando se comparan con los experimentales, porque se puede capturar el efecto de paso de los álabes.

## 2. PRE PROCESADO

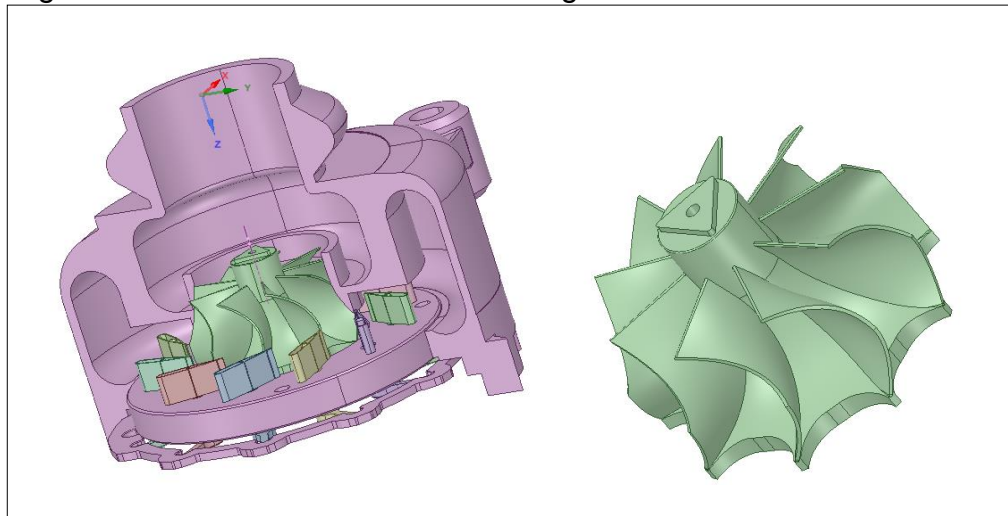
En el presente capítulo se encuentra la configuración que se realizó para llevar a cabo la etapa de pre-procesamiento del proyecto. En donde se tiene en cuenta, en primer lugar, la descripción del modelo geométrico de la turbina que se va simular, en segundo lugar, la configuración del enmallado del dominio y sus principales características y propiedades. También se explican las metodologías utilizadas en el software de simulación ANSYS® basadas en las condiciones de frontera del dominio.

### 2.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO PROPUESTO

El modelo CAD que se utilizó es el de la turbina del turbocargador GARRETT GT 1749v, que se encontró en línea en [www.grabcad.com](http://www.grabcad.com), y que es un turbo cargador de geometría variable, específicamente tiene un anillo, llamado estator, el cual posee unos álabes que direccionan el fluido hacia el rotor, este grado de apertura de los álabes es controlado por medio de una válvula electro neumática la cual es operada por el computador del motor (ECU), que esencialmente abre o cierra los álabes dependiendo del régimen del motor.

Este turbocargador fue diseñado por GARRETT® y está destinado a trabajar en un motor diésel de un Volkswagen TDI 1.9 L con una potencia de 175 HP  $\approx$  130.5 Kw según el catálogo<sup>46</sup>.

Figura 5. Modelo CAD turbina turbocargador GARRET GT 1749v



Fuente: Elaboración propia.

<sup>46</sup> GARRETT. Catalog: Original performance. Vol. 8. 2018. p. 63.

2.1.1 Geometría. Las características geométricas son descritas en el siguiente cuadro:

Cuadro 2. Características geométricas de la turbina de geometría variable

Características	Garrett GT 1749v
Diámetro de entrada	33 mm
Diámetro de salida	38,5 mm
Diámetro del rotor	42,5 mm
Número de álabes rotor	9
Número de álabes móviles en el estator	11

Fuente: Elaboración propia.

Conocidas las características geométricas del modelo de turbina, es importante resaltar que en CFD el dominio que se modela es por el cual el flujo va a transitar, por ejemplo si se quiere analizar el flujo en un tubo el dominio será el del volumen interno del tubo, es decir, por donde el fluido se desarrolla, no es como en un análisis estructural en donde el dominio es, en el caso del tubo, las paredes de éste y en donde las características del material del tubo son importantes en el análisis, por el contrario en CFD se tienen en cuenta las propiedades del fluido.

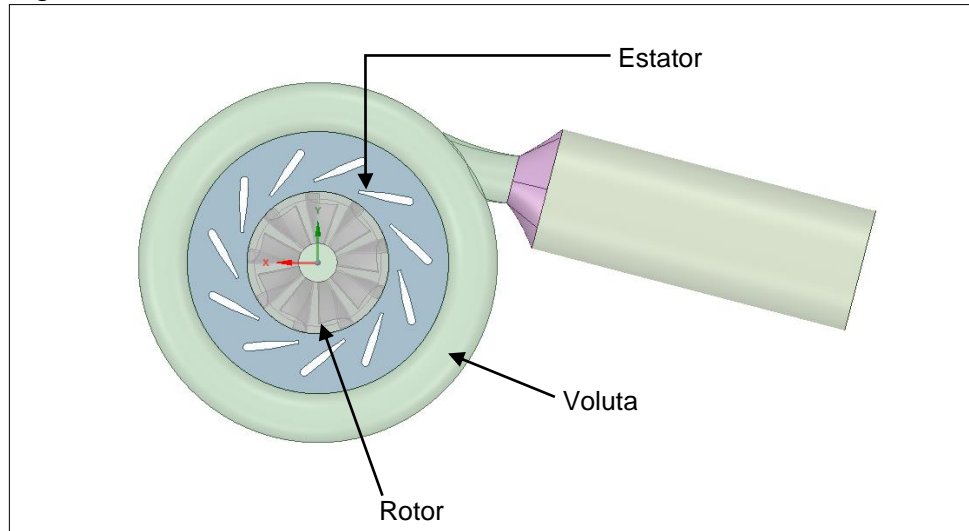
Teniendo esto en mente, a partir del modelo CAD (Fig. 5) se generó un dominio computacional, el negativo de la geometría original, al que se le realizaron algunas simplificaciones, principalmente porque la licencia de ANSYS® que se utilizó en este proyecto es una licencia académica, por lo tanto tiene algunas limitaciones en cuanto al número de elementos que permite analizar por simulación (Max. 1 millón de elementos), de manera que, las simplificaciones que se realizaron son en zonas en donde se pueden asumir geometrías sencillas. Por ejemplo el rotor, el estator o la voluta son zonas en las que se requiere un modelado muy fino, pero en zonas como la entrada o la salida del dominio se pueden realizar las simplificaciones todo con el fin de disminuir el número de celdas / elementos generados en el dominio.

También en aras de reproducir el experimento original, los conductos de salida y de entrada se extienden, pues si se imponen las condiciones de frontera muy cercanas al grupo de expansión como tal, pueden generar inestabilidades en el modelo debido a fenómenos, como por ejemplo flujo invertido. Además según la norma *Turbocharger Gas Stand Test Code*<sup>47</sup> las distancias de los ductos de salida y entrada deben ser, para una caracterización experimental, de seis veces el diámetro de salida y entrada de la turbina del turbocargador. Aunque es lo que se recomienda, no fue posible modelar los ductos de salida y entrada del dominio de esa longitud, por lo anteriormente dicho, las limitaciones de la licencia académica, de manera que los ductos se dejaron de tres veces el diámetro de salida y entrada,

<sup>47</sup> SAE J1826. Turbocharger Gas Stand Test Code. Society of Automotive Engineers, Inc. 1995.

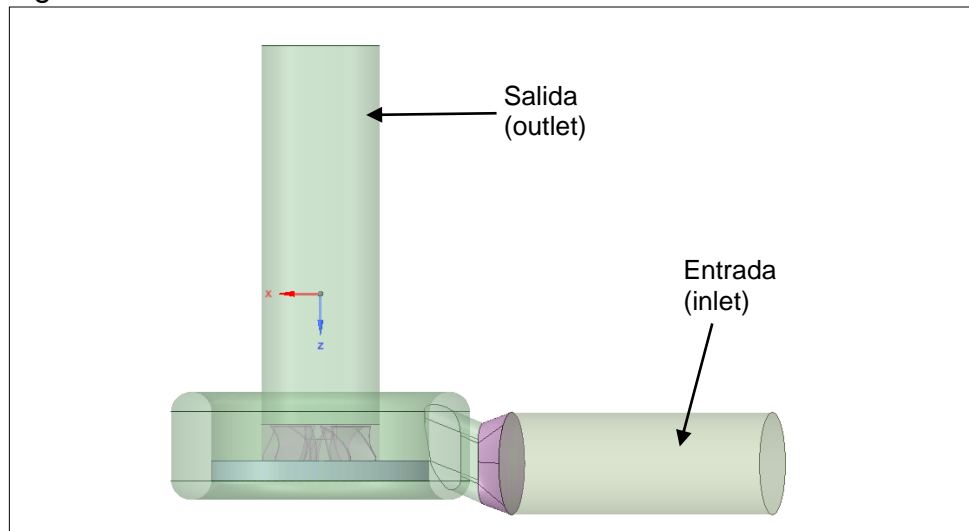
es decir, la mitad de lo que la norma sugiere. Dejando claro lo anterior el dominio computacional con el que se trabajó fue el siguiente (Fig.6 y 7):

Figura 6. Plano X-Y Modelo turbina



Fuente: Elaboración propia

Figura 7. Plano X-Z Modelo turbina

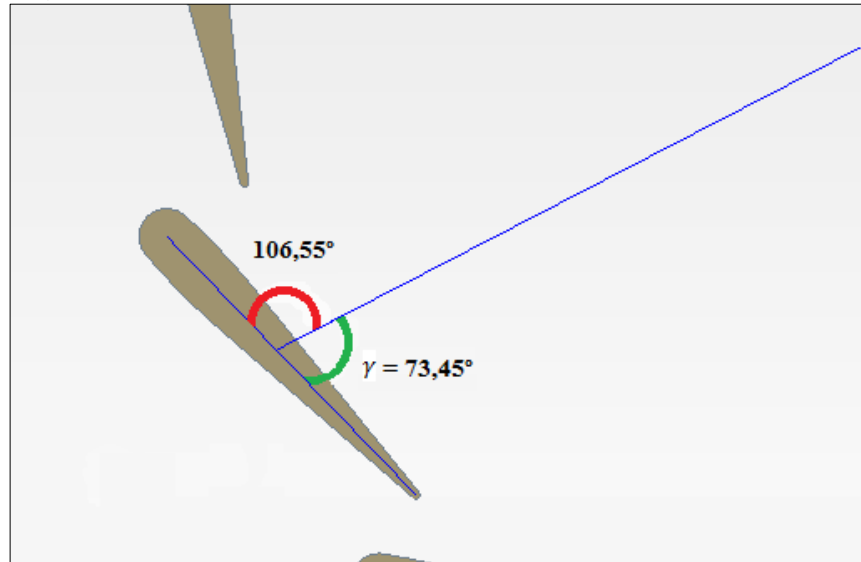


Fuente: Elaboración propia.

2.1.2. Posicionamiento angular de los álabes del estator. El posicionamiento de los álabes en el estator es la característica diferenciadora que existe entre un turbocargador de geometría variable y uno de geometría fija, ya que dependiendo el porcentaje de apertura de estos se definirá que curva de rendimiento se está analizando y por ende a que velocidades, flujos másicos y relaciones de expansión trabaja el grupo de expansión. En el presente proyecto y como se planteó en un

principio se analizaron tres porcentajes (20, 40 y 60%) y en cada curva se llevó a cabo la simulación en 15 puntos de operación para cinco velocidades. En la siguiente figura se muestra un ejemplo del sistema de referencia utilizado para lograr obtener el porcentaje de apertura deseado en cada caso.

Figura 8. Sistema de referencia álabes del estator



Fuente. PAES, M. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbo grupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p. p. 39.

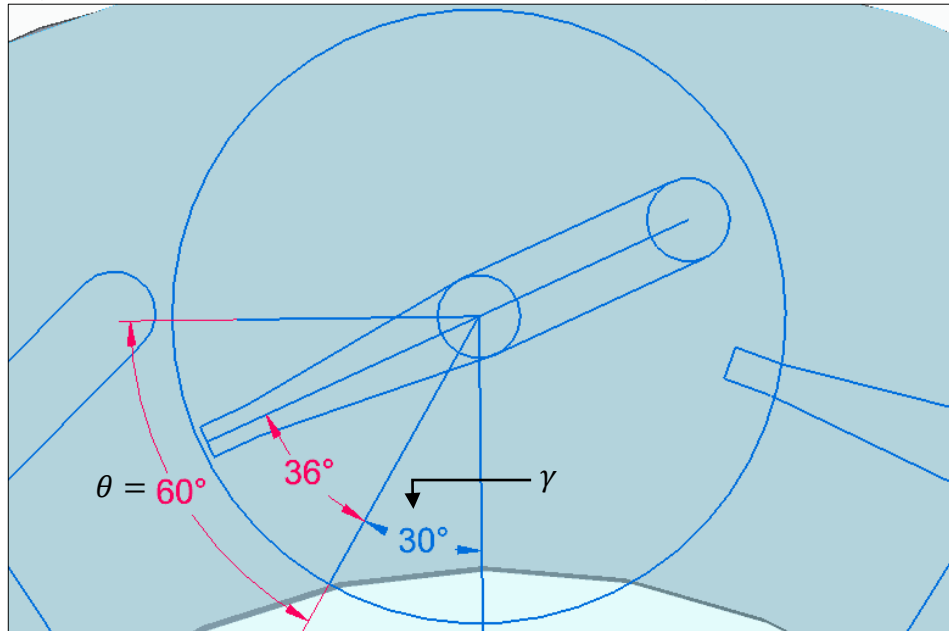
De manera que, cuando el álabe está completamente cerrado se refiere a un porcentaje de apertura de 0% que en este caso ese porcentaje forma un ángulo de  $\gamma = 90^\circ$  con la referencia y que el máximo porcentaje de apertura, es decir 100%, se presenta cuando el álabe forma un ángulo con la vertical de  $\gamma = 30^\circ$ , como se muestra en la figura 9.

Se puede decir entonces que si el 100% de movilidad del álabe se comprende en  $60^\circ$  de libertad según la referencia, cada porcentaje (1%) de apertura será  $\theta = 0.6^\circ$  de desplazamiento del álabe.

Los porcentajes con sus respectivos grados de desplazamiento se muestran en el cuadro 3.



Figura 9. Máxima posición de apertura 100% en grados



Fuente: Elaboración propia

En la imagen se puede observar el ángulo  $\gamma = 30^\circ$  para un hipotético máximo porcentaje de apertura y el desplazamiento asociado para el mismo en este caso de  $60^\circ$  como se mencionaba.

Cuadro 3. Ángulos de apertura estator

Posición de los alabes	Ángulo $\gamma =$	Ángulo $\theta$
20%	$78^\circ$	$12^\circ$
40%	$66^\circ$	$24^\circ$
60%	$54^\circ$	$36^\circ$

Fuente: Elaboración propia

## 2.2 MALLADO

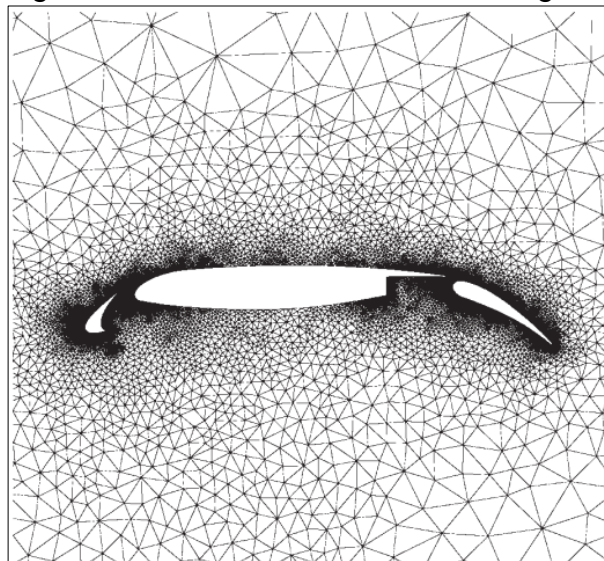
En la etapa de pre-procesado, una característica principal para lograr una simulación correcta es el enmallado del dominio, puesto que la metodología que emplean los solvers de CFD requiere que el dominio sea dividido en celdas, elementos o volúmenes de control para que en cada uno de ellos sean aplicadas las ecuaciones de conservación, anteriormente mencionadas, y utilizar los métodos numéricos que se mencionaran más adelante para resolverlas.

Para solucionar un problema de fluidos, como en este proyecto, las diferentes variables que ocurren en el proceso (velocidad, presión, temperatura, etc.) son

definidas en los nodos de cada celda. La exactitud de las soluciones por medio de CFD depende en gran parte del número de celdas en la malla<sup>48</sup>.

Normalmente para el mallado de geometrías complejas, como es el caso de una turbina, se utilizan mallas no estructuradas. La característica de una malla no estructurada es que la red no impone ninguna estructura implícita de líneas de coordenadas, de ahí el nombre, de manera que la malla puede concentrarse fácilmente donde sea necesario sin desperdiciar el almacenamiento de la computadora<sup>49</sup>. Este tipo de mallas son representadas en 2D como triángulos y en 3D como tetraedros.

Figura 10. Malla no estructurada triangular



Fuente. VERSTEEG, H. and MALALASEKERA, W. An introduction to Computational Fluid Dynamics, THE FINITE VOLUME METHOD.

El dominio computacional es discretizado usando una malla mixta, pues en todos los elementos no es estrictamente necesaria una malla con elementos tetraédricos, de manera que en el dominio tan solo la voluta y el rotor poseen una malla no estructurada con celdas tetraédricas, mientras que el resto de componentes como: el ducto de entrada, el de salida y el estator son divididos con una malla hexaédrica

---

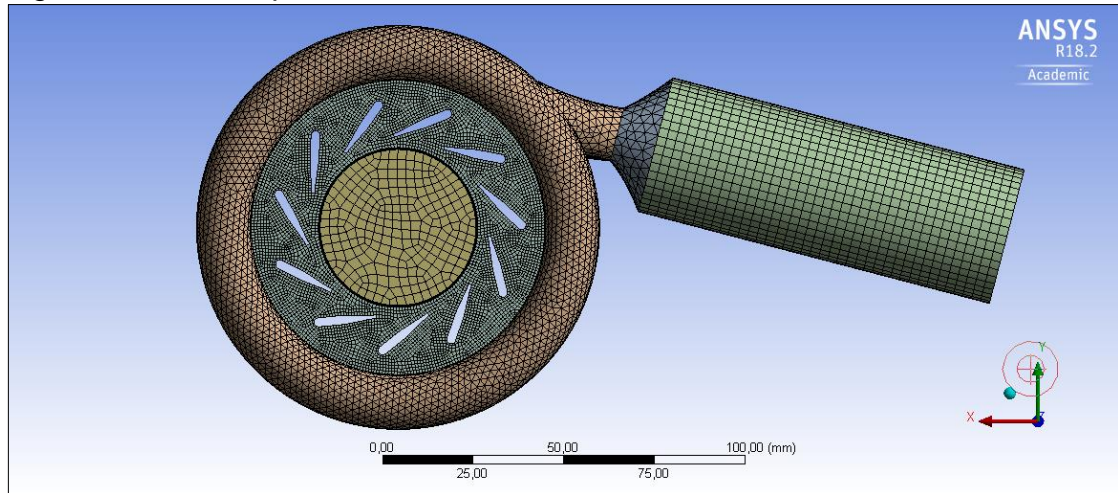
<sup>48</sup> VERSTEEG, H. and MALALASEKERA, W. An introduction to Computational Fluid Dynamics, THE FINITE VOLUME METHOD. 2 Ed. England, 2007. 517p. p. 3

<sup>49</sup> Ibíd., p. 311

estructurada. En otros proyectos, como en Paes<sup>50</sup> o Galindo<sup>51</sup>, utilizan una malla poliédrica ya que ha demostrado reducir las difusiones numéricas en flujos con cambios de dirección y porque tiene una mayor conectividad con las celdas a su alrededor.

Algunas de las zonas que se deben considerar para hacer un refinamiento, o hacer que los elementos en esa zona sean un poco más pequeños esto con el fin de representar, en primer lugar la geometría exacta del dominio y también para que los fenómenos que ocurren allí sean modelados de la mejor manera son las regiones cercanas a las paredes del dominio, el rotor, la interface entre la parte que rota y la estacionaria y también los bordes de los álabes del estator. En las siguientes figuras (Fig. 11 y 12) se muestra la malla generada para realizar las simulaciones.

Figura 11. Vista superior modelo enmallado

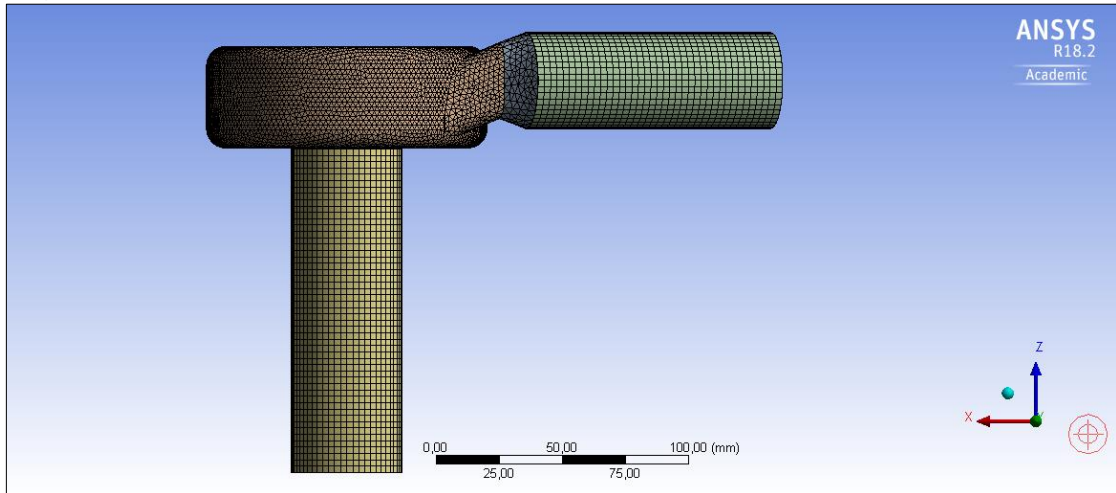


Fuente: Elaboración propia

<sup>50</sup> PAES, Mónica. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbogrupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p. Trabajo final de grado. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos.

<sup>51</sup> GALINDO, J. HOYAS, S. FAJARDO, P. and NAVARR, R. set up analysis and optimization of CFD simulations for radial turbines. Engineering Applications of CFD

Figura 12. Vista de lado modelo enmallado



Fuente: Elaboración propia

Algunas de las características de la configuración del enmallado para generar un modelo con mayor calidad y finura son presentadas en el cuadro 4.

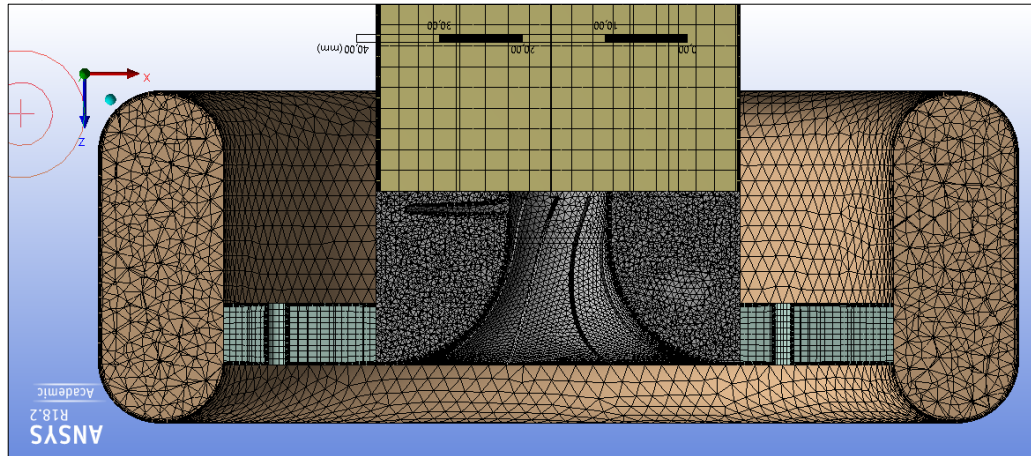
Cuadro 4. Detalles de la malla.

Tamaño	Size function	Proximity and Curvature
	Relevance center	Medium
	Transition	Slow
	Span angle center	Fine
Calidad	Smoothing	High
	Target skewness	0,9
Inflación	Inflation option	Total thickness
	Number of layers	5
	Growth rate	1,2
	Maximum thickness	0,5mm

Fuente: Elaboración propia

En la figura 13 se observa que en las zonas donde realmente es interesante modelar el comportamiento, es en donde el tamaño del elemento es más pequeño, por ejemplo en el rotor y en el estator. Por el contrario en el ducto de salida el tamaño del elemento es más grande, además de ser una malla estructurada.

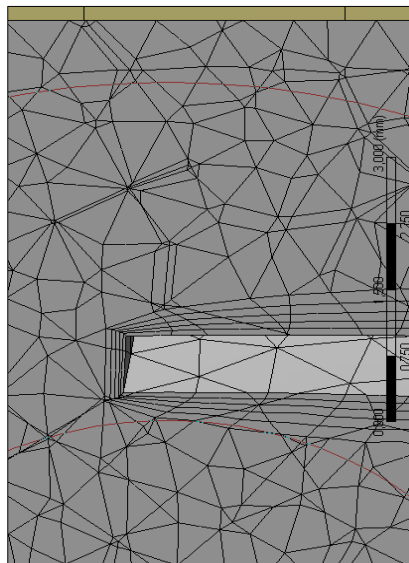
Figura 13. Corte frontal del modelo enmallado



Fuente: Elaboración propia

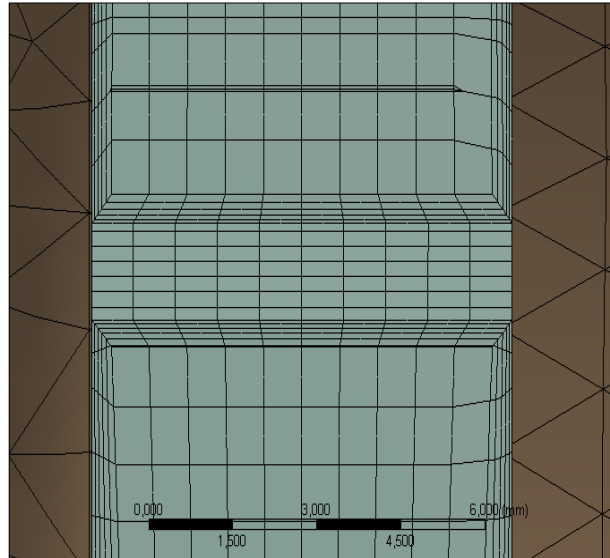
En la figura 14 y 15 se observa el detalle de la inflación generada en los álabes del rotor y en el estator, y como se especifica en el cuadro 4 el espesor total de esa capa límite es de 0,5mm en un total de 5 capas con un crecimiento de 1,2 entre cada capa. Esto con el fin de que los efectos de la turbulencia en estas zonas sean correctamente calculados por el modelo de turbulencia seleccionado y también mejorar la precisión de los resultados.

Figura 14. Detalle de la capa límite en los alabes del rotor



Fuente: Elaboración propia

Figura 15. Detalle de la inflación de los álabes del estator



Fuente: Elaboración propia

### 2.3 CONDICIONES DE FRONTERA

Para lograr reproducir el fenómeno físico que sucede en la turbina de un turbocargador, no solo es necesario disponer de las ecuaciones de gobierno, previamente mencionadas, que manejan los diferentes softwares sino también es necesario introducir las condiciones de frontera correctas o acordes con lo que se quiere modelar.

Normalmente en turbo maquinaria son adoptados dos métodos o tipos de condiciones de frontera, el primero utilizado por Fajardo<sup>52</sup> en su proyecto y es el método de las presiones, es decir que las condiciones de frontera impuestas en la entrada del dominio son: la *presión total* y la *temperatura total*, mientras que en la salida es la *presión estática*. Recordar la presión total como se expresó en el primer capítulo, en función de las temperaturas, el exponente isentrópico de los gases y el número de Mach. Este tipo de combinación de presión total a la entrada y estática a la salida, se ha encontrado que proporciona una buena estabilidad numérica y razones de convergencia en turbinas de flujo radial<sup>53</sup>. También cabe destacar que esta condición permite establecer la presión manométrica a la salida cuando el flujo

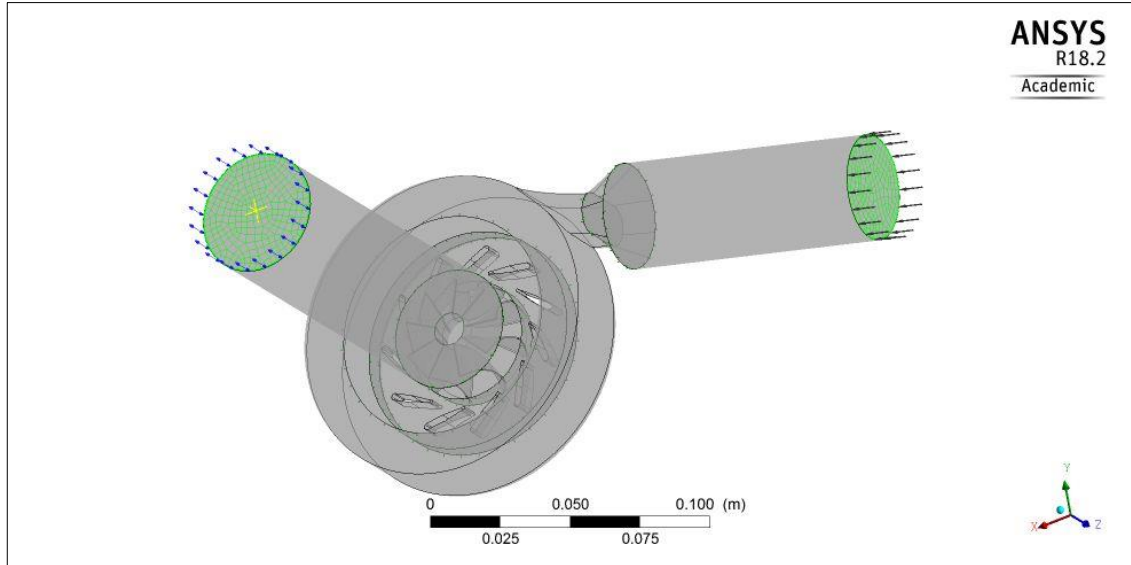
---

<sup>52</sup> FAJARDO, Pablo. Methodology for the Numerical Characterization of a Radial Turbine under Steady and Pulsating Flow. Valencia, 2013, 244p. Doctoral thesis. Universidad Politécnica de Valencia.

<sup>53</sup> SIMPSON, S. SPENCE, W. and WATTERSON, J. A comparison of the flow structures and losses within vaned and vaneless stators for radial turbines". In: Journal of Turbomachinery 131, 2009. p. 031010-5.

es subsónico, mientras la presión es extrapolada desde el interior si se alcanza el régimen supersónico<sup>54</sup>.

Figura 16. Esquema condiciones de frontera en el dominio



Fuente: Elaboración propia

El segundo método Fig. 16, que fue el que se utilizó en este proyecto por razones que se dan más adelante en el estudio de convergencia de malla, es la condición de *flujo másico* y *temperatura total* en la entrada del dominio y en la salida se mantiene la *presión estática* acompañada de la *temperatura estática*, esta es una condición de frontera que también ha sido utilizada en otros proyectos como en Shyang<sup>55</sup> en donde aparte de modelar el flujo se modela la transferencia de calor en el sistema, y que también brinda estabilidad numérica y tasas de convergencia rápidas. El caudal másico especificado se distribuye por todas las caras utilizando el valor del área, así:

Flujo másico en la condición de entrada:

$$\dot{m}_f = \dot{m} \cdot \frac{|\vec{s}_f|}{|\vec{S}_{total}|}$$

Donde:

$\dot{m}_f$ : Flujo másico a través de la célula.

<sup>54</sup> Ibíd., p. 23

<sup>55</sup> SHYANG, M- Flow and heat transfer in a turbocharger radial Turbine. Sweden. Diciembre, 2016. Technical reports from Royal Institute of Technology.

$|\vec{s}_f|$ : Área de la cara de la célula.

$|\vec{s}_{total}|$ : Área total del plano de la entrada.

Y para un flujo másico especificado en la entrada, la velocidad es computada por medio de la siguiente ecuación:

Velocidad en la entrada del domino:

$$\dot{m} = \rho \cdot \vec{s} \bullet \vec{v}$$

En cuanto a la condición de frontera en la salida del domino, donde las presión y temperatura estática son impuestas, la velocidad es extrapolada por la célula adyacente al interior del domino por medio del método de Hybrid Gauss-Least Squares<sup>56</sup>. Y permite que en caso de que en el dominio exista un flujo reverso, es decir, que en la salida haya un flujo entrando de nuevo en el dominio, la presión estática especificada sea tomada como una presión total.

Finalmente el segundo método ha generado mejores resultados y una velocidad de convergencia más rápida, pero debe considerarse como menos real en sus definiciones. Dado que un flujo másico siempre se genera por una relación de presión entre la entrada y la salida de cada sistema abierto, cuando sea posible es mejor fijar las condiciones de presión límite y dejar que el sistema se alinee con el valor de flujo másico<sup>57</sup>. A pesar de que ese argumento es cierto, en el estudio de independencia de malla que se muestra en el siguiente capítulo se define el por qué se decidió utilizar el segundo método y no el primero, aunque los dos métodos son igualmente válidos.

Dentro de las condiciones de frontera también es válido mencionar las condiciones de pared impuestas en el programa, pues son paredes sin deslizamiento y para reproducir lo que se hace en los ensayos de turbina experimentales las paredes son consideradas adiabáticas.

Como se mencionó anteriormente la estrategia de movimiento del rotor es importante para modelar la rotación de este elemento y es necesario decantarse por alguna de las dos estrategias, MRF o SSM, en este proyecto se consideró la estrategia de modelamiento del rotor que se conoce como *Frozen rotor* o Multiple Reference Frame pues su costo computacional no es tan elevado como en el SSM (Sliding Sizing Mesh) y además reproduce los efectos del flujo en el rotor en condiciones estables de una forma adecuada, y para los intereses de este trabajo es una alternativa viable.

---

<sup>56</sup> SHYANG, M- Flow and heat transfer in a turbocharger radial Turbine. Sweden. Diciembre, 2016. Technical reports from Royal Institute of Technology. p. 42

<sup>57</sup> CAPILUPPI, C. Three dimensional CFD simulation of a turbocharger turbine for motorsports applications. Parma, 2011-2012. Maestría en ingeniería mecánica. p. 40



### 3. PROCESADO

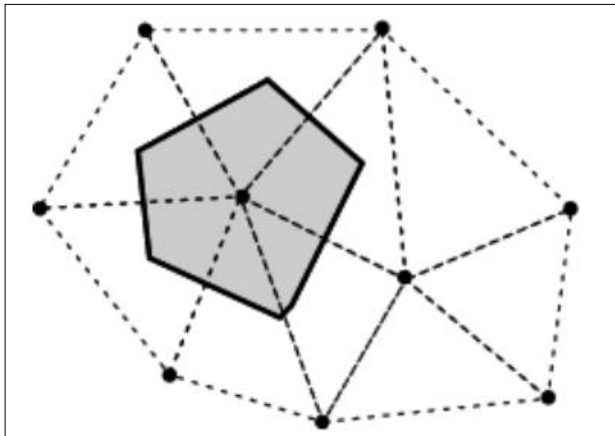
En este capítulo se presenta el procesado del modelo computacional, es decir, una breve explicación del proceso de discretización de las ecuaciones que lleva a cabo el software utilizado ANSY CFX®, una descripción de la precisión numérica e incertidumbre que se posee en este tipo de simulaciones. Se determina con cuál de las dos metodologías de condiciones de frontera propuestas fue posible alcanzar el estudio de independencia de malla, y se muestran los resultados de este. También se presentan las tablas de datos de entrada para la simulación para cada condición de apertura del estator en la turbina.

#### 3.1 DISCRETIZACIÓN

Las ecuaciones previamente descritas en el capítulo uno que sirven para modelar el comportamiento del flujo en una geometría tan compleja, como la de la turbina del turbocargador, son solucionadas a través de procesos iterativos en un dominio computacional discretizado con la inclusión de unas condiciones de frontera acordes al fenómeno físico a reproducir. En este proyecto todas las simulaciones fueron ejecutadas usando el método de volúmenes finitos, el cual es el que utiliza el solver CFX de ANSYS.

Este método discretiza el dominio espacial utilizando una malla, esta malla es utilizada para construir volúmenes finitos, en los cuales se resuelven las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía. Ahora el método de volúmenes finitos que utiliza CFX es el centrado en los vértices del elemento como tal, la figura 17 muestra una representación esquemática del método, este método almacena la información de la variable en cuestión formando volúmenes de subcontrol más pequeños que rodean el vértice.

Figura 17. Método centrado en los vértices



Fuente. ACHARYA, R. Investigation of differences in Ansys solvers CFX and fluent. 2016. p.14

Los esquemas de discretización que posee el solver CFX son: *first order upwind*, *second order upwind*, *second order central difference* y *high resolution scheme*, el utilizado en este proyecto fue el *high resolution scheme* pues ofrece un escenario óptimo que proporciona una mezcla del primer y segundo orden con la ayuda de una función no lineal evaluada para cada nodo<sup>58</sup>.

### 3.2 CONCEPTOS DE PRECISIÓN NUMÉRICA E INCERTIDUMBRE

Uno de los factores importantes para determinar la viabilidad de los resultados de una simulación se encuentra en la precisión e incertidumbre de los resultados, que van de la mano con la validación y verificación de estos, y también términos importantes como la calibración, predicción y la credibilidad de las simulaciones. Aunque cabe destacar, que en este proyecto no se realizan análisis de sensibilidad o de incertidumbre, porque daría cabida a otro proyecto, es relevante destacar las diferentes condiciones por las cuales se pueden generar errores, imprecisiones e incertidumbres en simulaciones de dinámica de fluidos computacional.

En la dinámica de fluidos computacional se debe diferenciar el modelo conceptual, que es aquel que a partir de observaciones y experimentos permite obtener los modelos matemáticos y ecuaciones que describen el sistema físico de interés, del modelo computarizado, que es un programa informático operacional, es decir, el código o el modelo computacional por el cual se representan las ecuaciones.

3.2.1 Verificación y validación. Las definiciones de estos dos términos y demás que se presentan en esta sección fueron tomadas de "*Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations*"<sup>59</sup> de AIAA (American institute of Aeronautics and Astronautics), y son las siguientes:

Verificación: El proceso para determinar que la implementación de un modelo representa con precisión la descripción conceptual del desarrollador del modelo y la solución al modelo.

Validación: El proceso para determinar el grado en el que un modelo es una representación precisa del mundo real desde la perspectiva de los usos previstos del modelo.

Existen algunas implicaciones en estas definiciones que deben ser clarificadas para su correcto entendimiento, como el hecho de que en la precisión que se asume se puede determinar una medida de corrección. En las actividades de verificación, la precisión generalmente se mide con respecto a las soluciones de referencia de

---

<sup>58</sup> ACHARYA, R. Investigation of differences in Ansys solvers CFX and fluent. 2016. p.14

<sup>59</sup> AIAA. Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations. G-077-1998.

problemas de modelos simplificados<sup>60</sup>. En este tipo de actividades la precisión se mide con respecto a los datos experimentales, pero de igual manera existen deficiencias. Por ejemplo, las soluciones de referencia son extremadamente limitadas en la complejidad de la física y la geometría del flujo; y todos los datos experimentales tienen errores aleatorios y de sesgo, lo que puede hacer que las mediciones sean menos precisas que los resultados de CFD<sup>61</sup>. La verificación a fin de cuentas solo evalúa si la representación del modelo CFD, matemático y el código computacional del sistema físico son solucionados con precisión. Por otra parte la validación, dice si el modelo correcto se resuelve. Esto implica que el modelo se soluciona correctamente, es decir, se verifica.

En las simulaciones que involucran sistemas de física de flujo complejos o sistemas de ingeniería multidisciplinarios, los procedimientos estrictos de validación generalmente no se usan demasiado, por su poca practicidad. Por ejemplo, cuando todos los parámetros importantes del modelo físico no se conocen, algunos de estos parámetros se consideran ajustables. O cuando las soluciones resueltas en la malla no se pueden lograr debido a los recursos informáticos necesarios para la simulación, se deben hacer ajustes para mejorar el acuerdo con los datos experimentales<sup>62</sup>. Cuando se producen estos tipos de actividades, el término calibración describe el proceso más adecuadamente que la validación.

3.2.2 Incertidumbre y error. La pérdida en precisión en la modelación y simulación de sistemas físicos, casi siempre se asocia a estos dos términos, pues son los que se han investigado e identificado en varias ramas y disciplinas. Los errores de redondeo del computador, errores de convergencia iterativa, son bien conocidos. Pero existe también una diferenciación entre estos dos términos que debe ser explicada, para su correcto entendimiento y uso, y son las siguientes:

Incertidumbre: Una posible deficiencia en cualquier fase o actividad del proceso de modelado que se debe a la falta de conocimiento.

Error: Una deficiencia reconocible en cualquier fase o actividad de modelado y simulación que no se debe a la falta de conocimiento.

Por lo tanto una incertidumbre es considerada como, la falta de conocimiento, que puede o no ocurrir, porque se desconoce el comportamiento de una característica física o de un parámetro. Para tratar la incertidumbre existen dos análisis muy cercanos, el análisis de sensibilidad y el de incertidumbre. Un análisis de sensibilidad se compone de múltiples simulaciones de un código específico, para determinar el efecto de la variación de algún componente del modelo, así como un

---

<sup>60</sup> AIAA. Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations. G-077-1998. p. 3

<sup>61</sup> Ibíd., p. 3

<sup>62</sup> Ibíd., p. 4

parámetro de entrada o una asunción de modelación, en ciertas cantidades de salida<sup>63</sup>. Los errores como bien dice su definición, son algunas deficiencias que se pueden reconocer en la modelación o simulación, por ejemplo errores en el código, es decir, la programación y que son propiamente errores humanos.

3.2.3 Calibración y Predicción. En el contexto del CFD es de relevancia definir estos dos términos, ya que para cada uno se lleva a cabo una acción que determina de alguna manera, la función u objetivo de la simulación, por esto las definiciones se expresan a continuación:

Calibración: es el proceso de ajustar parámetros de modelamiento físicos o numéricos en el modelo computacional con el propósito de mejorar la concordancia con los datos experimentales.

Predicción: uso de un modelo CFD para predecir el estado de un sistema físico en condiciones para las cuales el modelo CFD no ha sido validado.

De manera que, no hay que confundir la calibración del modelo computacional, es decir, la acción de mejorar la concordancia de la simulación con los datos experimental, con la determinación de la precisión de los resultados, o sea la validación. Es fácil confundirlos, pero la calibración se produce por ciertas restricciones, como por ejemplo, presupuesto, costo computacional o un modelamiento físico incompleto. Por otra parte la predicción se refiere al comportamiento del modelo computacional frente a la infinidad de condiciones que puede estar sujeto el modelo, y en donde no se posee puntos de referencia experimentales, pues si se poseen no sería una predicción sino una posdicción y por lo tanto la verificación como la validación del modelo no pueden determinar que en la predicción se obtengan datos con precisión.

### 3.3 INDEPENDENCIA DE MALLA

Con anterioridad, en el segundo capítulo en la sección del mallado, se mencionó la tipología de la malla que se utilizó en este proyecto que es una malla tetraédrica no estructurada, para el rotor y la voluta, y una malla hexaédrica estructurada para la entrada, la salida y el estator. Una vez conocido esto el siguiente paso dentro del procesado es el análisis de independencia de malla.

Usualmente un análisis de independencia es hecho considerando que entre más fina es la malla mejores resultados se obtienen<sup>64</sup>. El proceso usualmente realizado en turbo maquinaria consiste en obtener diferentes tamaños de malla, cada vez más

---

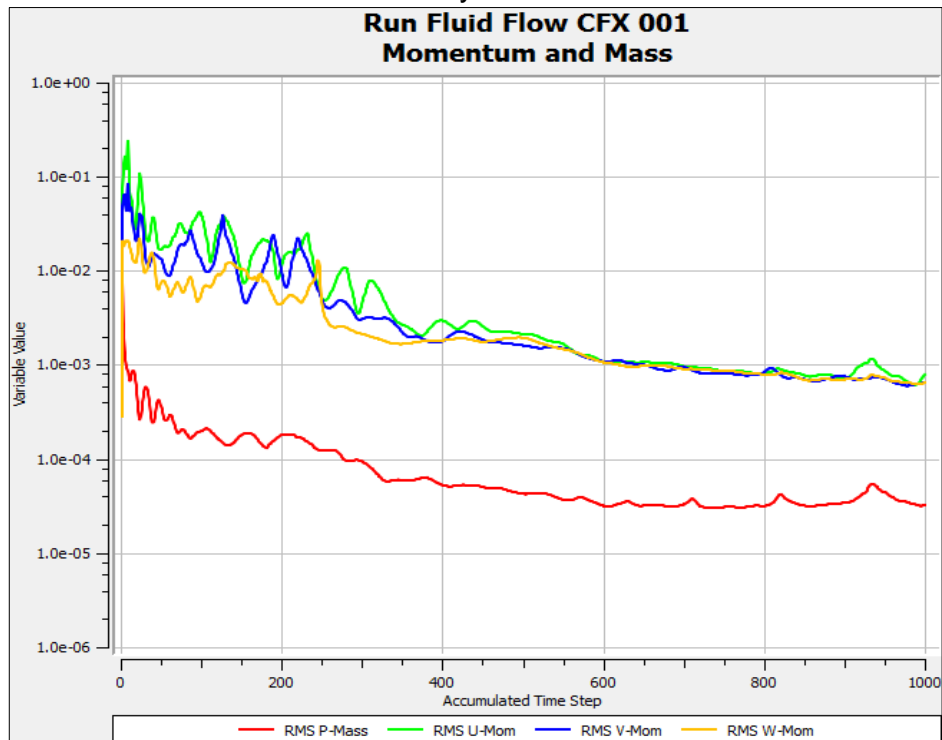
<sup>63</sup> AIAA. Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations. G-077-1998. p. 5

<sup>64</sup> FAJARDO, Pablo. Methodology for the Numerical Characterization of a Radial Turbine under Steady and Pulsating Flow. Valencia, 2013, 244p. Doctoral thesis. Universidad Politécnica de Valencia. p. 27

refinados, y en cada tamaño correr la simulación bajo los mismos parámetros. En este caso los refinamientos se hicieron en donde es importante considerar el desarrollo del flujo como en el rotor, el elemento más crítico, luego el estator pues es el que le da el ángulo de incidencia al flujo que se dirige al rotor, y otro elemento que es importante es la voluta, ya que la principal función de esta es direccionar el flujo a los álabes del estator y mantener una presión más o menos constante en esta zona.

Antes de obtener la independencia de malla, es necesario que se alcance la convergencia de los valores de la media cuadrática de los residuales, tanto de la masa como del momento. Y que lleguen a un error del orden de  $1 \times 10^{-4}$ . Este monitor se muestra en la siguiente gráfica.

Gráfica 3. Error RMS Momento y Masa



Fuente: Elaboración propia

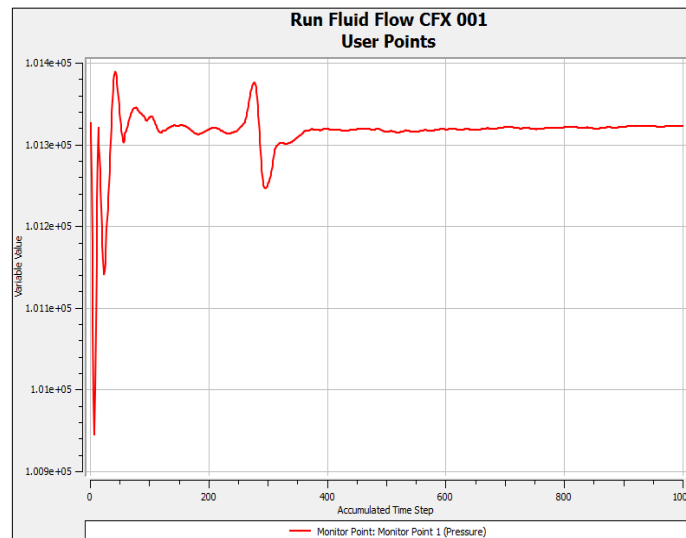
Los residuales son una medida del desequilibrio local de cada volumen de control al que se le aplican las ecuaciones de conservación. Por lo tanto, cada celda del dominio tendrá su propio valor residual para cada una de las ecuaciones que se resuelven. En la convergencia de los resultados, los residuales son la medida más importante ya que se relaciona con si las ecuaciones de gobierno se han resuelto con precisión<sup>65</sup>. Es decir, si el orden de los residuales es cada vez menor esto

<sup>65</sup> ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. 2009. p. 256.

significa que se aproxima a cero, aunque realmente nunca llegara a serlo, la precisión de los resultados es mucho más confiable, pero no representa que la selección de las condiciones de frontera y del modelo físico sea el correcto.

Y además de que los residuales converjan en un orden de  $1 \times 10^{-4}$  también es aconsejable que una variable del dominio sea monitoreada para asegurar la estabilidad de la solución. En este caso la variable medida fue la presión a la salida del dominio como se muestra en la gráfica 4

Gráfica 4. Punto de monitoreo: Presión en la salida del dominio

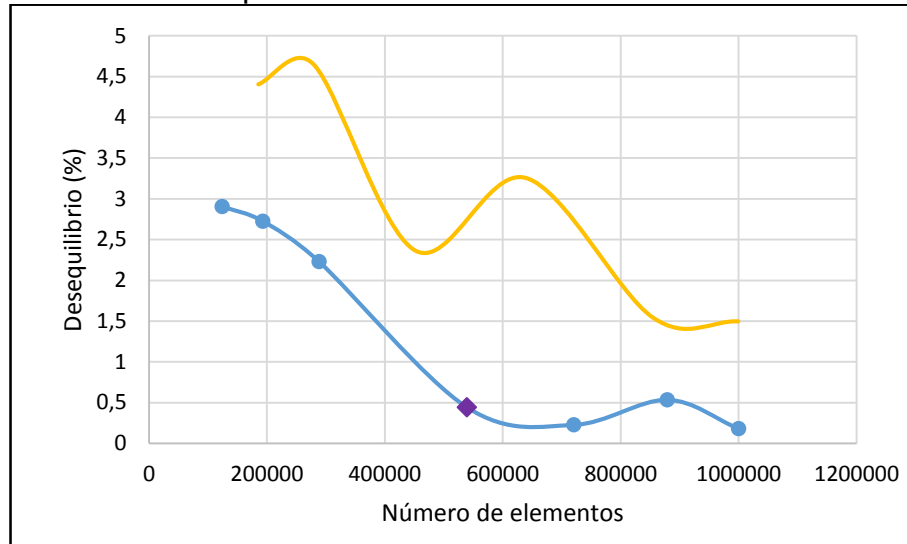


Fuente: Elaboración propia

Otro criterio dentro de la convergencia de los resultados para realizar una simulación confiable es que los desequilibrios de masa en el dominio sean menores al 1%. Los desequilibrios en el sistema representan la conservación de las diferentes variables en el sistema, es decir, la solución mediante el proceso iterativo debe asegurar que se cumpla el principio de conservación de masa, energía, momento, etc. En este proyecto específicamente se manejan los desequilibrios del flujo másico en el sistema, asegurando que en cada nivel de residuales y para cada tamaño de malla se cumpliera el criterio establecido (<1%).

En la gráfica 5 se muestran los desequilibrios para dos métodos de condiciones de frontera que previamente se mencionaron, uno basado en presiones (línea amarilla) y el otro en flujo másico a la entrada (línea azul). De manera que, una de las razones por las cuales se escogió el segundo método fue precisamente por los desequilibrios en el sistema. En el método de presiones los desequilibrios no llegaban a valores del 1%. Mientras que en el método de flujo másico a la entrada, el desequilibrio alcanzó valores menores o iguales a 1% en números de malla por encima de los cuatrocientos mil elementos.

Gráfica 5. Desequilibrio de masa en el dominio



Fuente: Elaboración propia

El siguiente paso dentro del análisis de independencia es, una vez alcanzada la convergencia, empezar a realizar simulaciones, bajo los mismos parámetros, a mallas de diferentes tamaños y con un factor de refinamiento que en este proyecto fue de  $\approx 1.5$ . También hay que destacar que se utilizó como fluido de trabajo gas ideal aire y las propiedades se muestran en el cuadro 5.

Cuadro 5. Propiedades del aire

Propiedades del material	Valor	Unidades
Viscosidad dinámica	1,86E-05	Pa s
Peso molecular	289664	kg/mol
Calor específico	1003,64	J/kg-K
Conductividad térmica	0,026031	W/m K
Número de Prandtl turbulento	0,9	-

Fuente: Elaboración propia

El punto de operación seleccionado es en la línea de 60% de apertura, con una relación de expansión de 1.5, un flujo másico corregido de 0.065 kg/s y una velocidad corregida de 85.000 rpm como se puede constatar en la gráfica 2.

En la siguiente tabla se muestra los diferentes parámetros que se tuvieron en cuenta para llevar a cabo las simulaciones, con los dos métodos mencionados, en la turbina con una apertura del estator del 60%.

Cuadro 6. Parámetros de simulación.

Malla	# de Elementos	# Nodos	# iteraciones	Pout (Pa)	Tin (°C)	MFR i(kg/s)	n (rpm)	Tiempo (h)
1	124108	311146	1000	101325	771,85	0,051198	161870,52	1:15
2	193022	463043	1000	101325	771,85	0,051198	161870,52	1:42
3	288116	681956	1000	101325	771,85	0,051198	161870,52	2:30
4	539300	1159738	1000	101325	771,85	0,051198	161870,52	3:51
5	720405	1505131	1000	101325	771,85	0,051198	161870,52	4:51
6	878618	1836332	1000	101325	771,85	0,051198	161870,52	6:08
7	999627	2129308	1000	101325	771,85	0,051198	161870,52	6:35

Fuente: Elaboración propia

En cuanto al refinamiento es válido aclarar que, a pesar de que entre menor sea el tamaño de las celdas del dominio mejor será el resultado, hay otras dificultades que se deben tener en cuenta. Por ejemplo, si el refinamiento no se realiza de la manera adecuada, esto puede causar un incremento de la relación de aspecto de las celdas y el uso de celdas distorsionadas puede introducir errores de convergencia e incluso soluciones erróneas<sup>66</sup>. También es bien sabido que los modelos de turbulencia RANS se aplican en combinación con las funciones de pared, que modelan el comportamiento del flujo cerca a la pared del dominio. Y a pesar de que el modelo de turbulencia seleccionado es el SST  $k - \omega$ , ofrece como lo dice en la guía teórica de CFX<sup>67</sup> un tratamiento automático cerca de la pared del dominio que cambia las funciones de pared a una formulación basada en un número de Reynolds bajo, a medida que se refina la malla. El concepto en el que trabaja este tipo de función automática es el conocido como  $y^+$  y está en función del tamaño de malla y se define como:

$$y^+ = \frac{u_T * y}{\nu}$$

Donde:

$y$ : Distancia del nodo a la pared.

$u_T$ : Velocidad de fricción.

$\nu$ : Viscosidad cinemática.

En ese orden de ideas, en este proyecto la distancia cercana la pared fue considerada como 0.5mm esta distancia dividida entre 5 capas, y con un factor de crecimiento de 1.2 entre cada capa. La primera capa cerca de la pared del dominio, es decir la distancia del nodo a la pared  $y$  tiene un valor de 0.065mm.

Esta decisión fue basada en el hecho de que a pesar de que el software CFX® aplique una función automática para el tratamiento de las paredes cercanas al límite,

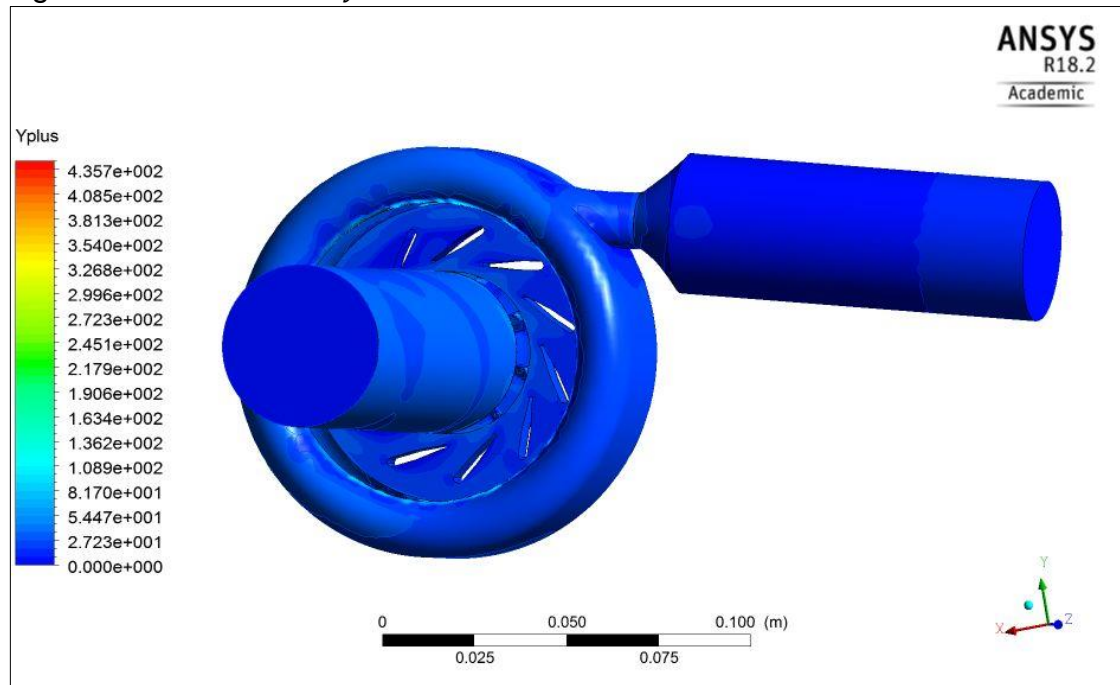
<sup>66</sup> FAJARDO, Pablo. Methodology for the Numerical Characterization of a Radial Turbine under Steady and Pulsating Flow. Valencia, 2013, 244p. Doctoral thesis. Universidad Politécnica de Valencia. p. 28

<sup>67</sup> ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. 2009.



la resolución de esta debe ser por lo menos  $y^+ < 2$  y es aconsejable rectificar este valor, por medio de la herramienta que permite visualizar el valor del  $y^+$  en el dominio y como dice Shyang<sup>68</sup> cuanto menor sea el valor de  $y^+$ , mejor se resuelven los gradientes en la dirección normal a la pared. La figura 18 permite comprobar que el valor de  $y^+$  es casi constante en todo el dominio con valores cercanos a cero.

Figura 18. Contorno de  $y^+$  en el dominio



Fuente: Elaboración propia

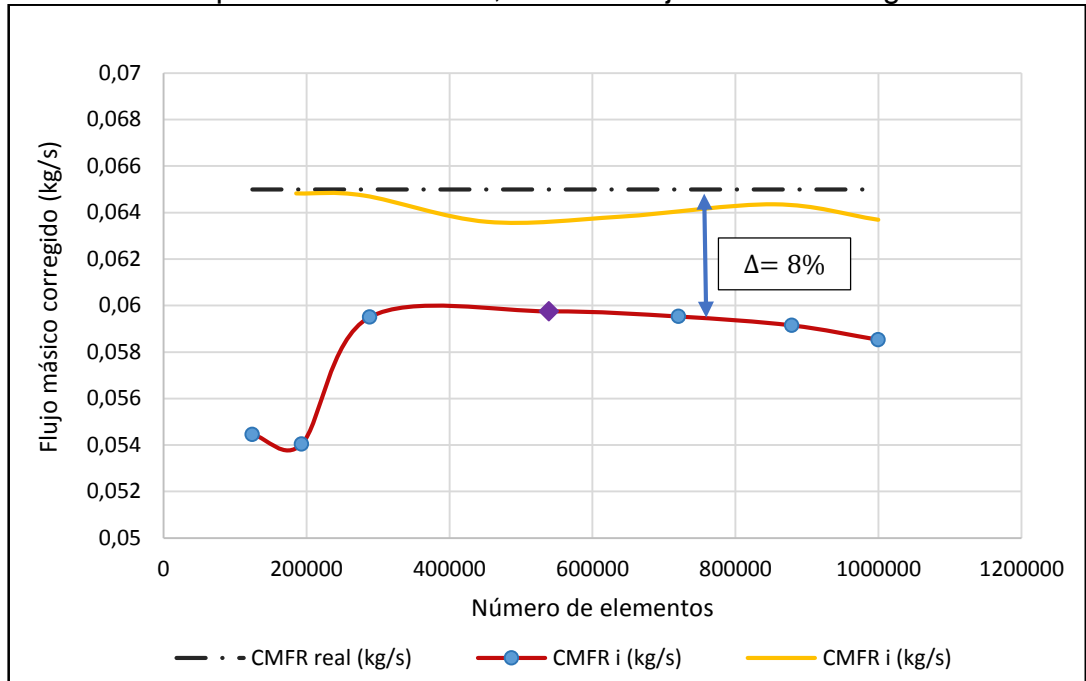
Finalmente, la última parte de este análisis, consiste en comprobar una vez realizadas las simulaciones con los diferentes tamaños de malla listados en la tabla 6, la diferencia porcentual de los resultados según la tolerancia impuesta, que en este proyecto fue del 1%, y concluir que existe la independencia de malla, es decir que la diferencia entre un dato específico logrado por una simulación, por ejemplo presión, velocidad o flujo másico, con un tamaño de malla menor y compararlo con el resultado de la misma variable para un tamaño de malla más grande, y verificar que la diferencia es igual o menor al 1%. Usualmente este análisis se representa en gráficas que relacionan la variable en cuestión y el número de elementos del dominio.

En este proyecto, se analizaron dos variables, con los dos métodos mencionados anteriormente. La gráfica 6 muestra la relación de Flujo másico corregido en la entrada del dominio (MRFi) versus el número de elementos en el dominio

<sup>68</sup> SHYANG, M- Flow and heat transfer in a turbocharger radial Turbine. Sweden. Diciembre, 2016. Technical reports from Royal Institute of Technology. p, 48

computacional para dos métodos diferentes de condiciones de frontera, basado en presiones (línea amarilla) y flujo másico en la entrada (línea azul). Además se muestra la línea de referencia (línea punteada), que representa el valor real, experimental y objetivo de las simulaciones.

Gráfica 6. Independencia de malla, variable flujo másico corregido

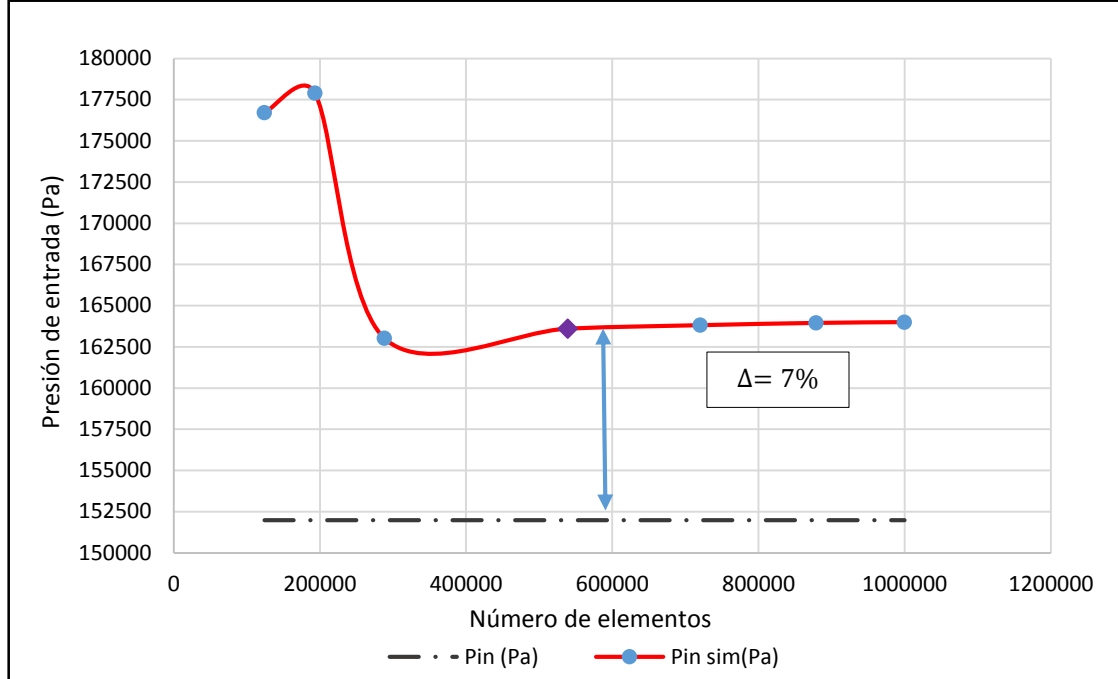


Fuente: Elaboración propia

A pesar de que el método de condiciones de frontera basado en presiones (línea amarilla) se acerca mucho más al valor objetivo o de referencia que el segundo método (línea roja), es importante destacar que con el primer método, como se dijo anteriormente, el desequilibrio en el sistema no llegaban a ser por lo menos el 1%. Además, para que el sistema se estabilizara en un valor cercano al de flujo másico corregido real, la suposición de las presiones de entrada y salida, o sea la relación de expansión, se tenían que alternar en valores que no representaban las condiciones reales de operación de la turbina. Por lo tanto, el segundo método de condiciones de frontera (flujo másico a la entrada) es el seleccionado, porque aparte de representar las condiciones de presión y flujo reales en el sistema, sus valores de desequilibrio son inferiores al 1% y la diferencia porcentual con el valor real (8%) son aceptables dadas las condiciones y limitaciones.

En la siguiente gráfica se representa la independencia de malla por medio del método seleccionado, pero esta vez la variable medida es la presión de entrada en el sistema, que es la que calcula el programa, basado en las condiciones de frontera impuestas.

Gráfica 7. Independencia de malla, variable presión de entrada



Fuente: Elaboración propia

A pesar de que la diferencia entre el dato real y el simulado es de 7.22% utilizando este método, con el otro método las diferencias eran de alrededor del 32%, no se representan en la gráfica pues no cabían. Lo que también sirvió como argumento para no tomar en cuenta el método de las presiones pues para alcanzar un rango aceptable de valores y que converjan utilizando este método, el dominio computacional usualmente posee mallas con millones de celdas, es por eso que es tan difícil aproximarse al valor real, además no solo se hace con el propósito de obtener el desempeño de la turbina, sino también para analizar otras variables que influyen en el desarrollo de flujo en el sistema, como el tip leakage, tip clearance etc. y que están relacionadas con la calidad, finura y tamaño de la malla.

En conclusión, la malla seleccionada fue aquella que cumplió, de alguna manera, los diferentes estándares propuestos acá, es decir, desequilibrios menores al 1%, el porcentaje de error entre los valores de las simulaciones también menores al 1% (Gráfica 8), y que las condiciones de frontera representaran el fenómeno físico de manera adecuada. La malla seleccionada es el punto morado en las diferentes gráficas, que constituye la malla número 4, según el cuadro 6, que tiene un número de elementos de 539.300 y se puede comprobar que cumple con los criterios establecidos con anterioridad. La gráfica 8 expone los errores porcentuales entre los valores de las variables medidas en las simulaciones, por medio del método de flujo másico en la entrada, las variables medidas son la presión en la entrada del domino y el flujo másico corregido.

Cabe resaltar la diferencia entre el valor de los residuales RMS de masa y momento y el error porcentual de las simulaciones, pues el primero se obtiene como criterio para establecer la convergencia de la simulación y está relacionado con la solución de las ecuaciones de conservación en el proceso iterativo. Mientras que, el error porcentual viene dado por los resultados de las medidas globales de la simulación y que se relaciona con el tamaño de malla utilizado, bajo los mismos parámetros. Este error se calcula por medio de la siguiente ecuación:

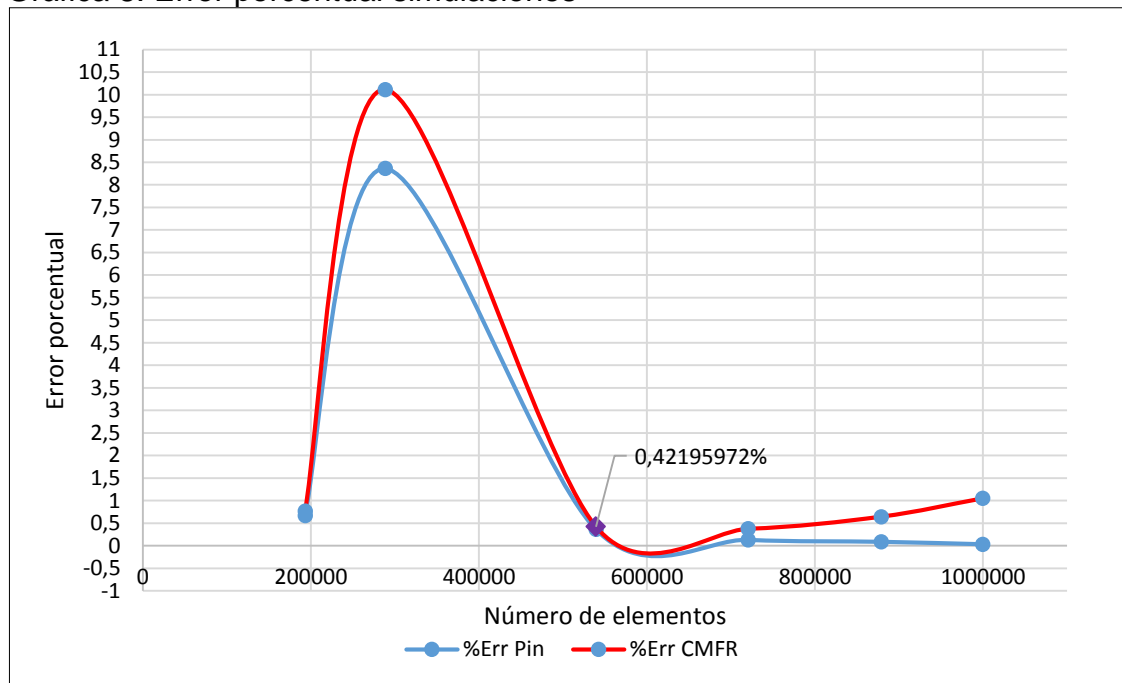
$$Err\% = \left| \frac{V_i - V_c}{V_i} \right| * 100$$

Donde:

$V_i$ : Valor inicial o anterior.

$V_c$ : Valor calculado por la simulación. (Pin, CMFR)

Gráfica 8. Error porcentual simulaciones



Fuente: Elaboración propia

El punto morado en la gráfica 8, da a entender que los errores porcentuales de los valores en consideración, tan solo divergen en un 0.423%, de manera que la independencia de malla es alcanzada en este punto, y debido a que el error porcentual en el siguiente punto de medida también es menor al 1% se considera este número de malla para trabajar, pues aunque se tome la malla número 5, según el cuadro 6, los datos de simulaciones van a ser prácticamente iguales, de modo que para disminuir el costo computacional es posible trabajar con la malla número 4.

Algunas de las características de la malla seleccionada son listadas en el siguiente cuadro:

Cuadro 7. Características de la malla seleccionada

<b>Componente</b>	<b>Tamaño de elemento</b>	<b>Distancia pared</b>	<b>y+</b>
Entrada	3 mm	0,065 mm	1,97373
Voluta	2,8 mm	0,065 mm	1,57583
Estator	1,2 mm	0,05 mm	1,06626
Rotor	0,9 mm	0,06 mm	1,06407
Salida	3 mm	0,065 mm	1,52370

Fuente: Elaboración propia

### 3.4 SIMULACIONES DEL FLUJO EN LA TURBINA

Según las configuraciones de la simulación planteadas anteriormente y con las que se realizó el pre procesado y la independencia de malla, se llevaron a cabo las simulaciones en la turbina del turbocargador GARRETT GT1749v para los tres porcentajes de apertura planteados. La simulación se hace en estado estable, con una malla de 539.300 elementos entre ellos hexaédricos y tetraédricos, con un modelo de turbulencia SST  $k - \omega$  de Menter, con la estrategia de modelamiento del rotor llamada MRF o también conocida como *frozen rotor*, con el segundo método propuesto de condiciones de frontera basado en flujo másico a la entrada, temperatura total en la entrada y presión estática a la salida, con un y+ menor a dos en cada una de los componentes del domino y con un total de 1000 iteraciones por simulación.

3.4.1 Condiciones de flujo estable apertura álabes 20%. Esta apertura corresponde a un régimen de motor bajo, es decir el flujo másico a la entrada es bajo y la función de los álabes en esta posición será de acelerar el fluido. En el cuadro 8 se muestran los puntos de operación de la turbina que fueron simulados.

Cuadro 8. Puntos de operación apertura 20%

<b>Turbina 20%</b>				
<b>PO</b>	<b>MFR (kg/s)</b>	<b>Tin (°C)</b>	<b>Pout (Pa)</b>	<b>n (rpm)</b>
1	0,03279047	771,85	101325	140922,57
2	0,03507474	771,85	101325	140922,57
3	0,03737126	771,85	101325	140922,57
4	0,04197687	771,85	101325	161870,52
5	0,04427384	771,85	101325	161870,52
6	0,04655884	771,85	101325	161870,52
7	0,05058696	791,85	101325	182637,14
8	0,05277887	791,85	101325	182637,14
9	0,05493493	791,85	101325	182637,14
10	0,05911554	791,85	101325	201862,1
11	0,06112808	791,85	101325	201862,1
12	0,06308078	791,85	101325	201862,1
13	0,06678268	791,85	101325	221087,06
14	0,06851988	791,85	101325	221087,06
15	0,07017324	791,85	101325	221087,06

Fuente: Elaboración propia

3.4.2 Condiciones de flujo estable apertura álabes 40%. En esta condición el régimen del motor casi llega a la mitad de su potencial y es la apertura en donde se puede desempeñar con mayor frecuencia el turbocargador. En el cuadro 9 se muestra los puntos de operación de la turbina que fueron simulados.

Cuadro 9. Puntos de operación apertura 40%

<b>Turbina 40%</b>				
<b>PO</b>	<b>MFR (kg/s)</b>	<b>Tin (°C)</b>	<b>Pout (Pa)</b>	<b>n (rpm)</b>
1	0,03741429	771,85	101325	140922,57
2	0,04023986	771,85	101325	140922,57
3	0,04308505	771,85	101325	140922,57
4	0,04594153	771,85	101325	161870,52
5	0,04880101	771,85	101325	161870,52
6	0,05165517	771,85	101325	161870,52
7	0,05449570	771,85	101325	180914,11
8	0,05731429	771,85	101325	180914,11
9	0,06010264	771,85	101325	180914,11
10	0,06285242	771,85	101325	199957,70
11	0,06493688	791,85	101325	201862,10
12	0,06755963	791,85	101325	201862,10
13	0,07011950	791,85	101325	221087,06
14	0,07260824	791,85	101325	221087,06
15	0,07501763	791,85	101325	221087,06

Fuente: Elaboración propia

3.4.3 Condiciones de flujo estable apertura álabes 60%. En esta condición el motor se estaría desempeñando en un régimen alto pero que no se sale de la realidad, y es posible que ocurra dentro de la conducción diaria. En el cuadro 10 se muestra los puntos de operación que fueron simulados.

Cuadro 10. Puntos de operación apertura 60%

<b>Turbina 60%</b>				
<b>PO</b>	<b>MFR (kg/s)</b>	<b>Tin (°C)</b>	<b>Pout (Pa)</b>	<b>n (rpm)</b>
1	0,04157343	751,85	101325	139567,51
2	0,04450591	771,85	101325	140922,57
3	0,04784160	771,85	101325	140922,57
4	0,05116775	771,85	101325	161870,52
5	0,05447136	771,85	101325	161870,52
6	0,05773944	771,85	101325	161870,52
7	0,06095899	771,85	101325	180914,11
8	0,06411702	771,85	101325	180914,11
9	0,06720052	771,85	101325	180914,11
10	0,07019651	771,85	101325	199957,70
11	0,07309198	771,85	101325	199957,70
12	0,07515813	791,85	101325	201862,10
13	0,08028073	791,85	101325	221087,06
14	0,08262187	791,85	101325	221087,06
15	0,08479908	791,85	101325	221087,06

Fuente: Elaboración propia

#### 4. POS PROCESADO DE LA SIMULACIÓN.

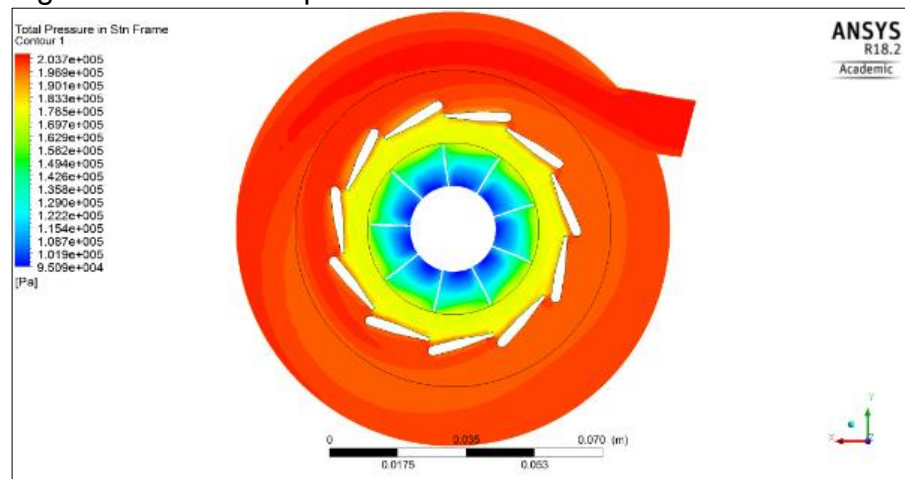
Este capítulo forma parte de la última etapa del proyecto que es el pos procesado de las simulaciones, que son los resultados y el análisis de los datos y contornos obtenidos en los puntos de operación y que se consideran importantes para establecer la concordancia del modelo computacional con la realidad. También se establece una comparación entre los datos simulados con los experimentales y se expresa el error porcentual para cada una de las variables que conforman el mapa de rendimiento de la turbina del turbo cargador. Cabe mencionar que el contenido en su gran mayoría es gráfico.

##### 4.1 RESULTADOS SIMULACION APERTURA 20%

En primer lugar para empezar el análisis de resultados, se obtienen los contornos de presión y las líneas de velocidad para un punto de operación en la turbina. El plano en el que se muestran los contornos es el plano de entrada del rotor, es decir aproximadamente la mitad del domino que está a una distancia de 65.5 mm del eje de referencia.

Se observa como los álabes en el estator para el punto de operación seleccionado (Fig. 20) cumple con su función principal, que es acelerar el flujo, además de darle la dirección de incidencia en el rotor. La cantidad de flujo másico que pasa por el domino es de 0.0351 kg/s. Por otra parte el contorno de presión (Fig. 19) muestra el proceso de expansión que es característico en este tipo de máquinas.

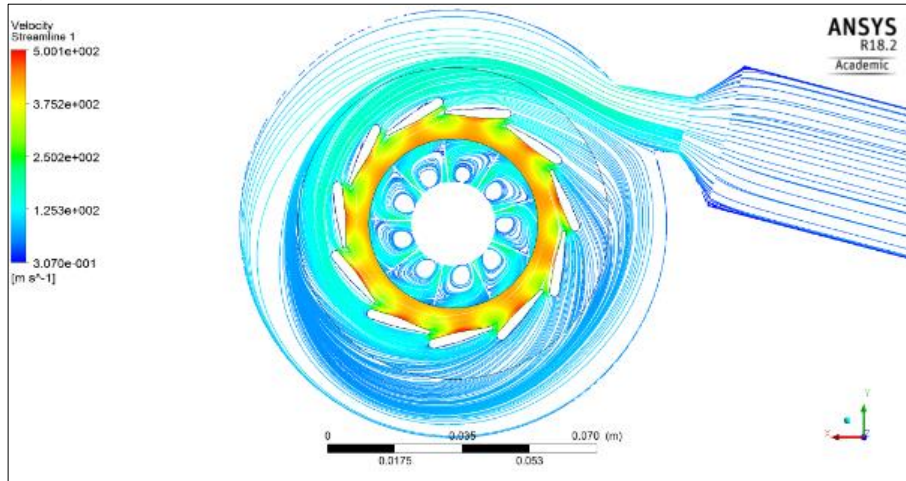
Figura 19. Contorno presión turbina 20%



Fuente: Elaboración propia



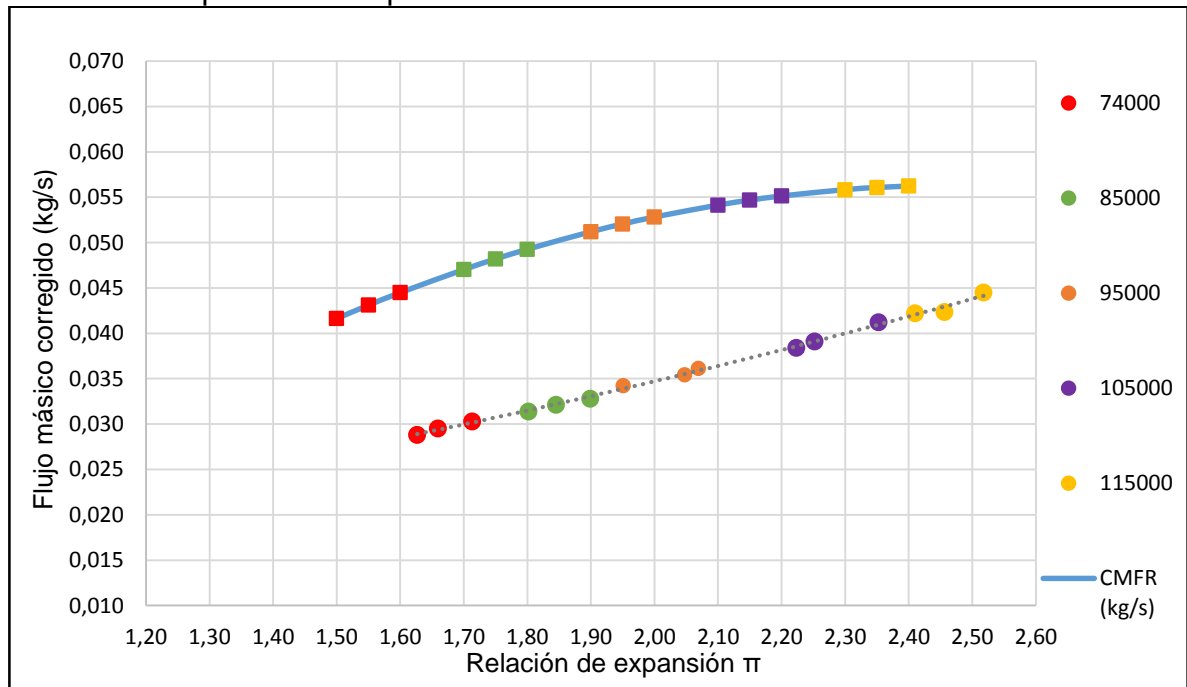
Figura 20. Contorno velocidad turbina 20%



Fuente: Elaboración propia

4.1.1 Comparación mapa de desempeño simulado vs. experimental. Uno de los objetivos principales del proyecto es la obtención de los mapas de rendimiento de la turbina y su comparación con los experimentales, en la siguiente gráfica se expresa el flujo másico corregido en función de la relación de expansión en el sistema para quince puntos de operación y 5 velocidades de rotación.

Gráfica 9. Mapa de desempeño turbina 20%



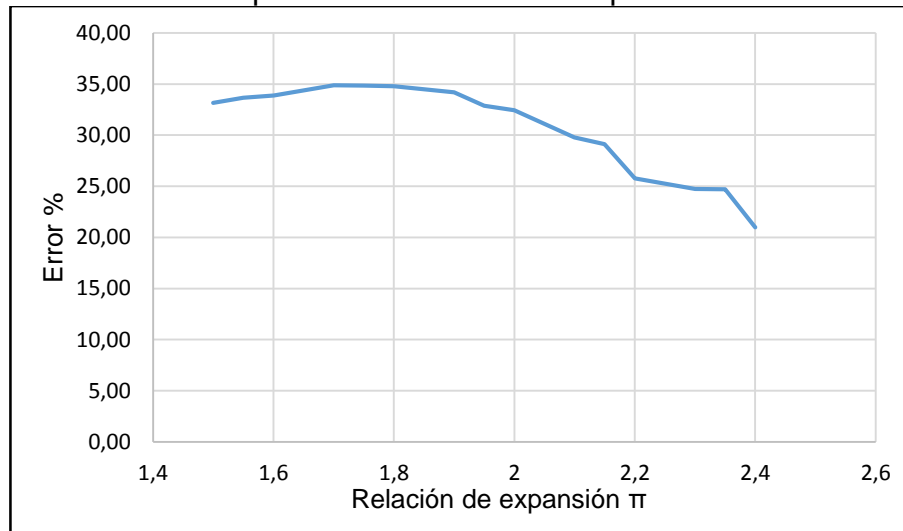
Fuente: Elaboración propia

Se observa que los puntos de operación simulados (línea punteada) forman una curva que se aproxima a una tendencia similar a la de la curva experimental (línea azul), el punto de operación anteriormente expuesto en los contornos de velocidad y presión corresponde a una velocidad de rotación de 74000 rpm, relación de expansión de 1,66 y un flujo másico corregido de 0.031 kg/s.

4.1.2 Error porcentual. Finalmente se grafica el error porcentual de los datos simulados versus los experimentales, encontrando grandes diferencia en esta condición de apertura de álabes en cuanto a la relación de expansión que es lo que realmente el software calcula y es el dato de salida como tal (Gráfica 10).

En CFD los resultados están sujetos a las variaciones de las condiciones de entrada, o sea condiciones de frontera, que en este caso son puntos de operación de la turbina, y que al ser 15 diferentes hace que la estabilidad y tasas de convergencia sean diferentes es por eso, y por otros factores de incertidumbre que el error es diferente para cada uno de los puntos y no constante, a pesar de haber realizado una análisis de independencia de malla.

Gráfica 10. Error porcentual relación de expansión 20%

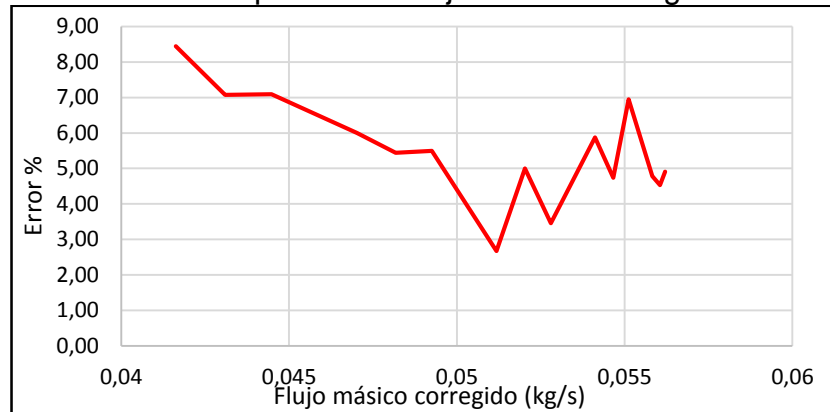


Cabe resaltar que el cálculo del error porcentual que se realiza en este apartado es diferente al de la sección de independencia de malla, pues en este caso al cálculo del error se realiza con el valor experimental de referencia (Flujo másico corregido, relación de expansión), que se obtuvo del mapa de desempeño original, frente al valor que es calculado por el solver CFX. Y se realiza para establecer la precisión que se tuvo en las soluciones que brinda el software. No hay que confundirlo con el error RMS o el calculado en la independencia de malla, pues son parámetros de simulación diferentes. Este error se calcula con la siguiente expresión:

$$Err\% = \left| \frac{V_r - V_{sim}}{V_r} \right| * 100$$

De todos modos el error presente en la comparación de los datos de flujo másico corregido es menor, pero sigue siendo diferente por las mismas razones. En este caso el error es menor pues es una condición frontera en la entrada del dominio.

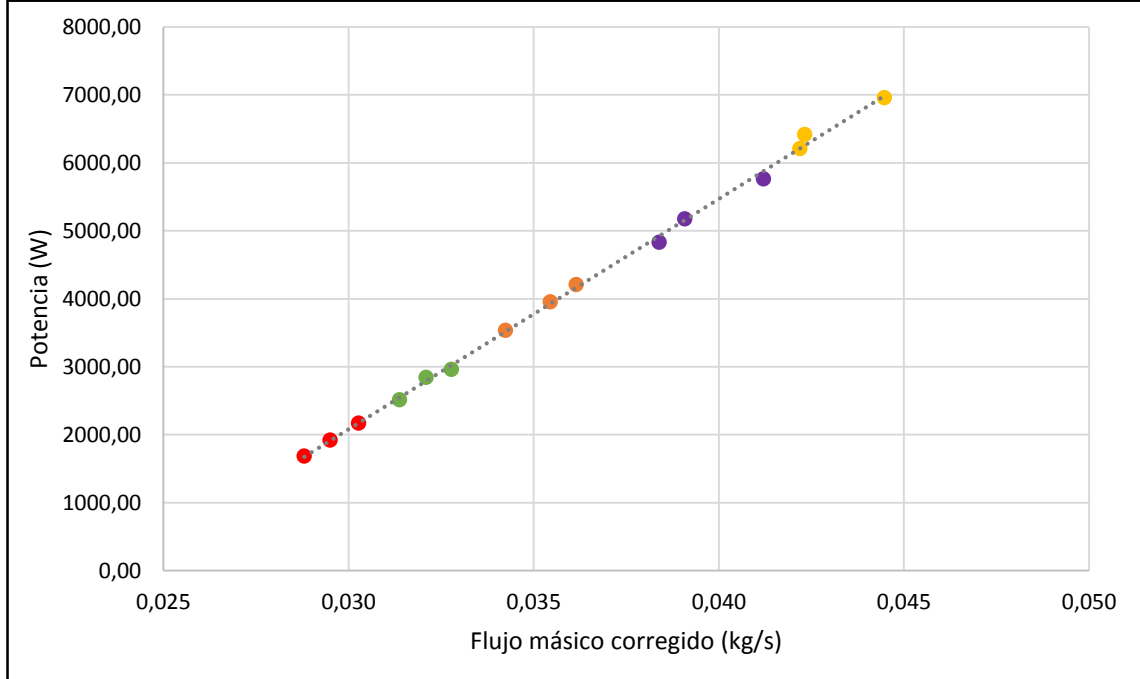
Gráfica 11. Error porcentual flujo másico corregido 20%



Fuente: Elaboración propia

4.1.3 Mapa potencia generada vs gasto másico corregido. Otra variable que puede ser expuesta como parte del pos procesado de las simulaciones es la potencia generada por la turbina en función del flujo másico, la gráfica 12 expresa la relación de estas dos variables.

Grafica 12. Potencia vs Flujo másico corregido turbina 20%



Fuente: Elaboración propia

Como era de esperarse a medida que el flujo másico aumenta en el domino la generación de potencia por parte de la turbina aumentará, consistentemente con la velocidad de rotación.

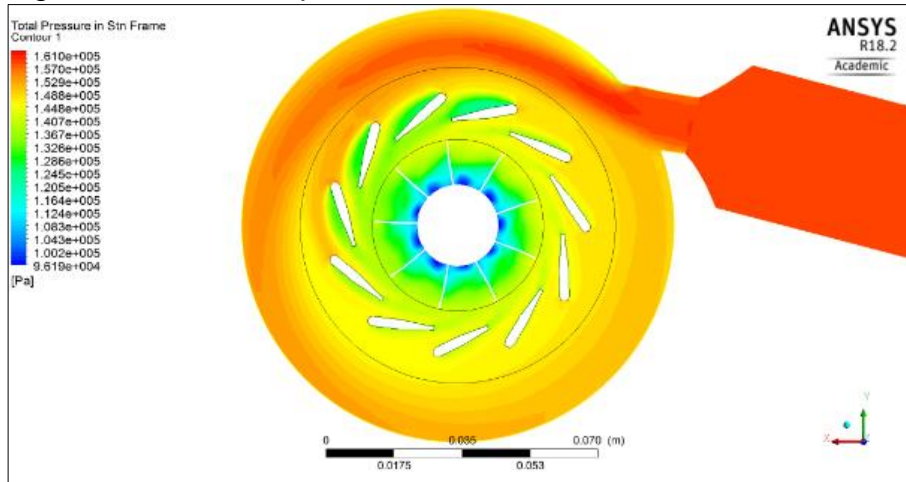
#### 4.2 RESULTADOS SIMULACION APERTURA 40%

Esta condición de apertura de álabes en el estator corresponde a un funcionamiento del motor en régimen medio, en donde usualmente se desempeñan los motores de combustión interna. Para esta condición se observa el proceso de expansión que ocurre, la presión a la entrada de la turbina es mucho más alta y a medida que se desarrolla por los diferentes elementos su presión disminuye. En el estator, los álabes siguen actuando como toberas proporcionándole una aceleración al fluido y direccionándolo hacia el rotor, en donde ocurre la transformación energética. También se observa como la velocidad a la entrada del domino es alta, producto de la disminución del área efectiva en la entrada de la voluta, y a medida que recorre este elemento disminuye.

Es por esta razón que el estator es un elemento fundamental para mantener una velocidad constante a la entrada del rotor y en cada uno de los álabes de éste. Si no sucediera de esta manera, la turbina estaría siendo impulsada por cuatro o cinco álabes a la misma velocidad, mientras que por la acción del estator, se impulsa en los once álabes del rotor con la misma velocidad y generando por tanto mayor potencia. El punto de operación que se muestra en la Figura 21 y 22 corresponde a

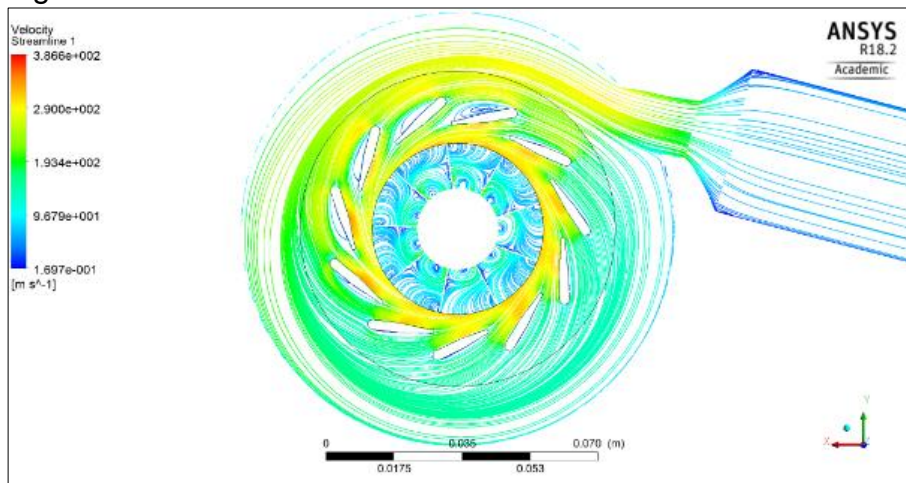
una velocidad de rotación de 74000 rpm, relación de expansión de 1,56 y un flujo másico corregido de 0.0448 kg/s.

Figura 21. Contorno presión turbina 40%



Fuente: Elaboración propia

Figura 22. Contorno velocidad turbina 40%

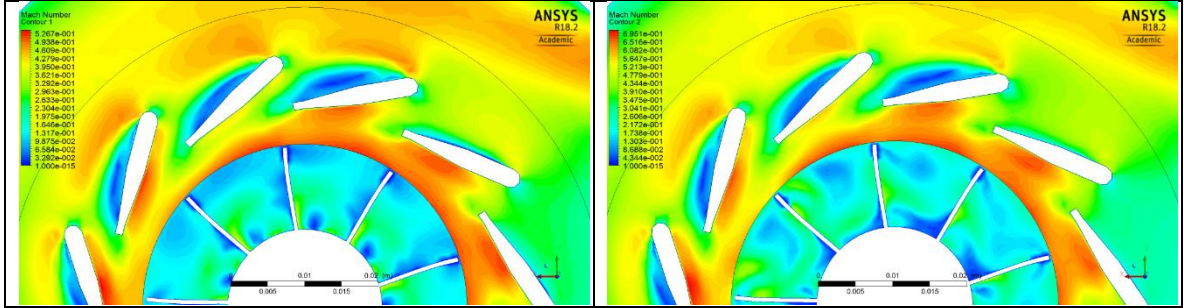


Fuente: Elaboración propia

También hay que señalar la separación del flujo que se genera en la mayoría de los álabes del estator, pero más pronunciadamente en los primeros 4, que sucede por la velocidad alta que lleva el fluido en ese instante, algo que no se presenta a menudo en regímenes bajos, pero también por la configuración geométrica de los álabes que promueve la generación de flujos secundarios y que no son deseados.

La figura 23 muestra los contornos del número de Mach, que es la relación entre la velocidad del fluido y la velocidad del sonido y permite constatar esta separación del flujo en dos puntos de operación.

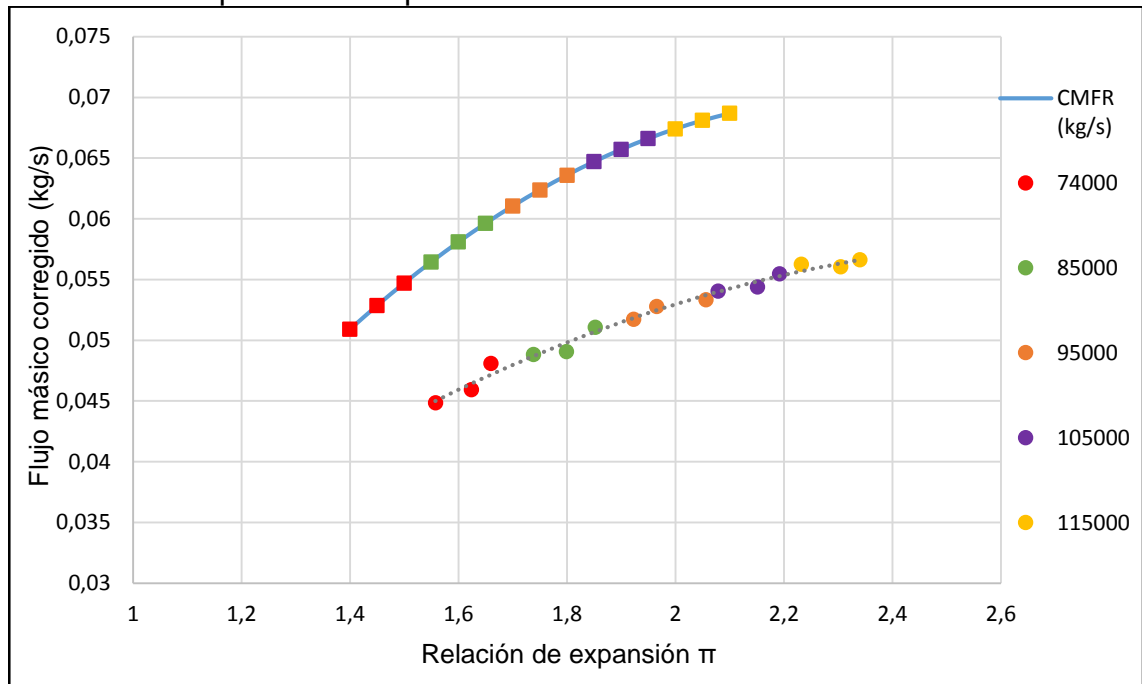
Figura 23. Contornos número de Mach turbina 40%



Fuente: Elaboración propia

4.2.1 Comparación mapa de desempeño simulado vs experimental. En este caso la gráfica correspondiente a las simulaciones es la línea punteada gris y representa quince puntos de operación en cinco velocidades de rotación y tiene una tendencia polinómica que se asemeja a la de los datos experimentales.

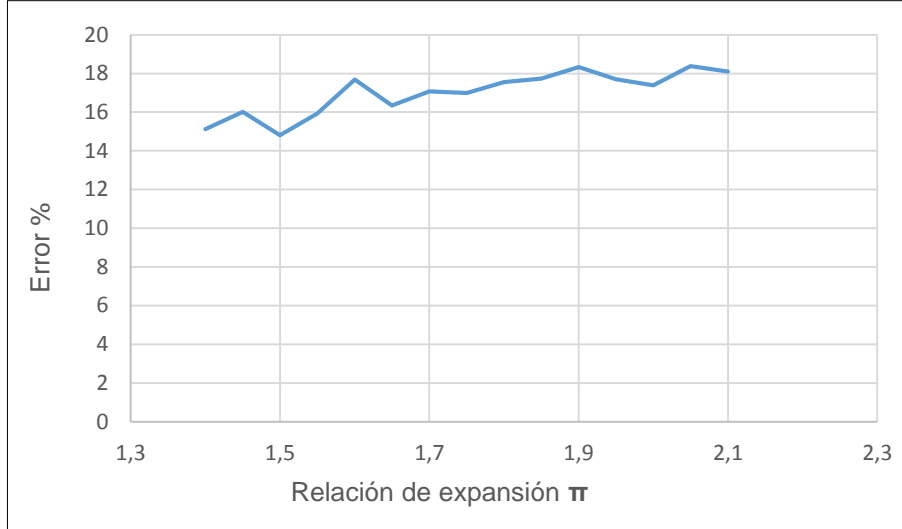
Gráfica 13. Mapa de desempeño turbina 40%



Fuente: Elaboración propia

4.2.2 Error porcentual. El error porcentual en estos puntos de operación simulados para la relación de expansión fue casi la mitad del anterior y tiene una tendencia a aumentar, algo que no sucede en las anteriores gráficas de error.

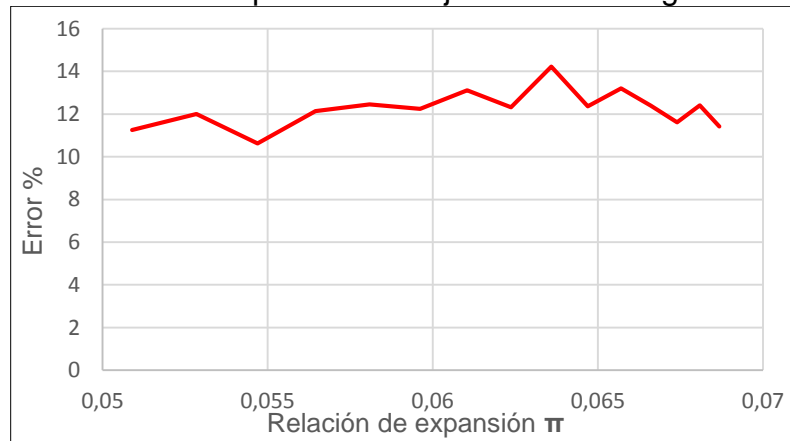
Gráfica 14. Error porcentual relación de expansión 40%



Fuente: Elaboración propia

Por otra parte el error en el flujo másico corregido para la condición de apertura, se mantiene dentro de un rango de 10-14% de diferencia. Por ende, comparado con el caso anterior sube en promedio cinco puntos. Esto sucede debido a la sensibilidad existente en este tipo de simulaciones, en donde la variación de los diferentes parámetros puede causar que la solución de las ecuaciones de conservación se resuelva con mayor precisión o no y que de todos modos se garantice la convergencia.

Gráfica 15. Error porcentual flujo másico corregido 40%

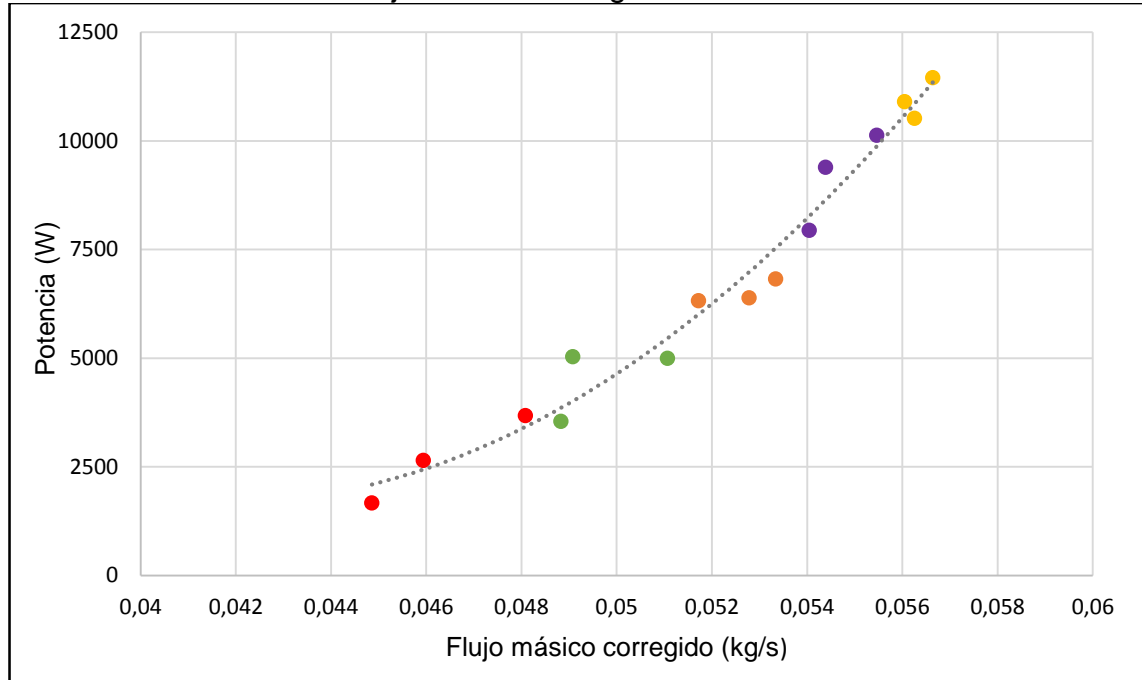


Fuente: Elaboración propia

4.2.3 Mapa potencia generada vs gasto másico corregido. La relación de la potencia generada por el rotor y el flujo másico corregido en esta condición de apertura de los álabes, indica una proporcionalidad conforme aumenta el flujo másico en la

turbina y hace que la velocidad del rotor aumente y por ende la potencia, o sea la velocidad con la que se transforma la energía.

Gráfica 16. Potencia vs Flujo másico corregido turbina 40%



Fuente: Elaboración propia

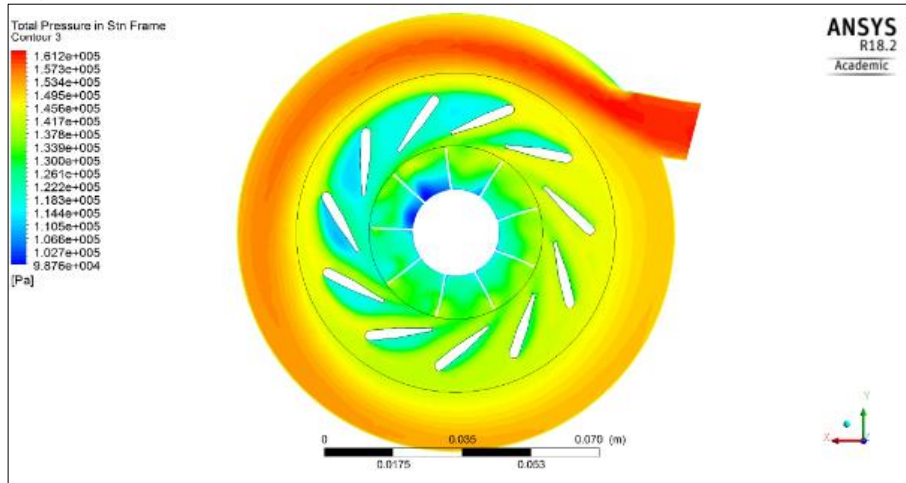
#### 4.3 RESULTADOS SIMULACION APERTURA 60%

En esta condición de apertura de los álabes del estator se muestra el contorno de presión y velocidad en el dominio en la figura 24 y 25, este régimen en el que los álabes están en un 60% abiertos es donde el motor, al cual se encuentra acoplado el turbo cargador, aumenta su generación de gases de escape y hace que el computador del motor actúe para accionar la válvula que genera el movimiento en los álabes.

Debido a esta situación es lógico pensar que la aceleración que proveen los álabes al flujo ya no será necesaria del todo y más bien la función que tienen los álabes es direccionar el fluido hacia el rotor. Los puntos de operación que se muestran en los contornos corresponden, el primero a una velocidad de rotación de 74000 rpm, relación de expansión de 1,56 y un flujo másico corregido de 0.0448 kg/s

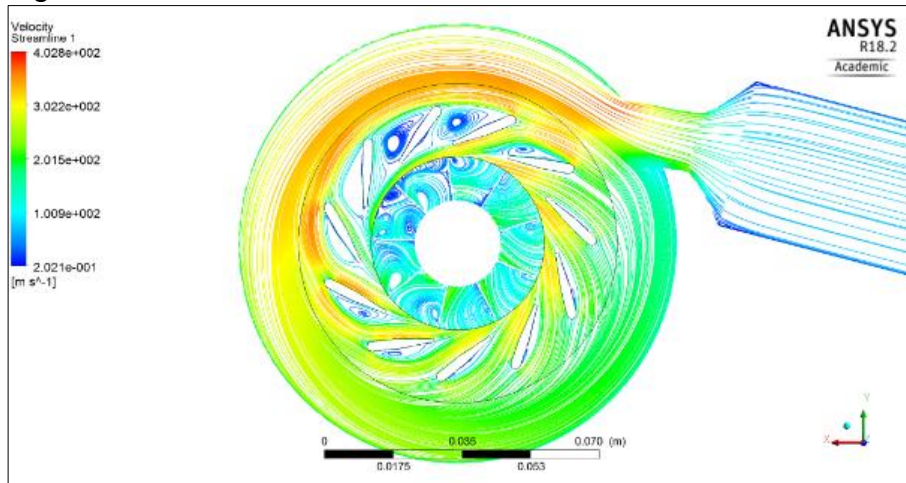


Figura 24. Contorno presión turbina 60%



Fuente: Elaboración propia

Figura 25. Contorno velocidad turbina 60%



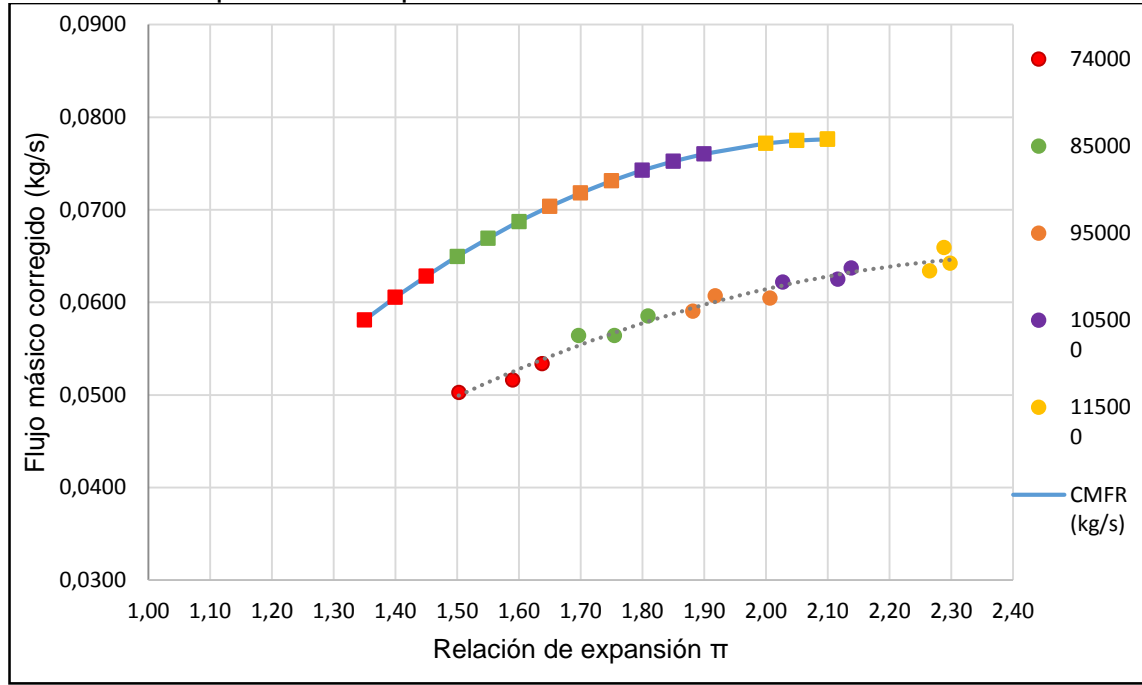
Fuente: Elaboración propia

También es válido analizar en esta condición la separación del fluido que existe en los álabes del estator. Esto sucede, en primer lugar por la configuración geométrica en la que se trabaja en este punto y además por la velocidad que lleva el flujo y hace que en los dos primeros álabes los pase por alto, se generen flujos secundarios y se empiece a desarrollar en los demás pero también dejando un espacio o separación, que no es lo ideal en este tipo de máquinas.

4.3.1 Comparación mapa de desempeño simulado vs experimental. Este mapa también tiene una correlación polinómica y proporcional al crecimiento de la relación de expansión versus el flujo másico corregido con respecto a la línea azul, que es la curva experimental, y que mantiene una tendencia similar. Los datos simulados

se muestran en la línea punteada gris, quince puntos de operación en total para cinco velocidades de rotación.

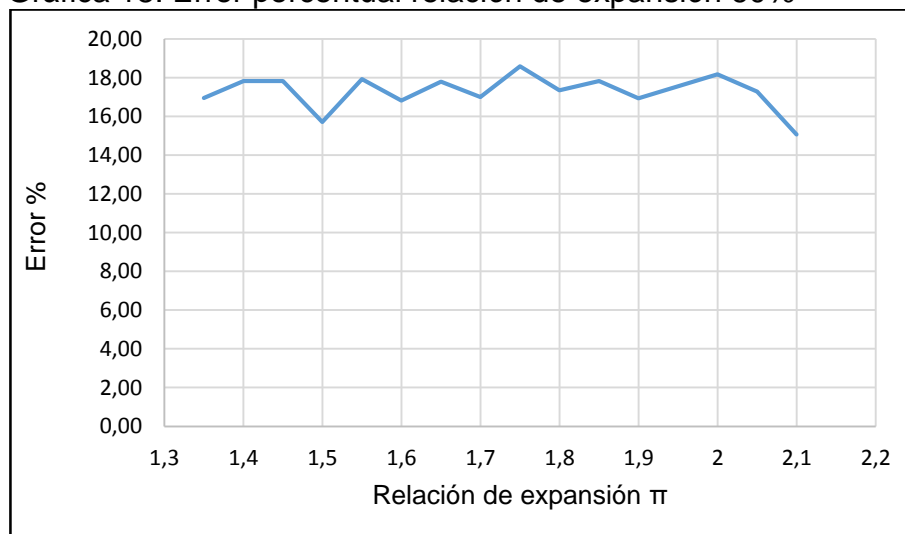
Gráfica 17. Mapa de desempeño turbina 60%



Fuente: Elaboración propia

4.3.2 Error porcentual. En este caso el error porcentual de los puntos, teniendo como referencia la relación de expansión, se mantiene en el mismo rango que para la apertura de 40%.

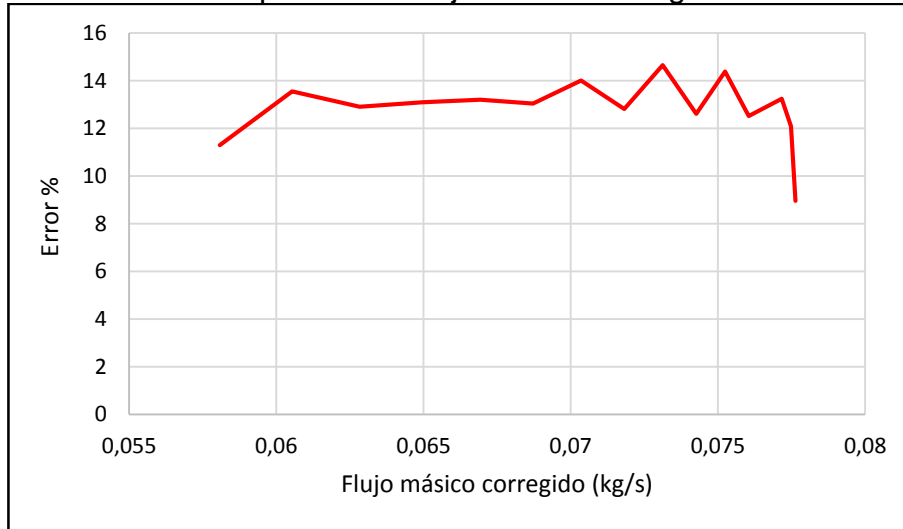
Gráfica 18. Error porcentual relación de expansión 60%



Fuente: Elaboración propia

En cuanto al error en los datos del flujo másico corregido, también se mantiene en un rango aceptable, respecto al caso anterior, considerando las limitaciones del proyecto.

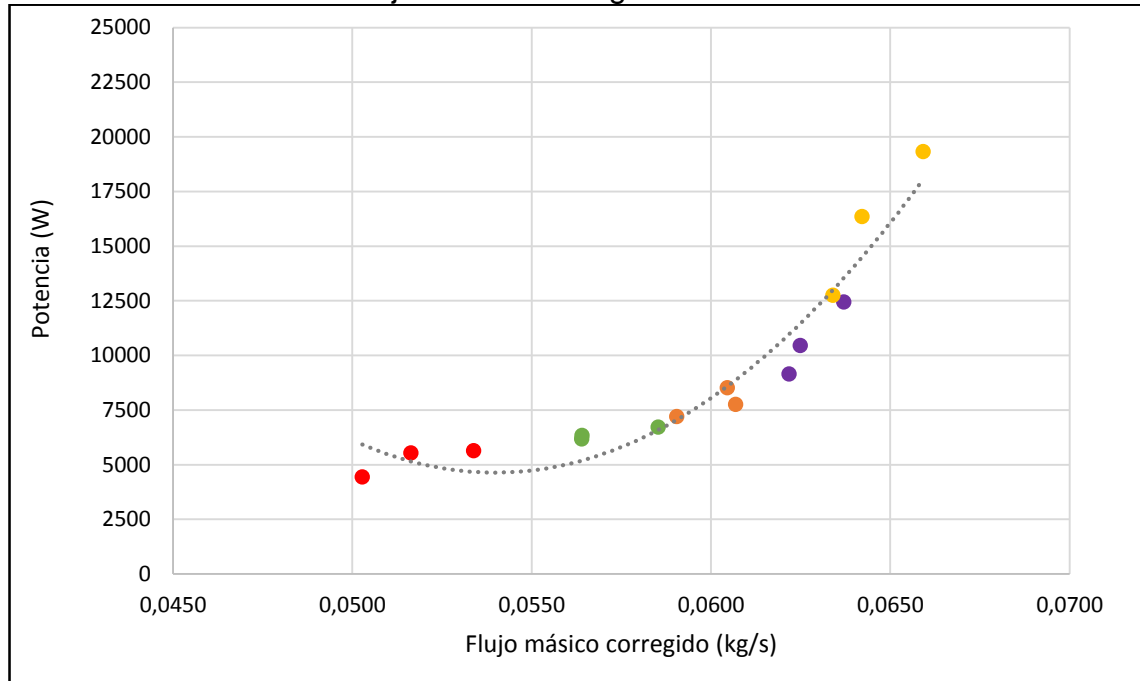
Gráfica 19. Error porcentual flujo másico corregido 60%



Fuente: Elaboración propia

4.3.3 Mapa potencia generada vs gasto másico corregido. En este mapa la curva que relaciona la potencia con el flujo másico se ve un poco más pronunciada, con respecto a las otras aperturas de los álabes en el estator y esto da entender que le será más fácil a la turbina llegar a una potencia más alta, es decir en menor tiempo y con un gasto másico corregido menor que en los casos anteriores en donde la gráfica se comportaba de una manera más lineal.

Gráfica 20. Potencia vs Flujo másico corregido turbina 60%



Fuente: Elaboración propia

Finalmente, por lo que se pudo observar en los comportamientos de cada uno de los mapas de rendimiento, se puede decir que la relación existente entre cada una de las variables que determinan el funcionamiento de la turbina principalmente la relación de expansión, el flujo másico, la velocidad de rotación y la potencia generada dependen de la condición de operación del motor al que estén acoplados, pues dependiendo del régimen en el que se encuentre trabajando el motor los álabes en el estator tendrán una apertura u otra, por lo tanto esa condición geométrica, que es diferente en cada caso, hace que las propiedades del fluido se alteren de una u otra manera, aumentando su velocidad, disminuyendo la presión, etc.

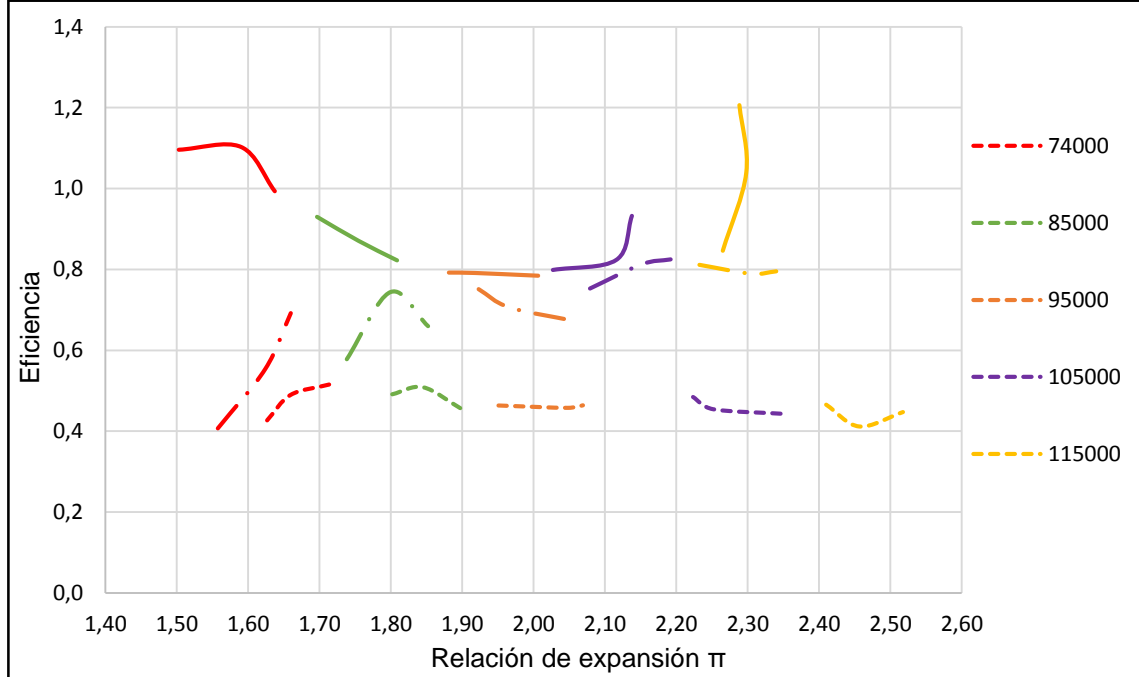
Por ejemplo en la condición de apertura de los álabes del estator del 20% en el punto de operación (1.60, 0.029) se genera una potencia de 1.7Kw mientras que si se cambia la condición de apertura de los álabes del estator a 40% y para la misma relación de expansión 1.60 se tiene un primer cambio y es el del flujo másico corregido que se desarrolla en la turbina que es de 0.046 kg/s y genera una potencia de 2.6kw. Por lo tanto, dependiendo del régimen en el que se encuentre operando la turbina, en este proyecto 20, 40 y 60%, se podrá generar una diferencia de presiones similar pero con un flujo másico trasegado por la turbina mayor, que por ende generara una mayor potencia. Esto es importante pues la turbina al entregarle una potencia mayor pero con una diferencia de presiones menor al compresor, puede lograr una mejor desempeño pues aumenta la cantidad de aire que el sistema de compresión le entrega a la cámara de combustión del motor, se genera una

combustión completa y por lo tanto el consumo de combustible disminuye y la eficiencia del motor aumenta, pues logra un mayor torque en el motor sin gasto excesivo de combustible y además el turbo cargador no estaría generando una contrapresión al motor que es una condición contraproducente para su funcionamiento. Cabe anotar que la potencia generada por el motor al que esta acoplado este tipo de turbocargadores es de 130.5 Kw y que la máxima potencia generada por la turbina en este proyecto se dio en la apertura del 60%, es decir, la máxima potencia disponible que puede absorber el compresor en ese punto fue de 19.32 Kw. Por ende, es alrededor del 15% de la potencia total generada por el motor. De manera que, partir de la potencia generada por la turbina se puede modelar el comportamiento del compresor, pues es un dato de entrada, ya que al realizar el balance entre el trabajo producido por la turbina y el trabajo absorbido por el compresor se puede establecer el punto de funcionamiento del compresor para conocer la cantidad de aire comprimido que se lleva al motor y finalmente establecer el aumento de potencia que se genera a causa de la sobrealimentación.

Finalmente, en la gráfica 21 se plasma el valor de las eficiencias para cada porcentaje de apertura de los álabes del estator 60%(línea continua) 40%(guión largo, punto) y 20%(guión) y para las cinco velocidades analizadas en el proyecto. De manera que, cuando el gasto trasegado por la turbina aumenta y se mantiene en una relación de expansión similar y con una velocidad de rotación igual en los tres casos, la eficiencia de la turbina incrementa al igual que la potencia. Este sería el análisis más evidente que se puede obtener de la gráfica, pues para lograr obtener una curva total de la eficiencia es necesario analizar, para una velocidad constante, por lo menos diez puntos de operación, que logren cubrir el rango de trabajo de la turbina, y así entender en qué condiciones se logra la eficiencia pico para determinado porcentaje de apertura. Comúnmente los mapas de rendimiento que se obtienen tanto experimentalmente como por medio de simulaciones numéricas, se hacen con dos diferentes enfoques, uno de ellos el utilizado en este proyecto que es el mapa de rendimiento de la turbina, para condiciones de apertura de la turbina y múltiples velocidades de rotación, el otro enfoque lleva el mismo procedimiento, solo que esta vez para una velocidad de rotación, logrando así obtener un mapa de eficiencia mucho más completo, este último es como usualmente los fabricantes lo proveen, con algunas excepciones.

Por lo tanto, aunque se logra observar una tendencia en cada una de las aperturas, no es posible compararlas directamente, precisamente por lo dicho anteriormente pues no representan la eficiencia para un isoregimen de giro, sino para varios y hace que la comparación solo pueda existir entre las curvas que representan una misma velocidad, es decir entre las del mismo color.

Gráfica 21. Eficiencia total-estática para diferentes aperturas en la turbina



Fuente: Elaboración propia

También cabe señalar que en los puntos en donde la eficiencia de la turbina supera la unidad, es por consideraciones físicas propias del proyecto como la transferencia de calor que no se tuvo presente, la de tomar como fluido el aire y no la composición propia de los gases de escape y otras propias de la configuración de la simulación, como la de realizar la simulación en estado estable y no en transitorio, la estrategia de modelamiento del rotor en SSM y no MFR la cual podría haber tomado en cuenta la interacción entre el rotor y el estator y por supuesto el método de condiciones de frontera pues tiene mucho que ver con la validación del modelo computacional. Además no hay que dejar de lado las imprecisiones de los datos experimentales que se poseían, pues también existe cierto error en este tipo de ensayos y hace que, por ejemplo, en la consideración de una apertura de álabes del estator la medida difiera con la impuesta en el modelo CAD, es decir, existen muchas variables que pueden afectar los resultados tanto de un lado, el experimental, como del otro, el modelo computacional y hacen que el error este presente. Sin dejar de lado las limitaciones computacionales, que es otro aspecto importante a la hora de llevar cabo una simulación de dinámica de fluidos computacional.

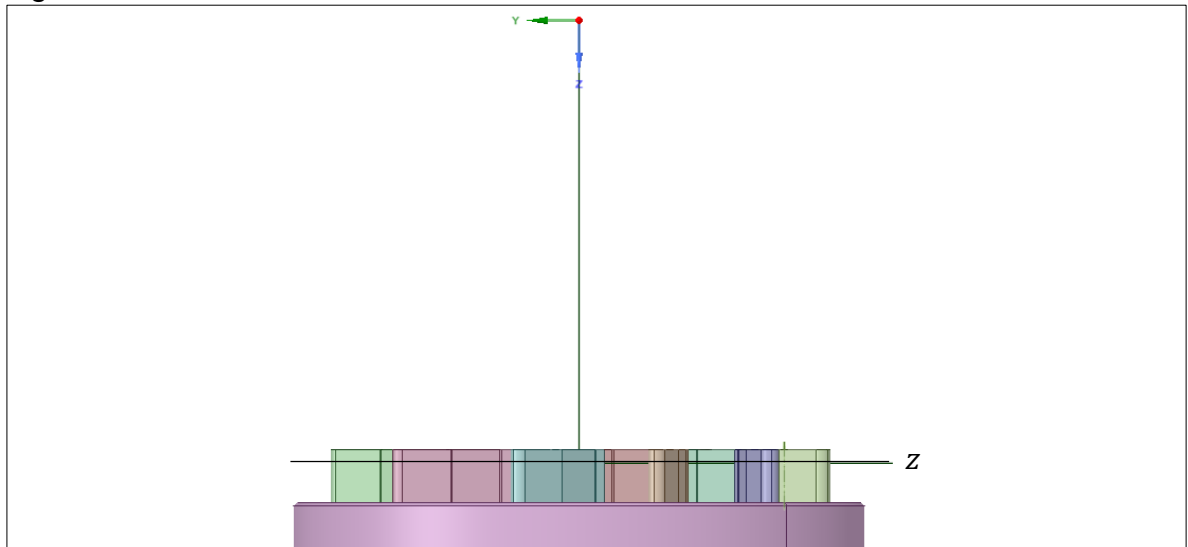
## 5. ANÁLISIS DEL FLUJO TRIDIMENSIONAL

En este capítulo se profundiza en la etapa del pos procesado en aras del cumplimiento del último objetivo que se propuso en el proyecto que es el análisis de flujo tridimensional en el rotor y estator, pues son los elementos por los cuales el fluido se desarrolla y realiza la transformación energética, también se grafican los coeficientes de flujo propios de la turbina y se hace una relación con respecto a la eficiencia total estática.

Este análisis se realiza con el fin de entender el comportamiento del fluido dentro de la turbina, específicamente en el estator y en el rotor, teniendo en cuentas los diferentes fenómenos que se dan producto de las condiciones o puntos de operación que se analizan. En este proyecto se analizaron tres puntos de operación para dos porcentajes de apertura del estator, en los cuales ocurren fenómenos propios de las turbinas radiales, se trata de explicar el porqué de este comportamiento y de establecer la diferencia del campo fluido entre los puntos de operación en cuestión.

Para realizar el análisis de flujo tridimensional es necesario dividir los dos elementos en planos de estudio, en este caso el estator y el rotor, en el estator se hizo solamente una división, pues independientemente del plano en el que se estudiara las variables no mostraban un gran cambio, por lo tanto se consideró solamente un plano el cual corresponde al plano superior del elemento que tiene una altura con respecto al eje z de 63.5mm, como se aprecia en la figura 26.

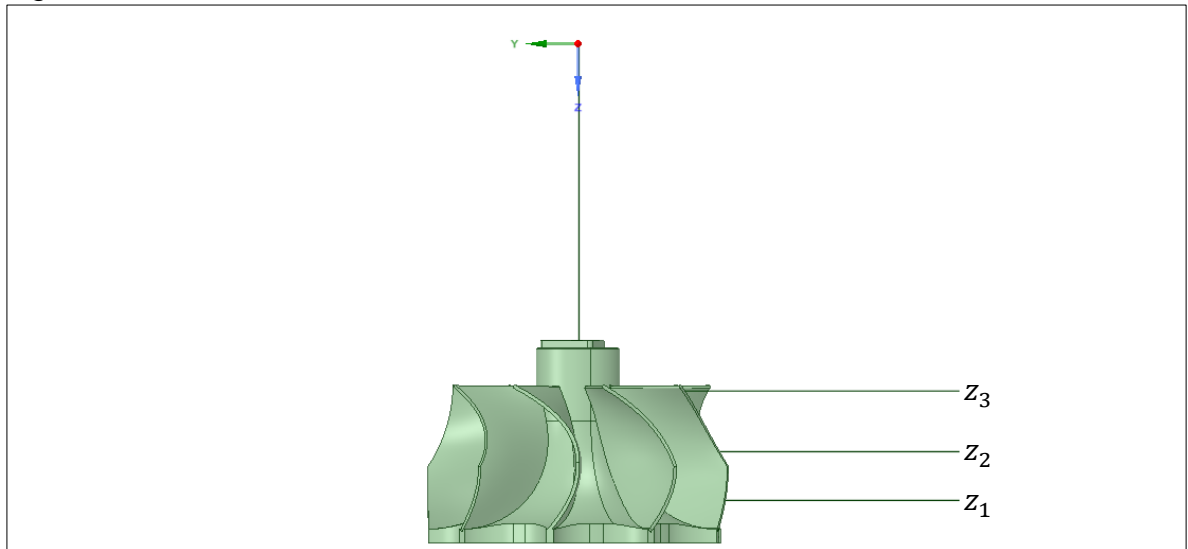
Figura 26. Plano estator



Fuente: Elaboración propia

En el caso del análisis del rotor fue necesario dividir el elemento en tres planos, el primer plano ( $z_1 = 65.5$  mm) que se encuentra en la distancia media de la entrada del rotor, el segundo plano ( $z_2 = 58.5$  mm) está ubicado en la zona media del rotor y es para medir la transición del fluido en el elemento y el ultimo plano ( $z_3 = 50$ mm) se encuentra en la zona de salida del rotor. La figura 27 muestra la disposición de los planos.

Figura 27. Planos rotor



Fuente: Elaboración propia

Los puntos de operación seleccionados, y que fueron analizados en este capítulo se muestran en el cuadro 11.

Cuadro 11. Puntos de operación análisis flujo tridimensional

Apertura	PO	$\pi$	CMFR (kg/s)	N (rpm)	$\eta_T$	BSR	$\psi$	$\phi$
60%	1	1,59	0,051627	74000	1,1028	0,65	1,31	0,29
	2	1,92	0,060690	95000	0,7910	0,71	0,78	0,35
	3	2,3	0,064213	115000	1,0395	0,77	0,87	0,18
20%	1	1,66	0,029505	74000	0,4840	0,62	0,62	0,13
	2	2,05	0,035450	95000	0,4999	0,68	0,54	0,11
	3	2,46	0,042325	115000	0,4774	0,75	0,43	0,09

Fuente: Elaboración propia

## 5.1 ESTATOR

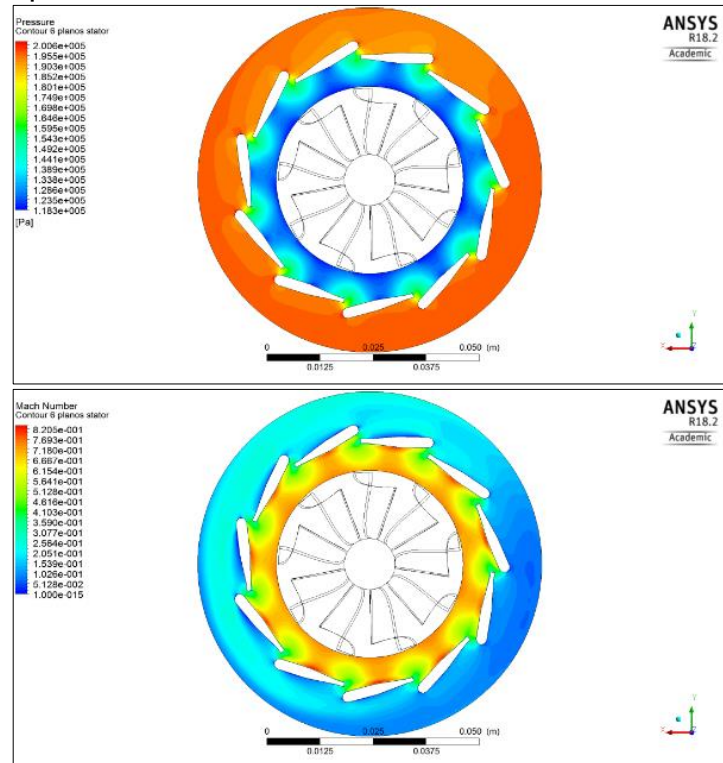
Se empezó el análisis por el elemento por el cual el fluido transita primero y así seguir el orden de funcionamiento de la turbina. Esto es importante pues se



observan ciertos comportamientos que luego tienen repercusiones en el desarrollo del flujo en el rotor.

5.1.1 Estator 20%. La figura 28 se muestra los contornos de presión y número de Mach expuestos en la tabla once, para el primer punto de operación en el plano superior del estator.

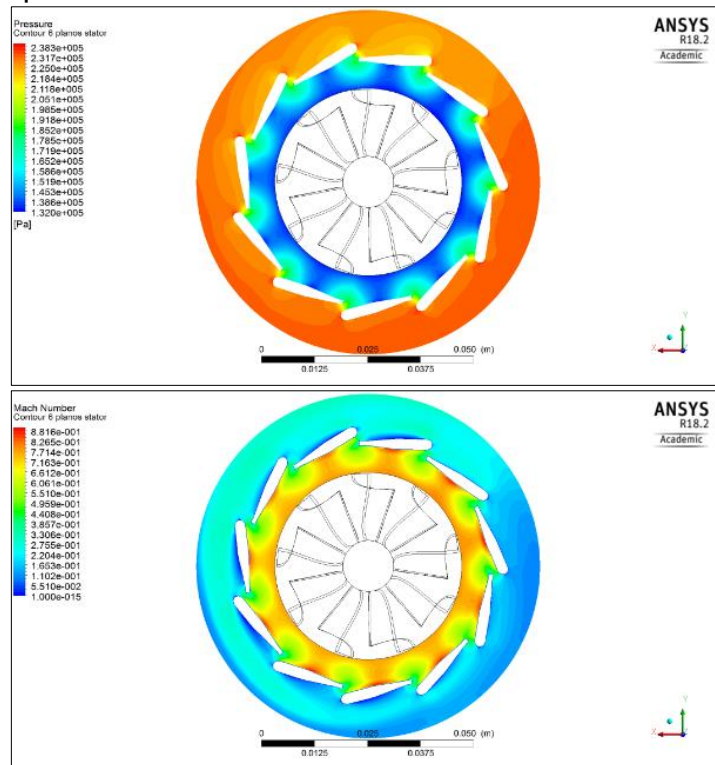
Figura 28. Contornos presión (arriba) y número de Mach (abajo) estator 20% primer punto de operación



Fuente: Elaboración propia

En cuanto a la presión en los tres puntos ocurre el proceso de expansión esperado, en la punta de cada álabe, extendiéndose un poco más casi hasta los álbes del rotor en el punto tres Fig 30, debido al incremento de la velocidad que el fluido experimenta por la función de toberas que cumplen los álbes del estator, además este espacio entre la salida de los alabes del estator y la entrada del rotor es considerado en muchas aplicación como una zona en donde se produzca una expansión sin choque, es decir, que el cambio no se genere a causa del poco espacio entre elementos, esta condición de espaciamento tan grande puede provocar pérdidas por fricción, y por lo tanto teniendo repercusiones en el número de Mach.

Figura 29. Contornos presión (arriba) y número de Mach (abajo) estator 20% segundo punto de operación

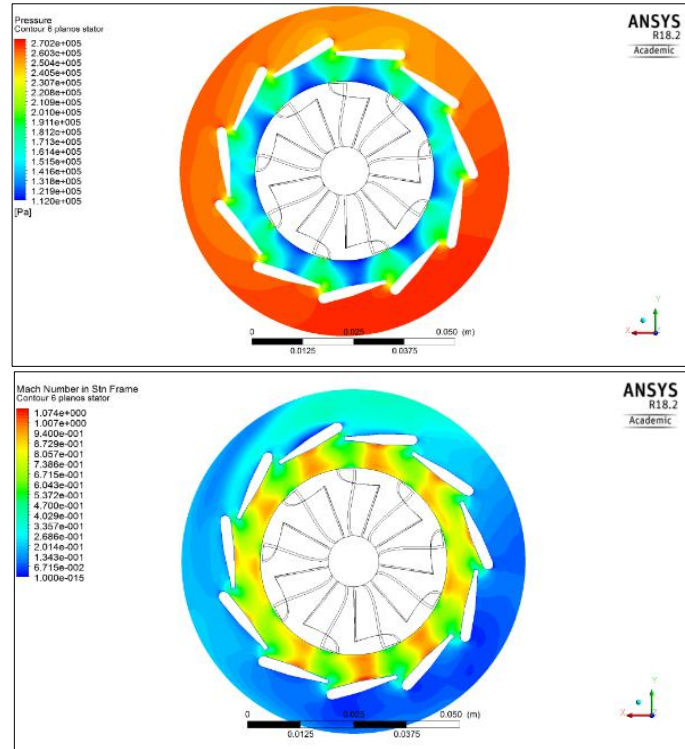


Fuente: Elaboración propia

El número de Mach en los tres puntos de operación se denota el incremento entre la entrada y la salida de los álabes del estator, y para lo cual los álabes en este porcentaje de apertura son diseñados, pues se en la práctica se trata de que en esta zona, luego de ser acelerados, el número de Mach aumente a condiciones sónicas, es decir que la velocidad del flujo alcance la velocidad del sonido.

En estos tres casos y en los demás, velocidades sónicas y supersónicas no son generadas, pues al principio en la configuración del software se estableció que el fluido trabajara en un régimen subsónico.

Figura 30. Contornos presión (arriba) y número de Mach (abajo) estator 20% tercer punto de operación

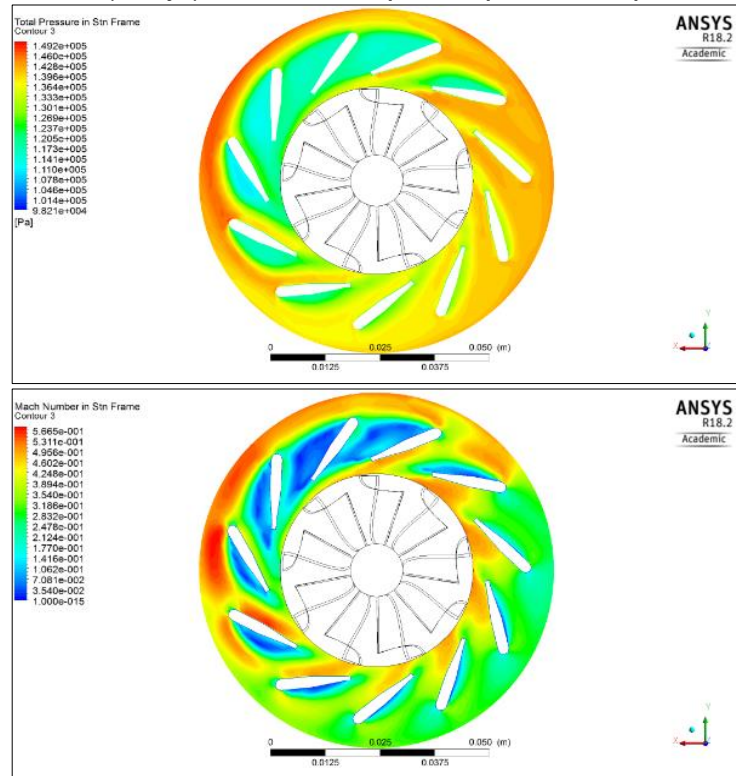


Fuente: Elaboración propia

5.1.2 Estator 60%. La figura 31 muestra los contornos de presión y número de Mach expuestos en la tabla once, para el primer punto de operación en el plano superior del estator. Esta vez para la configuración de apertura de los álabes en el estator de 60%.

En esta condición de apertura de los álabes del estator, se observa que el proceso de expansión, que antes ocurría en el 20% de apertura, ya no es tan notorio y más bien la presión casi que permanece constante a través del elemento, teniendo algunas zonas donde es importante analizar la situación. Por ejemplo, en los tres casos se tiene que en los álabes ubicados arriba y hacia la izquierda, existe una separación del flujo bastante notoria, pero más que separación se podría decir que esta situación ocurre principalmente por la configuración geométrica de la turbina, y más exactamente de los álabes, en lo que al parecer, por la velocidad que lleva el fluido a la entrada, pasa por alto a estos tres primeros álabes y en el resto genera una separación un poco más pequeña pero que no es deseable. (Fig. 31, 32, 33)

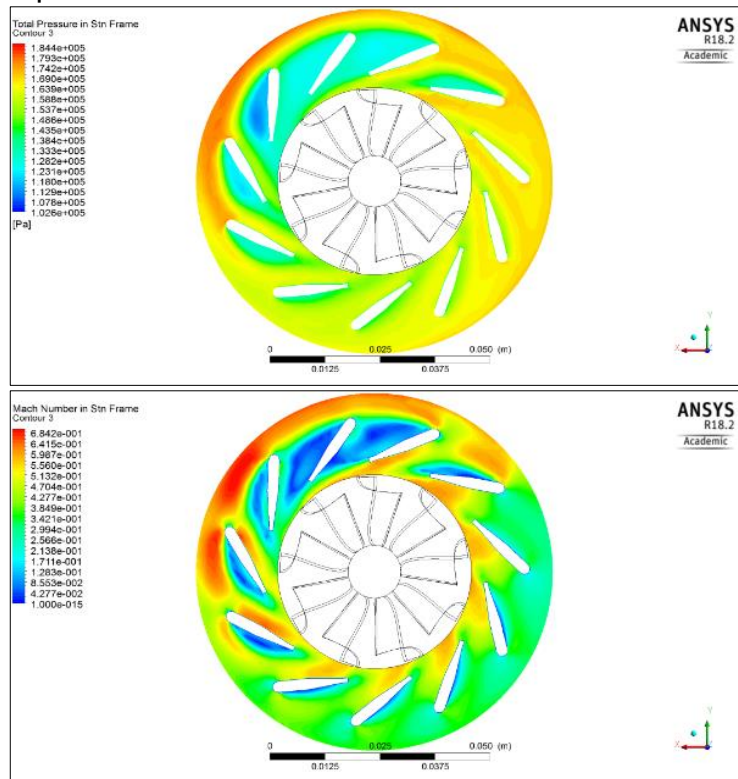
Figura 31. Contornos presión (arriba) y número de Mach (abajo) estator 60% primer punto de operación



Fuente: Elaboración propia

Por razones de diseño esta no sería la configuración óptima pues la turbina estaría perdiendo eficiencia, ya que el rotor no recibiría en cada álabe un flujo con la velocidad y empuje necesario para impulsar el rotor uniformemente, sino estaría siendo impulsado mayormente en unas zonas que en otras, y eso se puede verificar en el contorno del número de Mach pues es notorio como la relación de velocidades en el resto de álabes está siendo uniforme mientras que en los tres primeros el flujo llega con muy poca velocidad, generando flujos secundarios que no se desarrollan propiamente posteriormente, o el caso extremo en donde el fluido ni siquiera transita por el área efectiva del álabe.

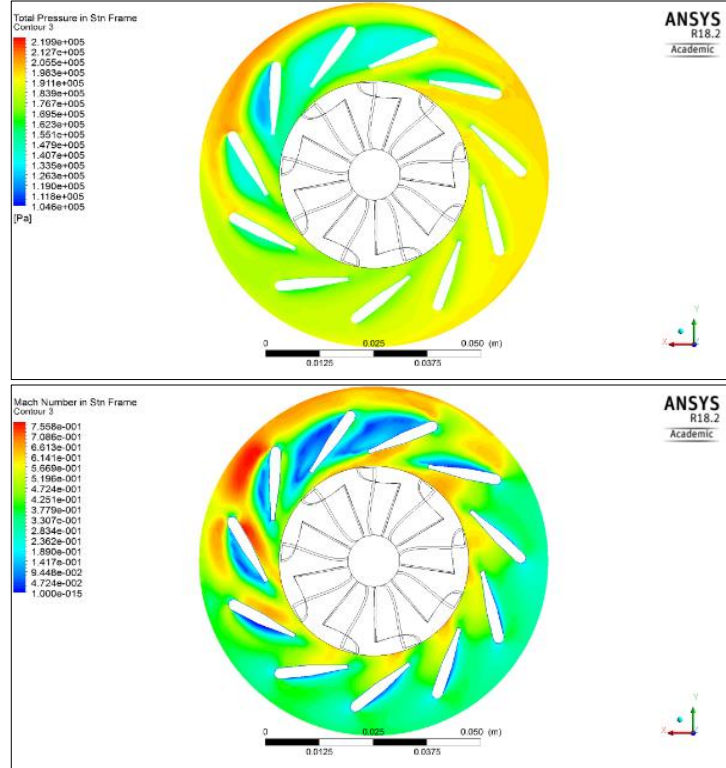
Figura 32. Contornos presión (arriba) y número de Mach (abajo) estator 60% segundo punto de operación



Fuente: Elaboración propia

En el caso del estator en un 60% se logró observar fenómenos de vorticidad, que principalmente ocurren por lo descrito anteriormente, y es que cuando el fluido impacta con la superficie interna del álabe este genera una especie de remolino en el área efectiva y logra ser más pronunciado este fenómeno en zonas donde el flujo no se desarrolla propiamente y sufre algún tipo de separación entonces los vórtices se crean con mayor facilidad, dando lugar a pérdidas.

Figura 33. Contornos presión (arriba) y número de Mach (abajo) estator 60% tercer punto de operación



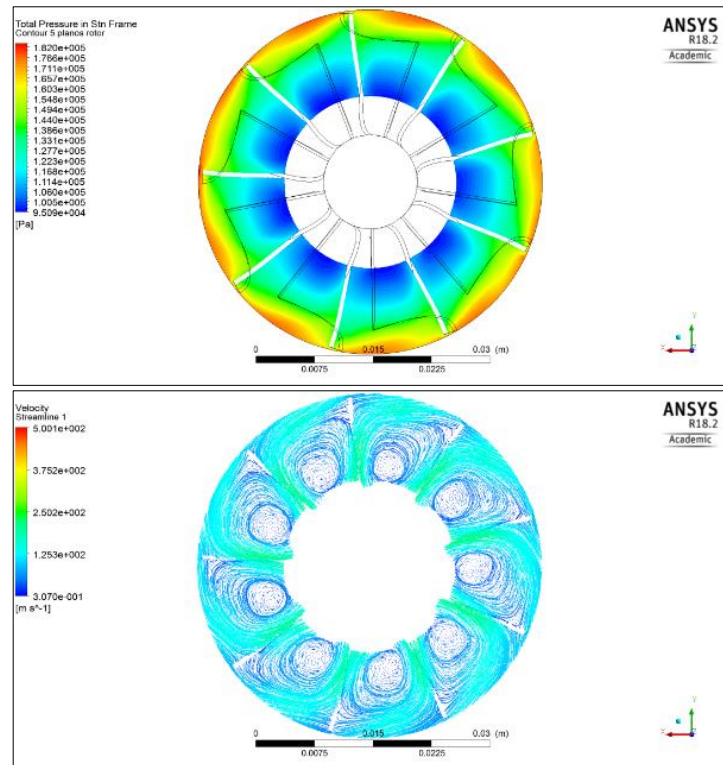
Fuente: Elaboración propia

## 5.2 ROTOR

En el rotor se analizaron tres puntos de operación para las dos condiciones de apertura de álabes del estator, descritas en la tabla 11. Los resultados se muestran a continuación.

5.2.1 Apertura estator 20%. En este análisis cabe señalar que cada uno de los contornos que se muestran en cada figura, corresponden a cada uno de los tres planos descritos anteriormente. Cada fila corresponde a un plano.

Figura 34. Contornos presión (arriba) y vectores de velocidad (abajo) primer punto de operación, plano entrada rotor.

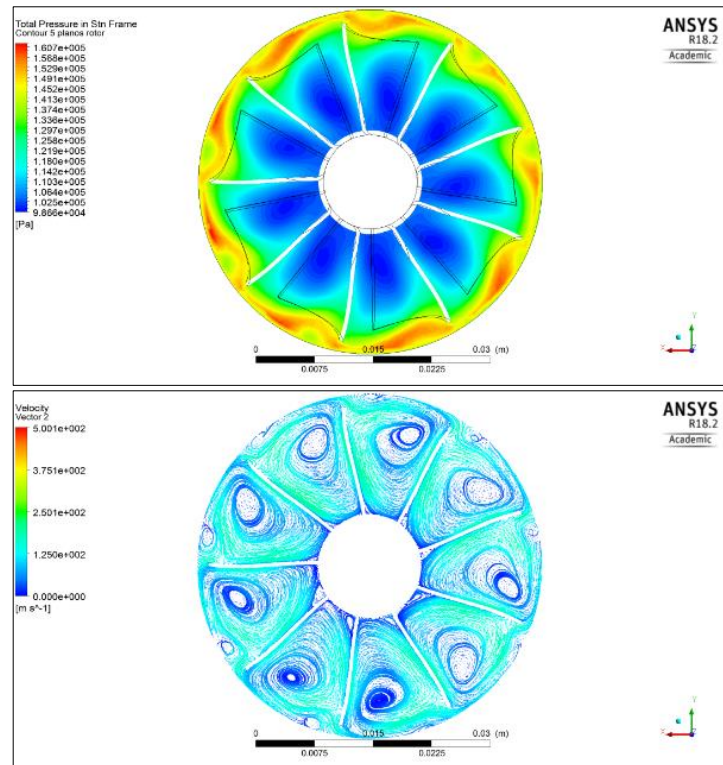


Fuente: Elaboración propia

En cuanto a la presión se denota el comportamiento de descenso de presión en el interior de los álabes a medida que el fluido se desarrolla del eje de rotación hacia afuera y del primer plano al último. También se denota como en la cara de presión del álabes la presión es mayor, esto porque en esta zona es donde el fluido impacta el álabes y empieza a desarrollarse a través del álabes.

Para este primer punto de operación se observa una recirculación del flujo a la entrada, es decir en el primer plano y que ocurre en condiciones en donde el flujo trasegado por la turbina es bajo y la velocidad de rotación también lo es, de manera que, el fluido asume este comportamiento con mayor facilidad, pero esta recirculación genera vórtices en los otros dos planos, que se pueden explicar por la geometría del álabes, que es curva, y por el efecto Coriolis presente en este tipo de máquinas, la rotación es en sentido contrario a las manecillas del reloj.

Figura 35. Contornos presión (arriba) y vectores de velocidad (abajo) primer punto de operación, plano medio.



Fuente: Elaboración propia

Estos vórtices se van corriendo hacia la cara de succión del álabe, esto sucede por el cambio del radio interno del rotor y por el empuje que ejerce el flujo que viene de la entrada del rotor, se puede visualizar este comportamiento en el segundo plano, ya en el plano de salida quedan vórtices remanentes que son denominados flujos secundarios y que se generan un flujo reverso en la punta de algunos de los álabes.

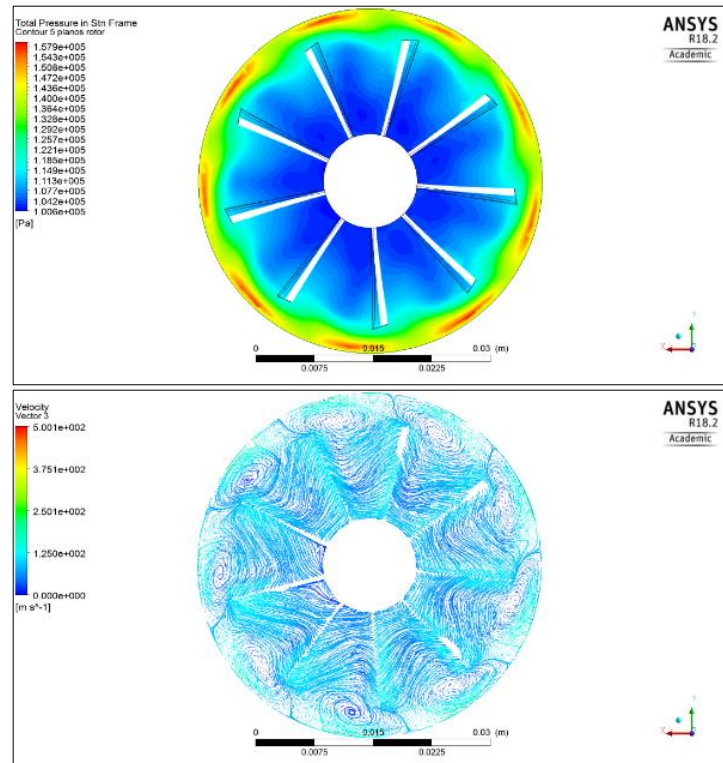
La relación con los coeficientes de carga y flujo en este punto, 0.62 y 0.13 respectivamente, permite decir que la variación de presión es notoria en la entrada del rotor, debido a que es una relación de velocidades que depende del régimen de giro en el que se encuentra la turbina y la componente periférica de la velocidad absoluta del flujo a la salida del estator, es decir, entre mayor sea este coeficiente la eficiencia de la turbina aumentará.

Para el coeficiente de flujo ocurre lo inverso, pues a pesar de ser una relación de velocidades este tiene en cuenta la componente de la velocidad axial a la salida de rotor con la velocidad tangencial del rotor, y sirve para inferir la energía cinética del fluido a la salida, por lo tanto para tener una eficiencia mayor el coeficiente debe ser pequeño, consecuentemente la energía cinética del fluido a la salida será mucho



menor comparada con la velocidad tangencial de la turbina conociendo así el efecto que tuvo el flujo másico en el sistema.

Figura 36. Contornos presión (arriba) y vectores de velocidad (abajo) primer punto de operación, plano salida.

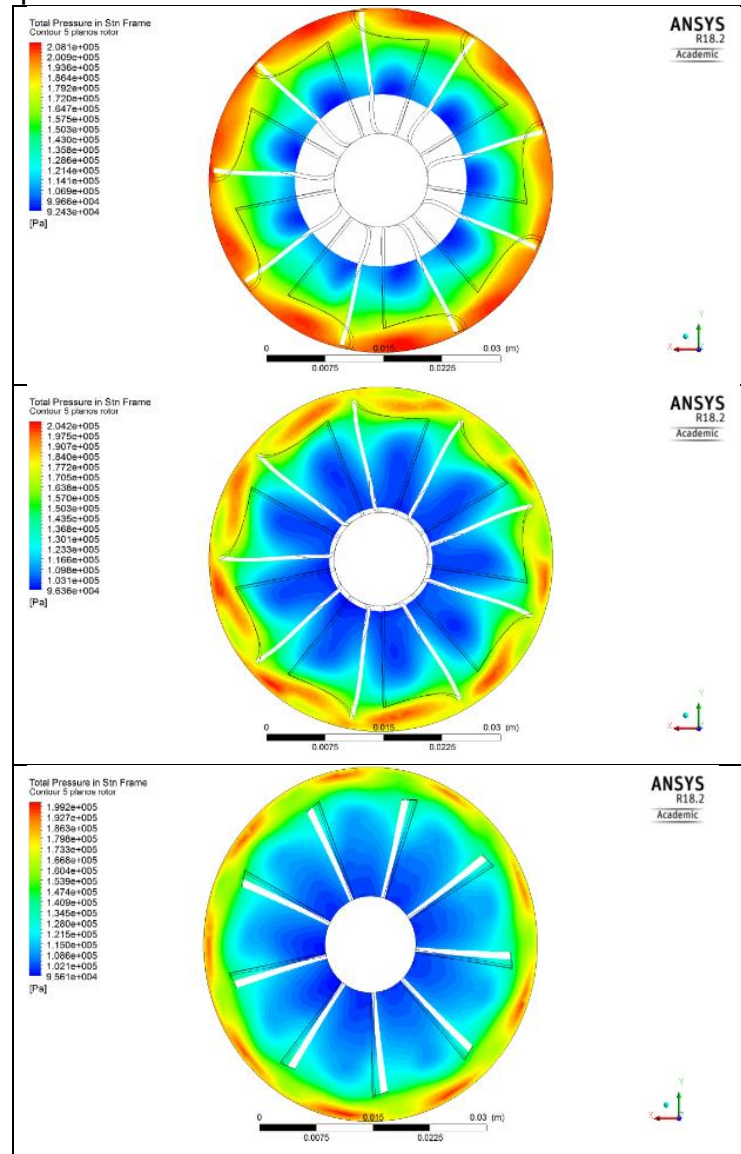


Fuente: Elaboración propia

En la figura 37 se muestra el contorno de presión para el segundo punto de operación analizado para la apertura de 20% en los álabes del estator en los tres planos analizados.

En este caso el flujo másico aumenta, así como la diferencia de presiones y el régimen de giro de la turbina. En cuanto a las presiones los cambios surgen en el primer plano en donde la presión alcanza valores altos en la entrada y un poco más pronunciados hacia la cara de presión y el eje del rotor.

Figura 37. Contornos de presión, segundo punto de operación.

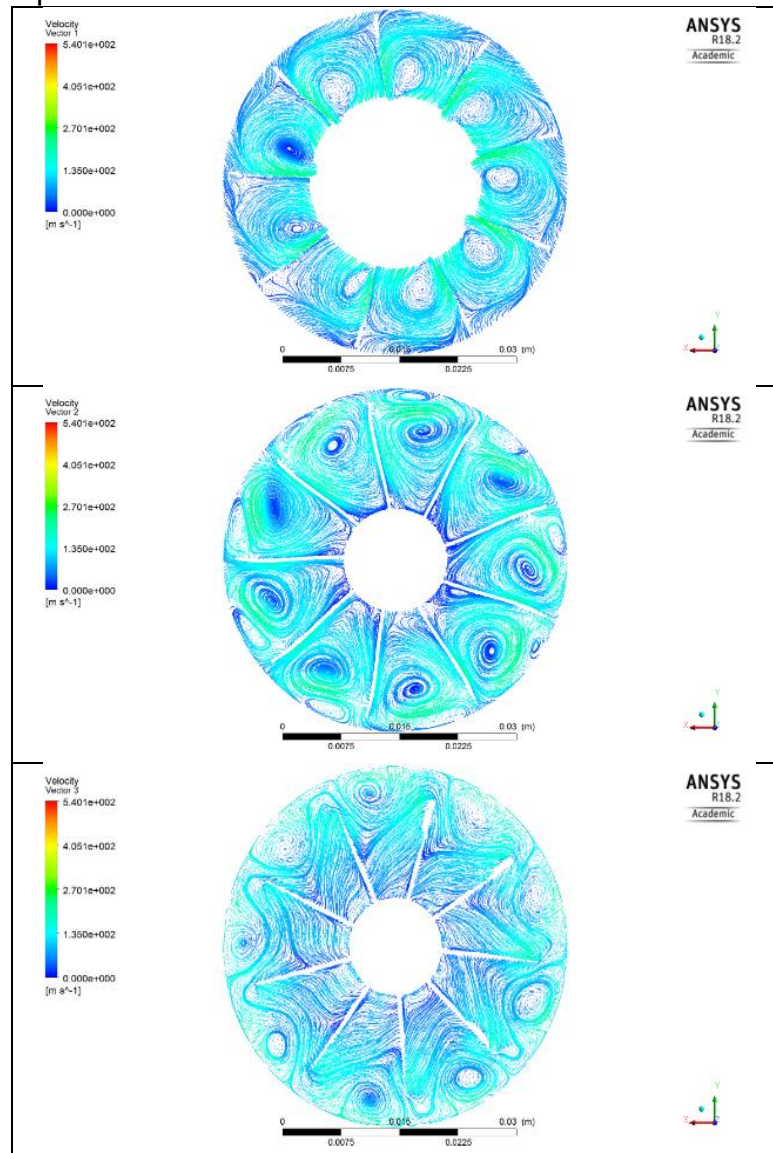


Fuente: Elaboración propia

En cuanto a los vectores de velocidad (Fig. 38) en el campo fluido, se observa en el primer plano las recirculaciones comunes pegadas a la cara de presión del álabe, y como se empiezan a generar pequeños flujos secundarios en las punta de la cara de succión y en un álabe una especie de recirculación de fluido. Debido a esa recirculación casi imperceptible en el primer plano, se forman vórtices secundarios en las puntas de las caras de presión de los álabes y empieza notarse otros flujos secundarios en cercanías al eje de rotación, o se en el fondo del álabe que son comunes que ocurran debido al desarrollo que toma el fluido por la curvatura del

álabe. En el último plano se observan vórtices remanentes que causan un flujo reverso en las puntas de los álabes.

Figura 38. Contornos de velocidad, segundo punto de operación



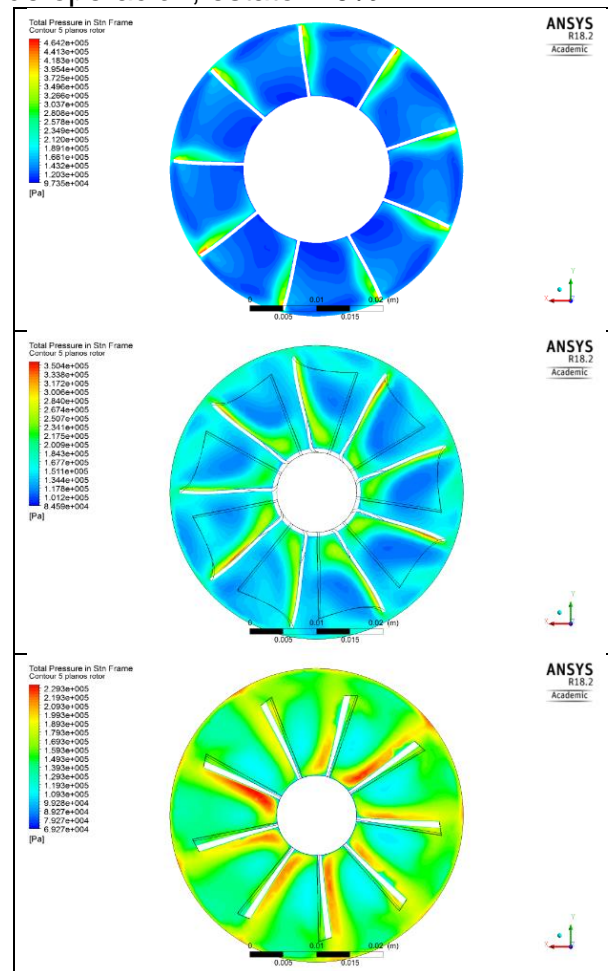
Fuente: Elaboración propia

En la figura 39 se muestran los contornos de presión y los vectores de velocidad para el tercer punto de operación analizado para la apertura de 20% en los álabes del estator.

En este caso tanto los contornos de presión, como los vectores de velocidad difieren en diferentes aspectos y comportamientos con respecto a los dos casos anteriores.

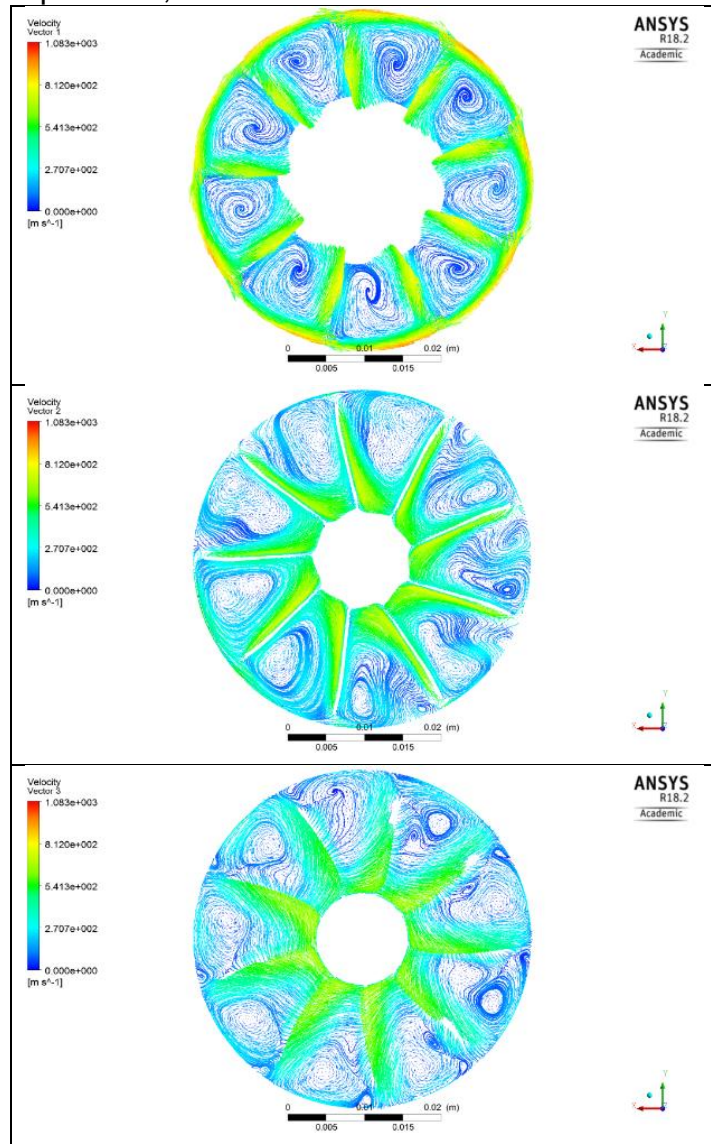
Para empezar, en los contornos de presión a pesar de que en los tres planos parece que hubo un aumento presión en el sistema, no es así pues las escalas de presión son diferentes para cada contorno, por lo tanto si existe un proceso de expansión. Teniendo eso en mente, en el primer plano es notorio como en la cara de presión de los álabes los valores son más altos que en la cara de succión y a medida que se desarrolla el fluido entre los álabes del rotor, la presión pasa a ser mayor en la cara de succión en el plano de salida (no mayor en magnitud el plano 2 respecto al 3). Esto puede explicarse pues es producto del régimen de giro alto que maneja la turbina en este punto de operación, además de la diferencia de presiones y el flujo másico en el dominio que también son mayores y por ende hace que el flujo impacte contra la curvatura del álabe a la salida del rotor, que principalmente está diseñada para eliminar las velocidad tangencial del flujo en la salida del rotor, y genere un aumento de presión en esa zona específicamente.

Figura 39. Contornos de presión tercer punto de operación, estator 20%



Fuente: Elaboración propia

Figura 40. Contornos de velocidad tercer punto de operación, estator 20%



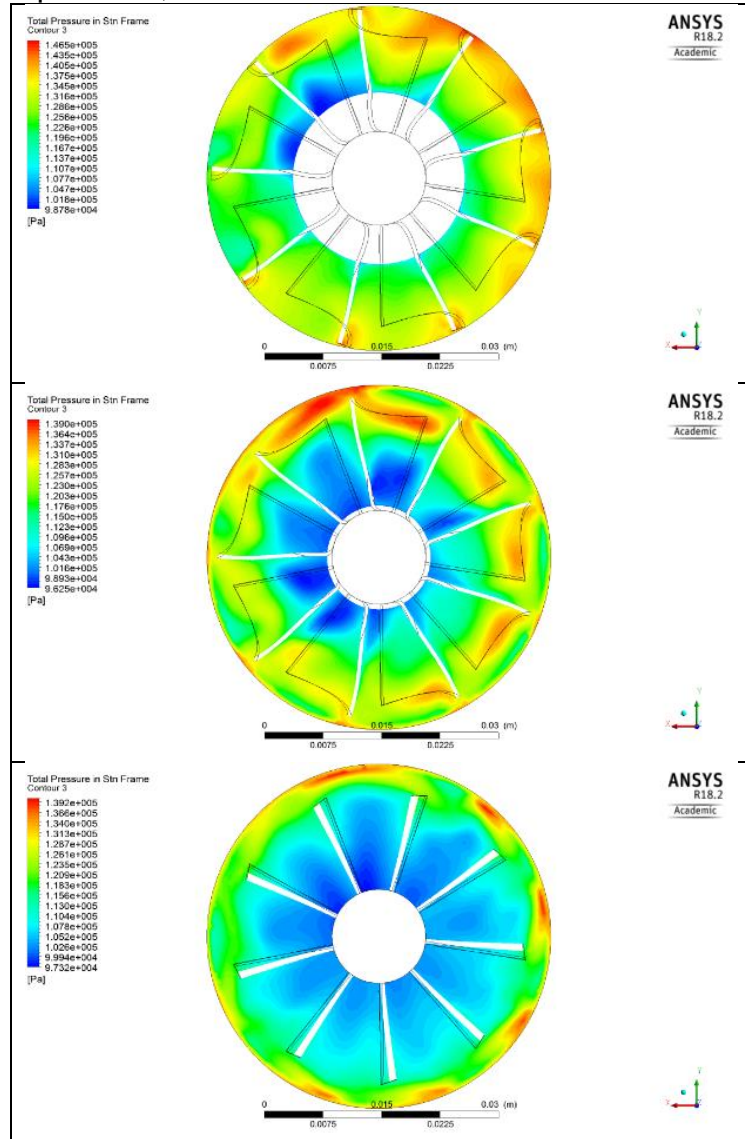
Fuente: Elaboración propia

Lo anterior puede estar conectado de alguna manera con los vectores de velocidad del fluido (Fig. 40), principalmente en el primer plano, pues es notoria la velocidad alta del flujo que ocurre en la cara de presión de los álabes y hace que se generen desde la entrada los vórtices en toda el área o espacio entre álabes, pero es tan alta la velocidad que no da espacio a la generación de flujo secundario en el eje de rotación en ninguno de los planos, pero si se producen pequeños flujo secundarios en forma de torbellinos en las puntas de los álabes más que todo en el plano de salida. A su vez en el plano de salida la velocidad es mayor en la cara de succión, al igual que la presión, dando a entender la dirección que está tomando el flujo al

salir del rotor, la cual probablemente será con swirl, es decir, con una especie de rotación.

5.2.2 Apertura estator 60%. Los resultados para los tres puntos de operación en una apertura del 60% en los álabes del estator, son mostrados a continuación en las siguientes figuras.

Figura 41. Contornos presión primer punto de operación, estator 60%.

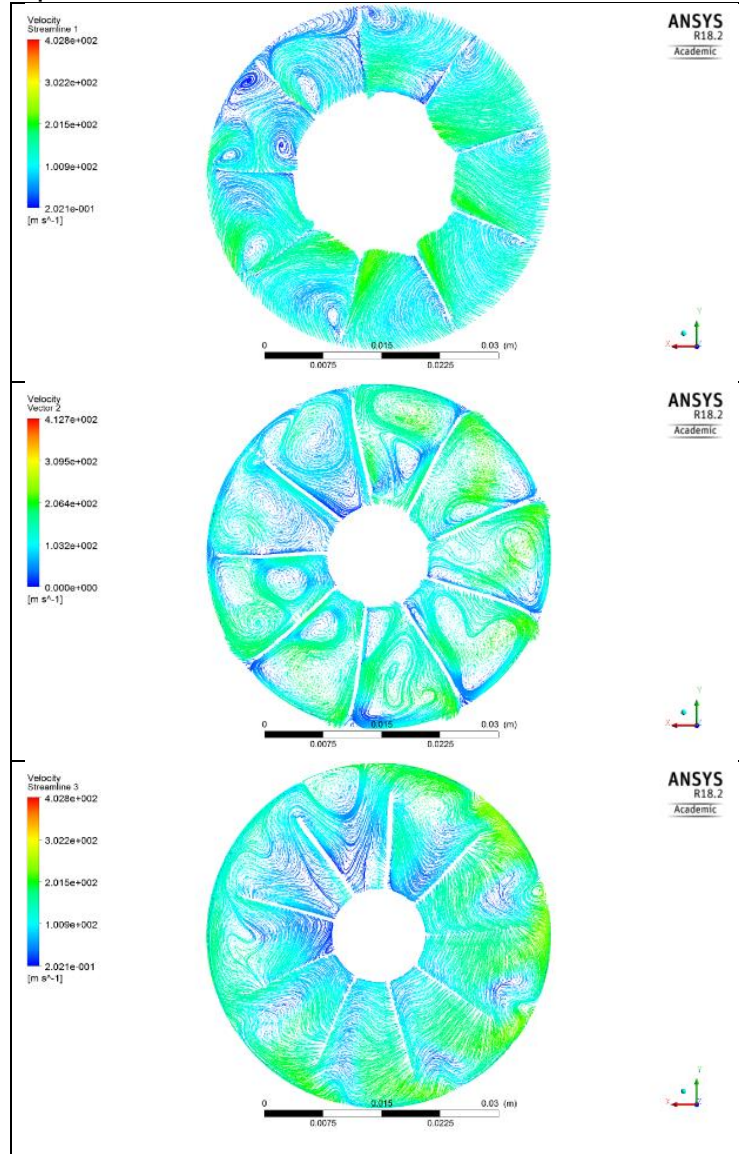


Fuente: Elaboración propia

En este primer punto de operación (Fig. 42) se observa en el plano de entrada, en el cuadrante de arriba izquierdo, existe un separación del fluido debido a la

recirculación en la cara de presión, también en el siguiente espacio entre álabes se observan tres remolinos, el del fondo hacia el eje de rotación generado por la

Figura 42. Contornos de velocidad primer punto de operación, estator 60%.



Fuente: Elaboración propia

recirculación del fluido a la entrada del rotor, los otros dos son flujos secundarios originados principalmente por la condición del estator previa a la entrada en donde si se recuerda existe una separación bastante notoria en las caras internas de los primero álabes, y por ende el tránsito de fluido y su velocidad tangencial hacia los álabes es baja, por lo tanto la componente radial también lo será, además que el ángulo de incidencia también se ve afectado.

En el segundo plano de vectores se logra apreciar como la velocidad del flujo se empieza a desplazar por la cara de succión del rotor hacia la cara de presión, para finalmente en el plano de salida los vectores con mayor velocidad esten completamente en la punta de la cara de presión de la salida del rotor. Cabe mencionar que en el segundo plano las zonas azules oscuras son consideradas como flujo secundario ya que la dirección que están tomando no va acorde al desarrollo del fluido y es notorio como en el segundo y tercer plano el espacio entre álabes más afectado, pues su velocidad no es alta comparada con la otras, es el cuadrante donde los álabes en el estator no cumplieron su función y se observa un fuerte flujo reverso.

Figura 43. Contornos presión segundo punto de operación, estator 60%

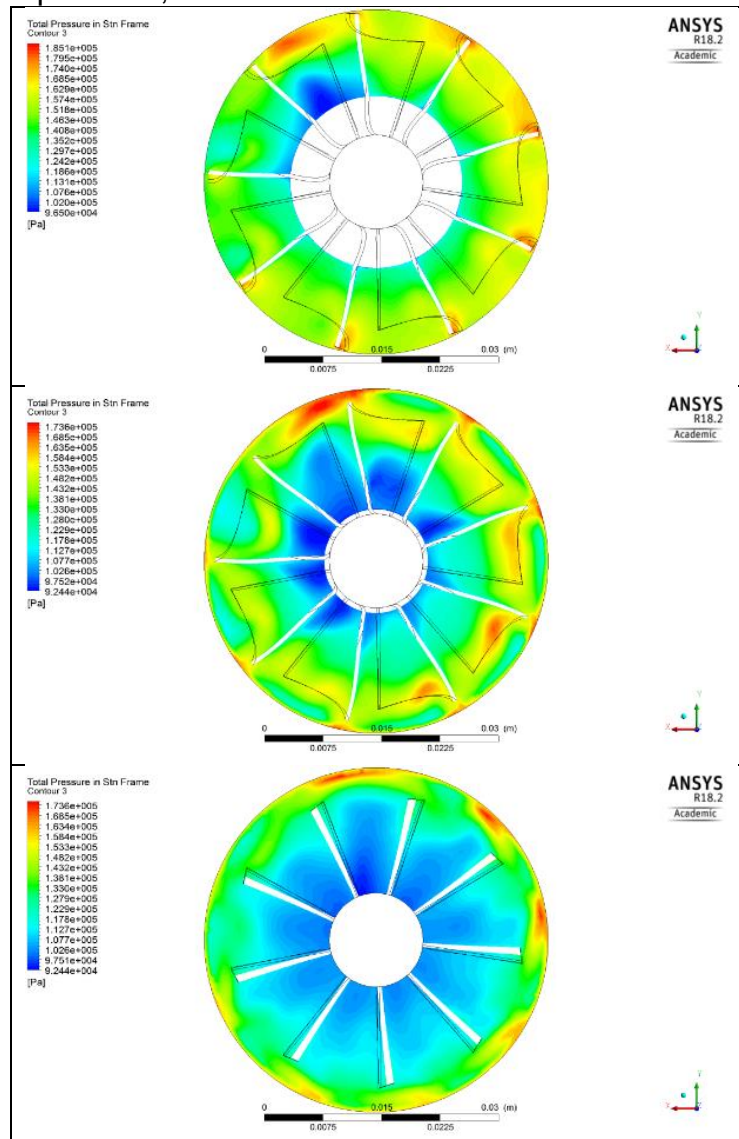
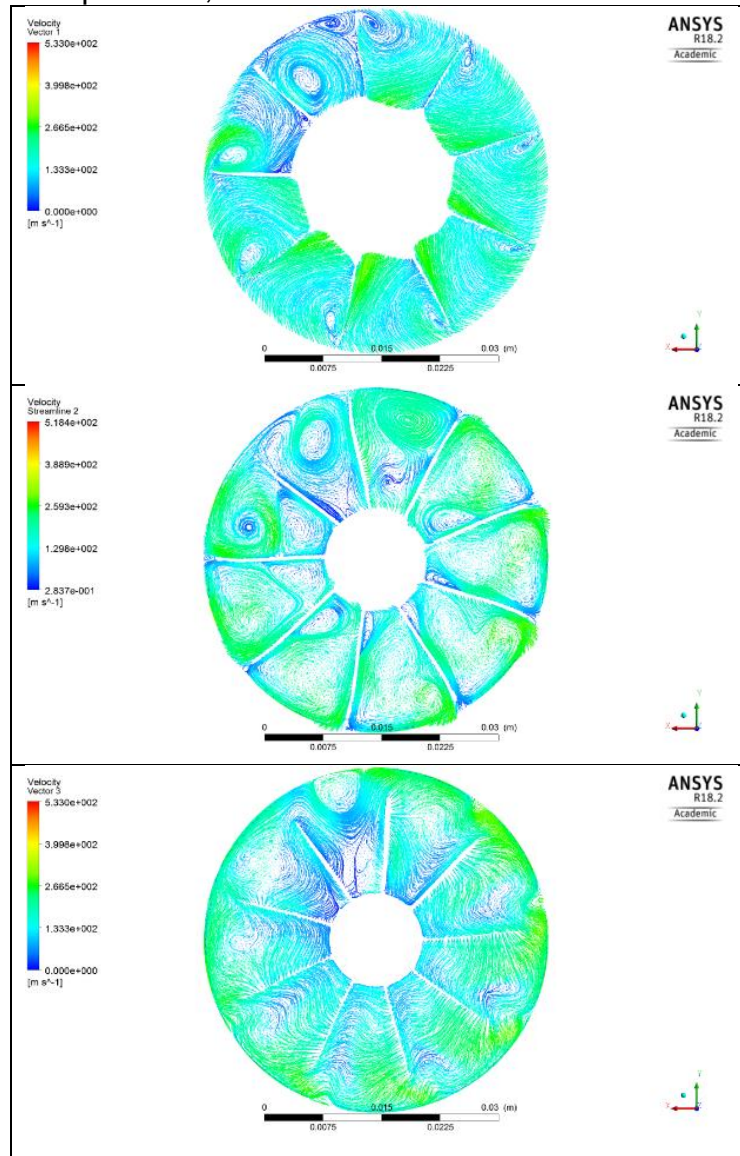




Figura 44. Contornos de velocidad segundo punto de operación, estator 60%.

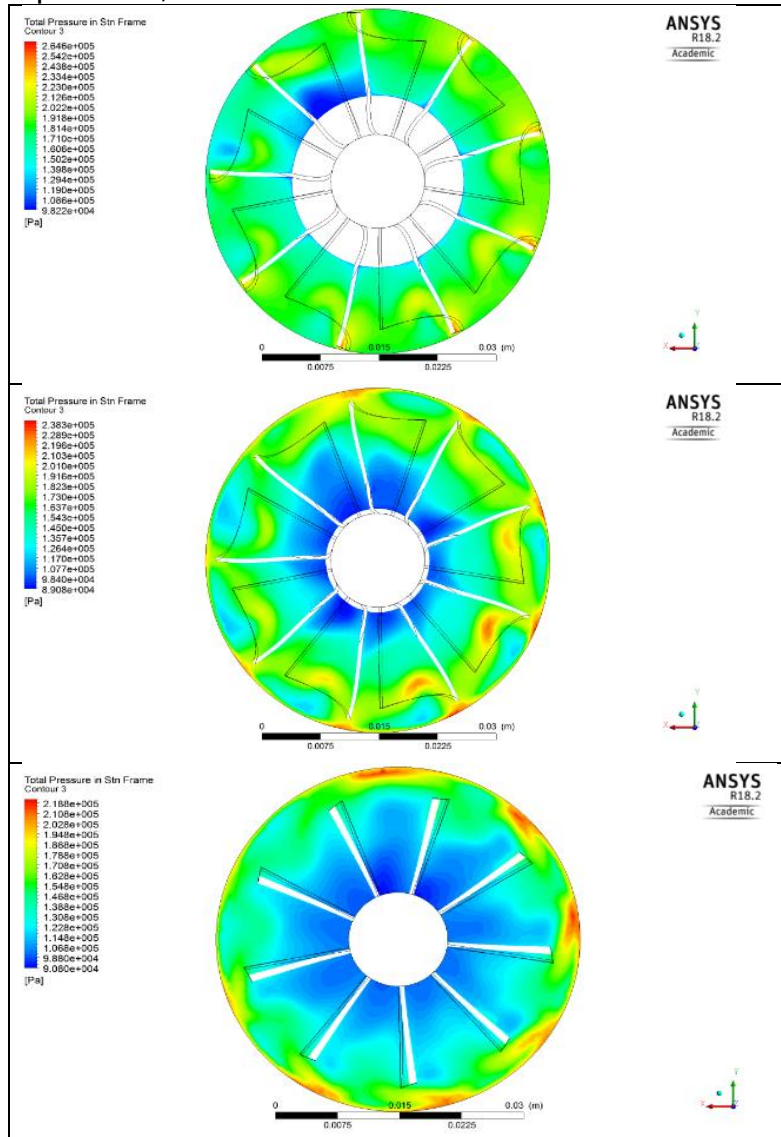


Fuente: Elaboración propia

En el segundo punto de operación que representa (Fig.43), se observa el proceso de expansión que se lleva a cabo a medida que el fluido atraviesa el rotor, pero es notorio debido a la gran recirculación que ocurre en el espacio entre álabes situado en el cuadrante superior izquierdo, que existe una presión en la entrada del rotor y que si se observa en el segundo plano no entra a desenvolverse propiamente en el rotor, sino que se va por el espacio entre el álabe y la carcasa del rotor (tip clearance), esto se conoce como fuga o pérdida en la punta del álabe (tip leakage) y sucede por la generación de flujos secundarios desarrollados por una condición

geométrica adversa en los álabes del estator que crearon una separación del fluido en este caso.

Figura 45. Contornos presión tercer punto de operación, estator 60%

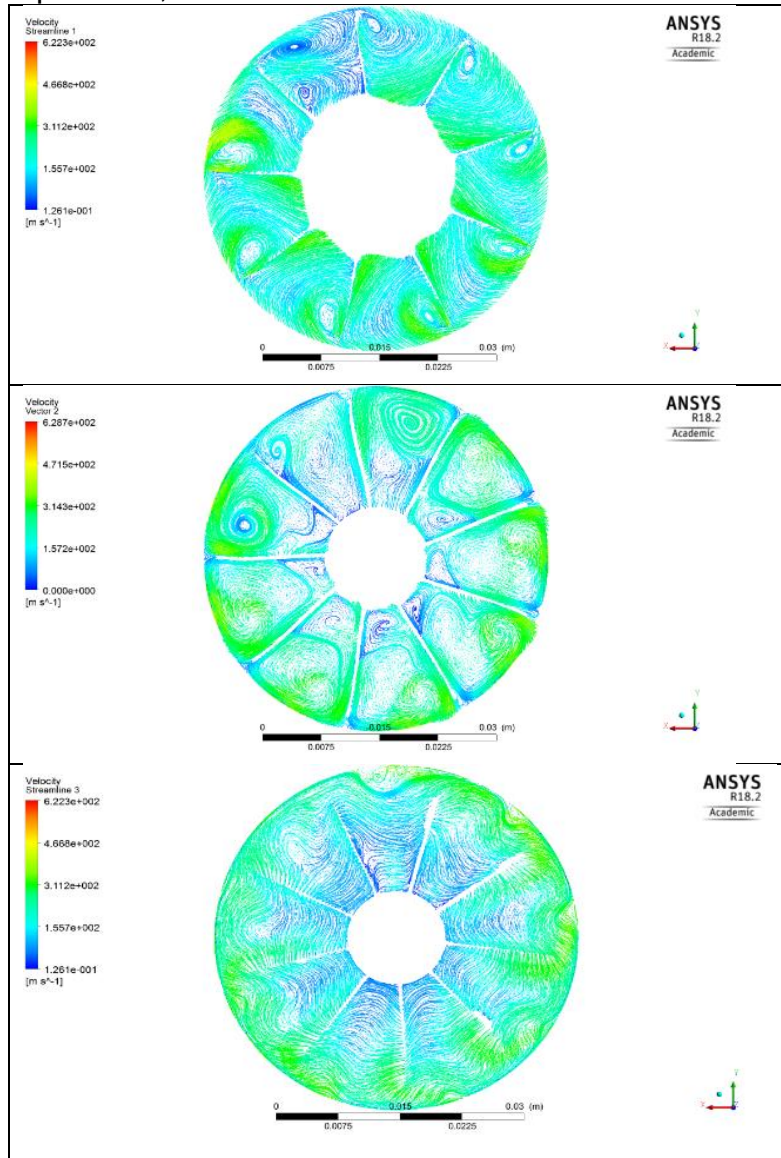


Fuente: Elaboración propia

En el resto de los álabes también existe este tipo de pérdida pero, no es tan alta, aun así los flujos reversos en la punta de los álabes del rotor se siguen generando producto de este fenómeno y la generación de vórtices cercanos a la zona de salida del rotor. En el resto de álabes el desarrollo del flujo se da en primer lugar en la punta de la cara de presión del álabes, una recirculación pequeña y también en el fondo de la cara de succión existe esta velocidad que luego gracias a la curvatura del álabes hace que en el segundo plano se generen dos vórtices independiente uno

al fondo y el otro cercano a la punta, el ultimo con mayor velocidad (Fig.44). Finalmente en el plano de salida desaparecen estos vórtices, excepto en el álabe superior izquierdo.

Figura 46. Contornos de velocidad tercer punto de operación, estator 60%



Fuente: Elaboración propia

Las últimas figuras (Fig. 45 y 46) representan el último punto de operación analizado en este proyecto y corresponde al más alto régimen de giro, con mayor relación de expansión y mayor porcentaje de apertura. El comportamiento es bastante similar al del punto anterior, excepto que las pérdidas por el *tip leakage* en este caso no

son tan notorias aunque existen y están presentes en zonas pequeñas de la punta del rotor.

Por otro lado los vectores de velocidad muestran un desarrollo uniforme del fluido por el espacio entre álabes, a excepción del espacio entre álabes ubicado en la parte superior izquierda, del cual ya se conoce el porqué de su comportamiento y se podría decir que es el álabe que menos energía está aprovechando del gas, porque la velocidad del flujo en esta zona es la más baja.

Cabe resaltar que en este punto de operación se crean flujos secundarios en el fondo del espacio entre álabes, cercanos al eje de rotación en el segundo plano, y básicamente esto representaría también una pérdida, pero no poseen mucha energía y es comprobable por la magnitud de velocidad que poseen.

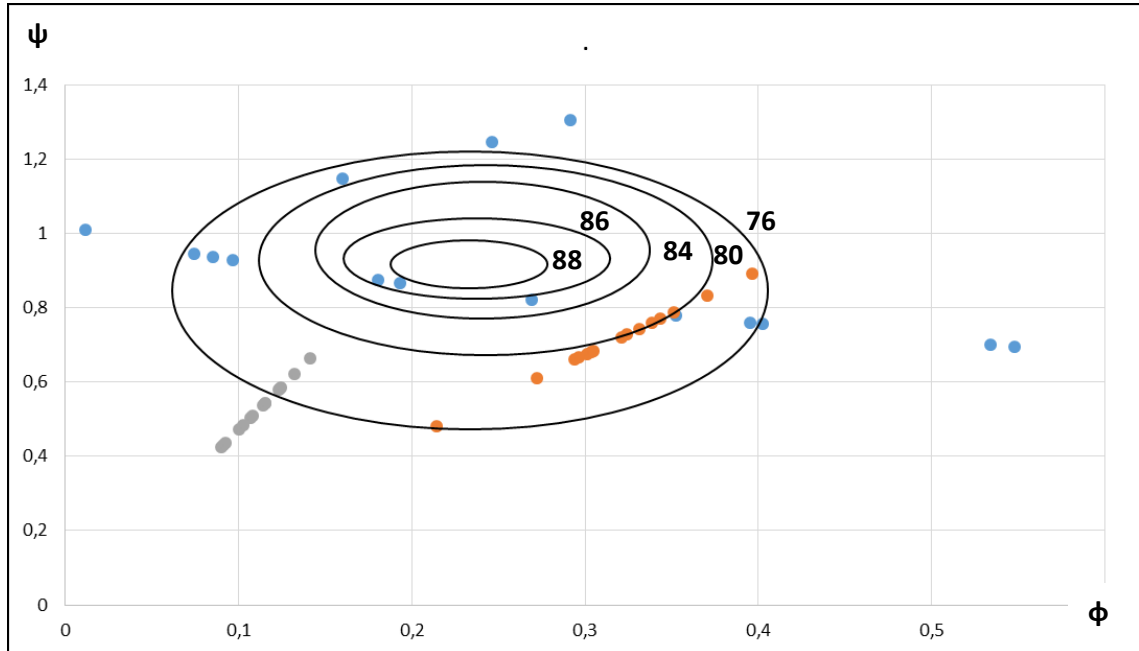
En cambio los vórtices en la cara de presión del segundo plano si llevan mucha más energía y a fin de cuentas es la que está generando el movimiento rotacional. Finalmente en el tercer plano se observa la salida a una presión baja y con unos cuantos flujos reversos que eran de esperarse pues la velocidad del rotor es mayor que la del fluido cuando sale de este.

Para finalizar en la gráfica 22 se muestra un mapa que relaciona los coeficientes de carga y de flujo para la turbina radial analizada en este proyecto y los círculos representan valores de eficiencia total estática basados en observaciones empíricas de un amplio rango de turbinas estudiadas, que se obtuvo de Chen y Baines<sup>69</sup>.

---

<sup>69</sup> CHEN, H. and BAINES, N. The aerodynamic loading of radial and mixed flow turbines. 1994. Int Journ Mech Sci. Vol. 36 p. 72

Gráfica 22. Correlación coeficiente de carga vs coeficiente de flujo para diferentes eficiencias



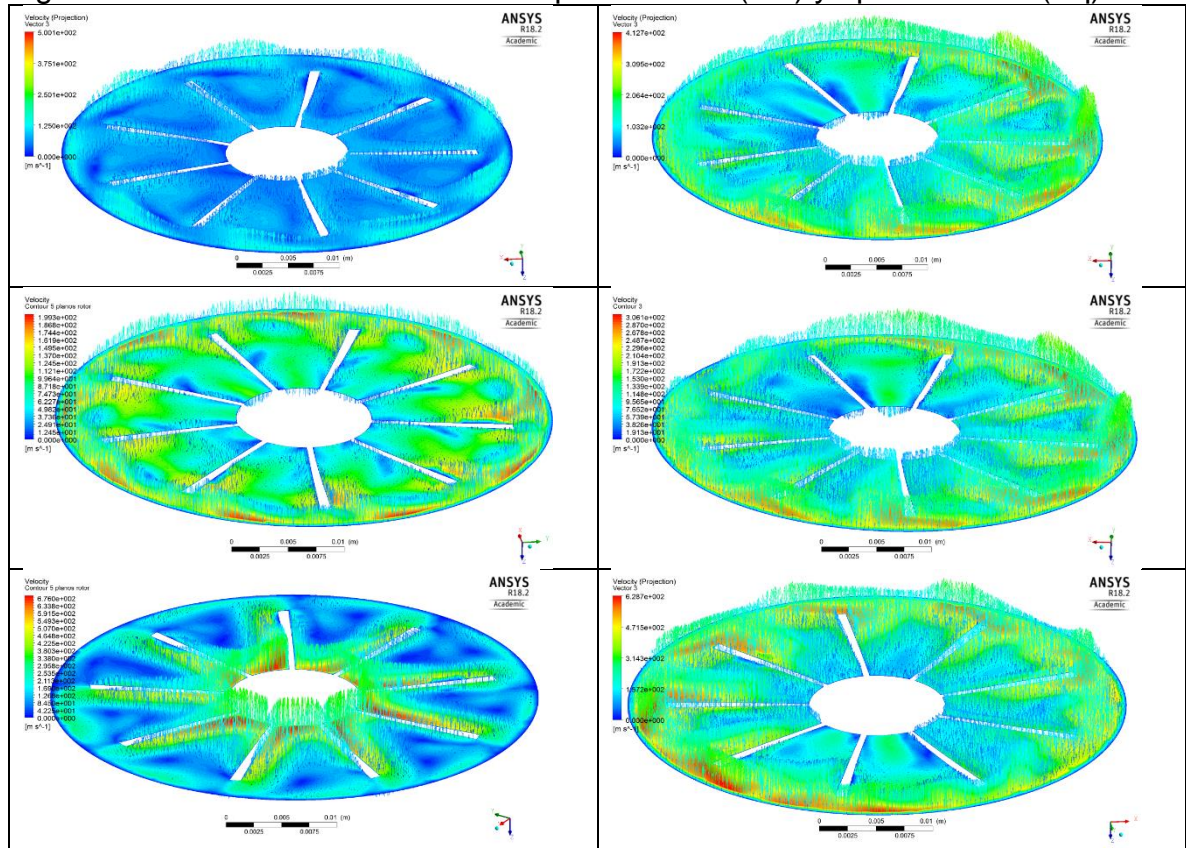
Fuente: Elaboración propia

Los puntos azules representan los puntos simulados para la apertura de 60% los cuales se encuentran en un rango de eficiencia de 0.7 a 1. Algunos de estos puntos si tienen una correlación cercana con base a los círculos de eficiencia, otros puntos por el contrario se salen del rango. Los puntos naranjas representan la apertura del 40% en donde todos los puntos entran en los círculos de eficiencia, el rango de eficiencia de estos puntos esta entre 0.4-0.8 y al igual que en el caso anterior muchos de los puntos muestran concordancia con el mapa y otros no. Finalmente los puntos grises representan los puntos simulados para la condición de apertura del 20% en donde su eficiencia total estática se encuentra en un rango de 0.4-0.5.

### 5.3 Velocidad axial

La última parte del proyecto consiste en analizar la velocidad axial en los planos de salida de los 3 puntos de operación, para los dos porcentajes de apertura propuestos dentro del análisis del flujo tridimensional. La figura 30 muestra los contornos de velocidad axial en los planos de salida.

Figura 47. Contornos velocidad axial apertura 20% (der) y apertura 60% (izq)



Fuente: Elaboración propia

En los planos de salida correspondientes a la apertura del 60%, es notorio como la velocidad axial es mayor en cantidad comparada con la apertura del 20% y es lógico pues el flujo másico trasegado por la turbina también es mayor en comparación. Esta velocidad al ser mayor indica que el coeficiente de flujo también lo es, pues es la relación de velocidades del rotor y del flujo de salida. Cabe señalar que el flujo no sale en su mayoría axial, como se muestra en la figura, el fluido sale con un swirl propio de estas turbinas pero en esta figura se muestra solo la componente axial del flujo a la salida del rotor pues es la componente a analizar. El término mayor hace referencia a la cantidad de vectores, mas no a la magnitud de la velocidad, pues sin duda la energía cinética del gas, es decir la velocidad, es mayor en el caso de apertura del 20%, por lo tanto se puede inferir que el fluido no está dejando toda su energía en los álabes del rotor y consecuentemente la eficiencia será menor en este caso.

## 6. CONCLUSIONES

- En el pre procesado del proyecto, es importante destacar que se tuvo limitación en cuanto al modelo geométrico, en cuanto a la incertidumbre en torno al posicionamiento angular de los álabes del estator, pues experimentalmente se desconocían con precisión estos ángulos y cómo fueron tratados en los ensayos en banco de pruebas; también en lo que se refiere a la longitud de los ductos de entrada y de salida del dominio. Además de la suposición de la tipología de la malla, que puede ser mejorada en muchos aspectos, por supuesto la selección de las condiciones de frontera es una característica que influye en el procesado y sin dejar de lado las restricciones de la licencia académica del software utilizado. Todo esto hace que la exactitud de los resultados se vean afectados y que la validación frente a los resultados experimentales resulte distante, pero a pesar de contar con todas estas limitaciones y restricciones, se logró llevar a cabo las simulaciones y es un sobresaliente punto de partida para realizar estudios de diferentes fenómenos que ocurren en las turbinas radiales, no solo de un turbocargador como en este proyecto, sino en las diferentes aplicaciones en las que se puedan encontrar.
- Las configuraciones aplicadas en el software que se utilizó en el proyecto, logran establecer el modelo computacional que reprodujo el modelo físico, a través de la discretización de las ecuaciones de gobierno. Por lo tanto las decisiones tomadas en cuanto a la disposición del modelo computacional se apoyaron en la literatura, por ejemplo el modelo de turbulencia que se seleccionó ha mostrado ser una alternativa viable para modelar los efectos del fluido en condiciones cercanas y lejanas a la pared del dominio. Los dos métodos de condiciones de frontera, representaron de manera viable el fenómeno físico que se deseaba reproducir pero dependían del dominio y de los datos experimentales que se poseían. Por lo tanto, la configuración se realizó con el fin de cumplir con el objetivo principal, pues dentro del entendimiento del flujo en la turbina es importante poder caracterizarla, pues con base a estos mapas de rendimiento el análisis del campo fluido se sustenta bajo las condiciones de operación establecidas.
- En la independencia de malla se logró obtener una comparación entre dos métodos de condiciones de frontera, que lograron reproducir el fenómeno físico, pero que estaban condicionadas a las restricciones del software. El segundo método fue el seleccionado pues cumplió cada uno de los parámetros impuestos en el proyecto, por ejemplo, los valores de la media cuadrática de los residuales de masa y de momento llegaron a errores del orden de  $1 \times 10^{-4}$ , el desequilibrio de masa en el dominio fueron 0.441% y el error porcentual entre dos puntos con diferente tamaño de malla para las dos variables monitoreadas estuvo en el orden del 0.4219%.

- La estrategia de modelamiento del rotor que se utilizó en este proyecto es MRF (Multiple reference Frame) también conocida como *frozen rotor* es una estrategia que se utilizó en estado estable. Es decir, que a pesar de adicionar un término que incluye la velocidad de rotación de la turbina a la ecuación de gobierno, no considera los efectos pulsantes del flujo ni del tiempo y no representa un modelamiento adecuado si se quieren estudiar interacciones entre el rotor y el estator, y que hacen parte del campo fluido del dominio y es en donde el proceso termodinámico es importante, pues la velocidad y dirección del flujo son variables significativas en la determinación de los coeficiente de flujo y de carga de la turbina.
- El valor de  $y^+$  para los diferentes elementos del dominio fue menor a 2, lo que es recomendable para estudios de dinámica de fluidos computacional en turbomaquinaria, pues los gradientes en la dirección normal a la pared se resuelven mejor y esto teniendo en cuenta que se utilizó el modelo de turbulencia  $k-\omega$  SST que, conjunto con el software, aplica una función automática para el tratamiento de las paredes del dominio. El cálculo de este valor pudo ser comprobado por el contorno de  $y^+$  expuesto, por lo tanto la suposición de la capa límite del dominio como 0.5mm, dividida en 5 capas con un crecimiento de 1.2 entre capa, logró modelar esta zona aceptablemente, pues los efectos del fluido en estas zonas lograron ser visualizados.
- La calibración del modelo computacional como herramienta para lograr obtener resultados más acordes y que sirvieran para la construcción de los mapas de rendimiento de la turbina, con el propósito de compararlos con los mapas experimentales ha demostrado ser una opción aceptable, cuando se dispone de información experimental limitada. Ya que dentro del desarrollo del proyecto se realizaron suposiciones de variables como temperatura de entrada y presión estática de salida, pues era información que no se poseía de la caracterización experimental.
- Por medio del análisis tridimensional del flujo en el estator y el rotor se logró determinar cómo se desarrolla el flujo en puntos de operación y apertura del estator diferente, mostrando fenómenos como la recirculación, los vórtices, los flujos secundarios y flujos reversos que ocurren internamente en estos elementos y como están conectados entre sí, pues en la apertura del 20% la creación de recirculaciones en el plano de entrada creó un mayor número de vórtices en el plano medio, que luego terminaron siendo flujos reversos o secundarios en la salida, por el contrario al aumentar el flujo en la turbina y en una condición de apertura del 60%, la generación de recirculación en el plano de entrada no es tan notoria y se generó un solo vórtice en la cara de presión que luego en el plano de salida se convirtió en un flujo reverso.



- A pesar de ser una simulación en condiciones de flujo estable, el fenómeno de separación del flujo en los diferentes álabes del estator estuvo presente, en su mayoría para los puntos de operación del 60% de apertura del estator, generado por la dirección y velocidad del flujo en el dominio y por la configuración geométrica del estator y voluta. Consecuentemente, el fluido a la entrada del rotor no tiene la dirección del ángulo de incidencia que impone el estator y por lo tanto es el causante de flujos secundarios en el espacio entre álabes del rotor, ocasionando pérdidas y que el rotor este desbalanceado dinámicamente.
- La velocidad axial en la salida del rotor es una magnitud que pudo ser medida gracias al CFD, y permitió inferir la energía cinética que poseía el fluido en ese instante, por lo tanto cuando esta velocidad es alta en la salida, como en el caso del 20% de apertura, significa que el rotor no aprovechó la energía disponible en el gas, por ende la eficiencia en esta condición de apertura se encuentra en un rango de 0.4-0.5, mientras que en el 60% de apertura las eficiencias estuvieron en un rango de 0.7-1, a pesar de que igualmente existían pérdidas en esta condición.
- A partir de los resultados alcanzados en este proyecto, es posible continuar el estudio del flujo en turbocargadores, específicamente en la zona de compresión y lograr un estudio completo del turbocargador. Además haciendo uso de la metodología propuesta es posible realizar un análisis CFD no solo para este tipo de aplicaciones, sino también para diferentes tipos de turbinas, por ejemplo, de flujo mixto, flujo axial, impeller's de compresores y turbomaquinaria en general.

## 7. RECOMENDACIONES

- Se recomienda la adquisición por parte de la universidad del software con licencia completa del programa ANSYS®, es una buena opción pues no posee las restricciones impuestas en una licencia académica y que implican limitaciones a la hora de realizar un estudio de flujo en una geometría tan compleja como la de una turbina.
- Para llevar a cabo un estudio completo, que se pueda verificar y validar, es indispensable que este tipo de proyectos se realice acompañado del ensayo experimental para obtener la mayor información posible y lograr configurar el modelo computacional en las mismas condiciones que en el banco de prueba y que se vuelva complementario uno del otro, por ende, tener un entendimiento más amplio del flujo interno en la turbina.
- Se recomienda estudiar los efectos de las pérdidas como el tip leakage, tip clearance, *corner losses* y *scroll tongue* y que afectan el desarrollo del flujo y el rendimiento de la turbina, pero con una geometría exacta y sin simplificaciones del turbo cargador, esto incrementará el número de celdas en el dominio y por ende el costo computacional de las simulaciones.
- Realizar las simulaciones en estado transitorio, en donde se tiene en cuenta el factor tiempo, y se pueden utilizar otras técnicas de modelamiento del rotor como la de *Sliding Sizing Mesh* y que mejorarían la exactitud de los resultados, eso sí con un mayor costo computacional. También considerar la opción de realizar el estudio en condiciones de flujo inestable o pulsante y adicionar los efectos de la transferencia de calor en el sistema, aumentaría el entendimiento del comportamiento del flujo en situaciones cercanas a las de la conducción diaria.
- En cuanto a la tipología de la malla, existen otras opciones como la malla poliédrica, que disminuye el número de celdas en el dominio pero aumenta su precisión, es una alternativa viable que no se consideró en este proyecto pues era una de las restricciones propias de la licencia académica. Por otro lado en este proyecto se consideró un estudio de independencia de malla general, es decir, para todos los elementos como un conjunto. La otra alternativa consiste en realizar un análisis de independencia de malla para cada elemento tomando como referencia un tamaño de malla, e ir variando el tamaño de malla de cada elemento, y mirar la convergencia de los resultados para cada elemento, establecer en que tamaño de malla se logra la independencia para cada elemento y luego formar un dominio total en donde se consideraron las repercusiones del tamaño de malla de cada elemento, esta metodología ha demostrado proveer resultados con mayor exactitud.

- A partir de la potencia generada por la turbina se recomienda modelar el comportamiento de la otra parte del turbocargador, es decir, el compresor pues la potencia representa un dato de entrada para la simulación del flujo en el compresor.

## BIBLIOGRAFIA

AIAA. Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations. G-077-1998. pp.29.

ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. 2009. Available from internet: [https://www.researchgate.net/profile/Ghassan\\_Smaisim/post/How\\_to\\_solve\\_below\\_integral\\_numericallypdf](https://www.researchgate.net/profile/Ghassan_Smaisim/post/How_to_solve_below_integral_numericallypdf)

ARCAKLIOGLU, and E. CELIKTEN, I. A diesel engine's performance and exhaust emissions. In: Applied Energy 80.1. 2005

BAINES, N. Flow development in radial turbine rotors. Birmingham, 1996. ASME paper 96-GT-65. International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition.

BAINES, N. Fundamentals of Turbocharging. Concepts ETI, Inc, Wilder, 2005.  
BERGQVIST, S. Prediction of Turbo Compressor Maps using CFD. Chalmers University of Technology, Göteborg, 2014.

BIBING, US. Ecuaciones de Navier-Stokes. Fenómenos turbulentos. s.f. En línea: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3718/fichero/Parte+I%252FCapitulo+2.pdf>

CAPILUPPI, C. Three dimensional CFD simulation of a turbocharger turbine for motorsports applications. Parma, 2011-2012. Maestría en ingeniería mecánica. Universidad de estudios de Parma. Departamento de ingeniería industrial.

CERVELLÓ, C. Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación. Valencia, 2004. Grado de doctor. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos.

DIXON, S. Fluid Mechanics, thermodynamics of turbomachinery. 4 Ed. 1998. Senior fellow at the University of Liverpool.

FAJARDO, Pablo. Methodology for the Numerical Characterization of a Radial Turbine under Steady and Pulsating Flow. Valencia, 2013, 244p. Doctoral thesis. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos

FENELEY, A. PESIRIDIS, A. and ANDWARI, A. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review. En: RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS. Dec.

GALINDO, J. HOYAS, S. FAJARDO, P. and NAVARR, R. set up analysis and optimization of CFD simulations for radial turbines. Engineering Applications of CFD.

Vol 7, No. 4, pp. 441-460. 2013. CMT-Motores térmicos, Universidad Politecnica de Valencia.

GALINDO, J., et al. Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling. En: APPLIED ENERGY. Mar 1, .vol. 103

HELLSTRÖM, F. Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine. Sweden, 2008. Royal institute of technology KTH mechanics. 77p.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION. Compendio de normas para trabajos escritos. NTC-1486-6166. Bogotá D.C.: El instituto, 2018. ISBN 9789588585673 153 p.

NGUYEN-SCHAFER, H. Rotordynamics of automotive turbochargers. 2015. En: [www.springer.com/ 978-3-319-17643-7](http://www.springer.com/978-3-319-17643-7).

PAES, Mónica. Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbogrupo operando en condiciones fuera de diseño. Valencia, 2016, 105p. Trabajo final de grado. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos.

PALFREYMAN, D.MARTINEZ-BOTAS, R. The Pulsating Flow Field in a Mixed Flow Turbocharger Turbine: An Experimental and Computational Study. En: JOURNAL OF TURBOMACHINERY. Vol. 127, no. 1, p. 144

PAYRI, F. and DESANTES, J. Motores de combustión interna alternativos. Reverte, 2011

REYES, Miguel. Contribution to the Experimental Characterization and 1-D Modelling of Turbochargers for IC Engines. Valencia, 2013, 370p. Doctoral thesis. Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Máquinas y motores térmicos

SHYANG, M- Flow and heat transfer in a turbocharger radial Turbine. Sweden. Diciembre, 2016. Technical reports from Royal Institute of Technology. SE-100 44  
SIPENG, Z. KANGYAO, D. and SHENG, L. Modeling and extrapolating mass flow characteristics of a radial turbocharger turbine. 2015. In: Energy 87 (2015) 628-637.

VERSTEEG, H. and MALALASEKERA, W. An introduction to Computational Fluid Dynamics, THE FINITE VOLUME METHOD. 2 Ed. England, 2007. 517p.

WOOLLEY, N. and HATTON, A. Viscous flow in radial turbomachine blade passages. 1973. Inst Mech Engrs conference proceedings