

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de Pachuca

“2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón”

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

CARACTERIZACIÓN Y MODELACIÓN TERMODINÁMICA DE UN TURBOCOMPRESOR MEDIANTE CFD

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTA:

ING. ALEJANDRO AILA ORTIZ

DIRECTOR:

DR. CELERINO RESÉNDIZ ROSAS

CO-DIRECTORES:

DR. ABDIEL GÓMEZ MERCADO

DR. LUIS MANUEL PALACIOS PINEDA

127 Páginas

Pachuca de Soto, Hidalgo Noviembre de 2015.



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels. : 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx



**Caracterización y modelación termodinámica
de un turbocompresor mediante CFD**



"2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón"

Pachuca, Hidalgo, 4/NOVIEMBRE/2015

OFICIO No. DEPI-173-2015

**C. ING. ALEJANDRO AILA ORTIZ
PRESENTE**

La que suscribe, Jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, comunica a Usted que se autoriza la Impresión de Tesis titulada:

"Caracterización y modelación termodinámica de un turbocompresor mediante CFD"

Para obtener el grado de Maestro en Ingeniería Mecánica, una vez que han sido efectuadas las correcciones indicadas por el Jurado correspondiente.

Sin otro particular por el momento, quedo de Usted.

ATENTAMENTE

"EL HOMBRE ALIMENTA EL INGENIO EN CONTACTO CON LA CIENCIA"

**DRA. ERIKA OSIRIS ÁVILA DÁVILA
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**



C.p. Coordinación de Ingeniería Mecánica
Archivo
EOAD/lmpp



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels. : 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx





"2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón"

División de Estudios de Posgrado e Investigación
Maestría en Ingeniería Mecánica
ACTA

Siendo las 13:00 horas del 22 de mayo de 2015, reunidos en el aula U10, el Consejo de Posgrado en Ingeniería Mecánica manifiesta la APROBACIÓN del trabajo de tesis titulado: *Caracterización y modelación termodinámica de un turbocompresor mediante CFD*, con el siguiente contenido:

Resumen/Abstract
Nomenclatura
Introducción
Contenido
Índice de cuadros, gráficas y figuras.
1. Estado del arte
2. Marco Teórico
3. Modelos Matemáticos
4. Turbulencia
5. Turbocompresores
6. Simulación
7. Resultados
Conclusiones y recomendaciones
Bibliografía
Apéndices

Para cubrir el requisito parcial correspondiente a TESIS para que el Ing. Alejandro Aila Ortiz obtenga el grado de Maestría en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dr. Celerino Reséndiz Rosas, profesor del posgrado en Ingeniería Mecánica de la División de Estudios de Posgrado e Investigación.

ATENTAMENTE

"EL HOMBRE ALIMENTA EL INGENIO EN CONTACTO CON LA CIENCIA"

EL CONSEJO DE POSGRADO


Dra. Osiris Ávila Dávila


Dr. Luis Salacios Pineda


Dr. Mario Emigdio Rodríguez
Castillo


Dr. Ignacio Ramírez Vargas


SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
TECNOLÓGICO NACIONAL
DE MÉXICO
Dr. Celerino Reséndiz Rosas
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE
POSGRADO E INVESTIGACIÓN


Dr. Abdiel Gómez Mercado



Resumen

En este trabajo se realiza un análisis del flujo del turbocompresor de un motor de combustión interna con el fin de caracterizar su comportamiento en el punto de eficiencia máxima, donde se estudian las propiedades termodinámicas del fluido mediante herramientas de simulación numérica.

Para llevar a cabo la modelación de la geometría de los elementos del compresor centrífugo, primeramente se recurre al uso de la más reciente tecnología en escaneo tridimensional. A continuación, a partir de la nube de puntos generada, se desarrolla la ingeniería inversa con el software comercial Geomagic Design X[®]. A partir de ésta, y mediante el uso de SolidWorks, fue posible construir un modelo sólido de gran precisión al final del procedimiento.

El dominio computacional se obtiene por la delimitación del pasaje de fluido sobre las paredes del rodete, y los elementos del compresor aguas arriba y aguas abajo. Se discretiza el dominio por medio de un mallado estructurado que cumple con los requisitos suficientes para lograr una adecuada aproximación en la simulación. Se usa el modelo de turbulencia RANS y condiciones de frontera son tomadas del mapa del fabricante del turbocompresor. Se utiliza la plataforma de código comercial TurboSystems de Ansys para resolver los modelos matemáticos.

Los resultados numéricos de la simulación se presentan para condiciones estables las cuales permiten evaluar las características termodinámicas y aerodinámicas de operación del turbocompresor mediante el estudio de los campos de velocidad, presión, temperatura, densidad y número de Mach entre otros.

Abstract

In this paper an analysis of flow of the turbocharger of an internal combustion engine is made in order to characterize its behavior at the point of maximum efficiency, where the thermodynamic properties of the fluid are studied using numerical simulation tools.

To carry out the geometric modeling of the elements of the centrifugal compressor, first of all the latest technology is used to make a three-dimensional scanning. Next, from the generated points cloud, the reverse engineering is developed with the Geomagic Design X[®] commercial software. From this, and by using SolidWorks it was possible to construct a solid model of high accuracy at the end of the procedure.

The computational domain is obtained by the delimitation of the fluid passage on the walls of the impeller, and the elements of the compressor upstream and downstream. The domain is discretized by a structured mesh which meets the sufficient requirements to achieve an adequate approximation in the simulation. RANS turbulence model is used and boundary conditions are taken from the manufacturer map of the turbocharger. The commercial code platform Turbo-Ansys is used to solve the mathematical models.

Numerical simulation results are presented for stable conditions which allow assessing the thermodynamic and aerodynamic operation characteristics of the turbocharger by studying the fields of velocity, pressure, temperature, density and Mach number among others.

Índice

Resumen	iv
Abstract	v
Índice	vi
Índice de Figuras	ix
Índice de Tablas	xiii
CAPÍTULO I	1
1 Introducción.....	1
1.1 Antecedentes	2
1.2 Reducción de cilindrada (<i>Downsizing</i>)	4
1.3 Modelado de motores	6
1.4 Problema a investigar	8
1.5 Justificación	8
1.6 Objetivos	9
1.7 Hipótesis	9
1.8 Diseño de la investigación (<i>Metodología</i>)	9
CAPÍTULO II	18
2 Marco teórico.....	18
2.1 Finalidad de un turbocompresor	19
2.2 Parámetros a considerar para un motor con ciclo Otto ...	20
2.3 Funcionamiento de un turbocompresor y disposición de sus elementos	21
2.4 Ciclos de funcionamiento de un turbocompresor	24
CAPÍTULO III	30
3 Modelos matemáticos.....	30
3.1 Ecuaciones tridimensionales de gobierno	30
3.2 Discretización de las Ecuaciones de Navier-Stokes	33
3.3 Linealización y Factorización Aproximada.....	35
CAPÍTULO IV	38
4. Turbulencia.....	38
4.1 Introducción a los modelos de turbulencia	38

4.2 Modelos primarios de turbulencia	38
4.3 Modelos numéricos para el cálculo de la turbulencia	41
4.3.1 Promediado de Reynolds de las Ecuaciones de Navier- Stokes (RANS)	41
4.3.2 Simulación de Vórtices Grandes (LES)	44
4.3.3 Simulación Numérica Directa (DNS)	44
4.4 Comparación entre Modelos	45
CAPÍTULO V	46
5. Turbocompresores, Dinámica y Termodinámica	46
5.1 Introducción	46
5.2 Impulsor, características de diseño	49
5.3 Interacción entre impulsor y voluta	54
5.4 Fundamentos de Termodinámica, Mecánica de Fluidos y definiciones de Eficiencia	61
5.4.1 Ecuación de continuidad	61
5.4.2 La Primera Ley de la Termodinámica	61
5.4.3 La Segunda Ley de Movimiento de Newton	62
5.4.4 La Segunda Ley de la Termodinámica: Entropía	62
5.5 Análisis teórico de un Compresor Centrífugo	63
5.5.1 Carcasa de entrada	64
5.5.2 Impulsor	65
5.5.3 Difusor	65
5.5.4 Rendimiento de los compresores centrífugos	65
CAPÍTULO VI	67
6. Simulación	67
6.1 Turbocompresor Garrett GT4294	67
6.2 Generación de la geometría	69
6.3 Importación de la Geometría en ANSYS Design Modeler a través de la interfaz de Workbench	79
6.4 Dominio Computacional	80
6.5 Mallado	83
6.5.1 Calidad de la malla	86

6.6 Configuración de CFX Pre	87
CAPÍTULO VII	94
7 Resultados	94
7.1 Termodinámica	94
7.2 Aerodinámica	105
Conclusiones	112
Bibliografía/Referencias	114
Anexo	118
ANSYS Turbo System	119
A.1 Introducción	119
A.2 Análisis del compresor del turbocompresor	120
A.2.1 Metodología	120
A.2.2 Geometría	120
A.2.3 Requisitos de Diseño del Compresor	121
A.2.4 Dimensionamiento inicial	121
A.2.5 Vista CCD: Salida	122
A.2.6 Vista CCM: Entrada	123
A.2.7 Vista CCM: Salida	123
A.2.8 Creación de Geometría inicial	124
A.2.9 Vista TF: Análisis 2D	125
A.2.10 Vista TF: Salida cualitativa	125
A.2.11 Diseño final del impulsor	127
A.2.12 Geometrías finales	127
A.2.13 Mallado	127
A.2.14 Análisis solamente del impulsor	128
A.2.15 Estudio de independencia de malla	128

Índice de Figuras

Figura 1.1	El proceso general de CFD.....	11
Figura 1.2	Algoritmo del proceso CFD.....	12
Figura 2.1	Turbocompresor de geometría variable.....	18
Figura 2.2	Funcionamiento del turbocompresor.....	19
Figura 2.3	Motores atmosférico y sobrealimentado.....	20
Figura 2.4	Despiece de un turbocompresor.....	22
Figura 2.5	Eje y elementos internos de un turbocompresor.....	23
Figura 2.6	Turbocompresor seccionado.....	23
Figura 2.7	Línea de carga.....	26
Figura 2.8	Rendimiento de la Turbina.....	28
Figura 3.1	Formulación de volumen finito de celda centrada y plantilla de cuatro puntos.....	34
Figura 4.1	Diferentes escalas de remolinos en flujos turbulentos.....	40
Figura 4.2	Espectro de la energía cinética de la turbulencia.	45
Figura 5.1	impulsor para un compresor centrífugo.....	49
Figura 5.2	Etapa de compresión centrífuga como función del número de Mach en la punta.....	53
Figura 5.3	Flujo másico y variación de la solidez del inductor.	54
Figura 5.4	Geometría del compresor centrífugo.....	56
Figura 5.5	Definición de la ubicación relativa del impulsor y la voluta.....	56
Figura 5.6	Distribución de la presión en el cubo del impulsor, difusor sin paletas, y pared de la voluta.....	58
Figura 5.7	Líneas de corriente en la lengua de la voluta y aguas abajo.....	59
Figura 5.8	Presión y variación de temperatura en el difusor..	60
Figura 5.9	Diagrama de Mollier para la etapa completa de un compresor centrífugo.....	64
Figura 6.1	Turbocompresor Garrett GT4294.....	67
Figura 6.2	Mapa del compresor.....	68
Figura 6.3	Mapa de la turbina.....	69
Figura 6.4	Escáner EXAscan con uso de <i>targets</i>	70
Figura 6.5	Escáner FARO 14000 de brazo articulado.....	70
Figura 6.6	Impulsor del compresor y base del difusor con <i>targets</i> para referencia espacial del láser.....	71

Figura 6.7	Escaneo de la voluta del compresor y ducto de salida.....	71
Figura 6.8	Impulsor del compresor antes y después de la preparación superficial para el escaneo láser.....	72
Figura 6.9	Impulsor del compresor escaneado en dos diferentes posiciones.....	73
Figura 6.10	Creación de las nubes de puntos a partir del barrido realizado.....	73
Figura 6.11	Pre-alineación de nubes de puntos en la interfaz de Geomagic.....	74
Figura 6.12	Ajuste de la alineación y evaluación del error...	74
Figura 6.13	Fusionado de los datos en una malla única.....	75
Figura 6.14	Interfaz del asistente de corrección.....	76
Figura 6.15	Creación de puentes para la aproximación de forma.	76
Figura 6.16	Detalle de las zonas sujetas a corrección.....	77
Figura 6.17	Superficies generadas sobre la malla reconstruida.	78
Figura 6.18	Croquis mostrando la parte inferior del impulsor usado en revolución.....	78
Figura 6.19	Modelo CAD importado en ANSYS Design Modeler....	79
Figura 6.20	Modelo CAD en diferentes vistas.....	80
Figura 6.21	Modelación del plano meridional.....	81
Figura 6.22	Perfil maestro (plano meridional), perfil de álabe, perfil de la maza y delimitación del volumen de control o pasaje de fluido.....	82
Figura 6.23	Volumen de control final desde aguas arriba hasta aguas abajo.....	83
Figura 6.24	Malla tetraédrica no estructurada (dominio computacional, malla gruesa, mediana y fina).....	85
Figura 6.25	Malla hexaédrica estructurada (Topología, malla gruesa, mediana y fina).....	85
Figura 6.26	Características geométricas de la malla estructurada fina.....	86
Figura 6.27	Configuración del dominio computacional en CFX Pre, condiciones de frontera y periodicidad.....	90
Figura 6.28	Monitor de momento y masa.....	91
Figura 6.29	Monitor de transferencia de calor.....	91
Figura 6.30	Monitor de turbulencia (kE).....	92
Figura 6.31	Monitor de eficiencia.....	92
Figura 6.32	Monitor de imbalances.....	93

Figura 7.1	Contornos de presión local al 25% de la envergadura de álabe en el compresor.....	94
Figura 7.2	Contornos de presión local al 50% de la envergadura de álabe en el compresor.....	95
Figura 7.3	Contornos de presión local al 75% de la envergadura de álabe en el compresor.....	96
Figura 7.4	Magnitud de la densidad al 50% de la envergadura de álabe en el compresor.....	96
Figura 7.5	Magnitud de la temperatura al 50% de la envergadura de álabe en el compresor.....	97
Figura 7.6	Vectores de velocidad en vista álabe-álabe.....	98
Figura 7.7	Contornos de magnitud de velocidad en el plano meridional.....	98
Figura 7.8	Vectores de velocidad en vista 3D.....	99
Figura 7.9	Líneas de corriente en vista 3D.....	100
Figura 7.10	Contornos de número de Mach vista álabe-álabe...	101
Figura 7.11	Contornos de número de Mach en el plano meridional.....	102
Figura 7.12	Contornos de energía cinética turbulenta sobre el plano meridional.....	103
Figura 7.13	Contornos de disipación de la energía cinética turbulenta.....	104
Figura 7.14	Número de Mach sobre la línea de corriente en el extremo.....	106
Figura 7.15	Número de Mach sobre la línea de corriente central.....	106
Figura 7.16	Número de Mach sobre la línea de corriente de la maza.....	107
Figura 7.17	Variación Meridional en el parámetro de carga álabe-álabe.....	108
Figura 7.18	Variación meridional en los ángulos Beta de álabe y de flujo.....	108
Figura 7.19	Variación meridional en la presión estática....	109
Figura 7.20	Variación de los parámetros de carga a lo largo de la envergadura del álabe.....	110
Figura 7.21	Variación de los ángulos de incidencia y desviación a través de la envergadura del álabe.....	111
Figura A.1	Características de ANSYS Turbo System.....	119
Figura A.2	Vista CCD, pestaña de datos aerodinámicos y de servicio.....	122

Figura A.3	Vista CCD, pestaña de resultados y bosquejo del impulsor.....	122
Figura A.4	Vista CCM, pestaña de desempeño.....	123
Figura A.5	Vista CCM, mapa preliminar del compresor.....	124
Figura A.6	Vista TF, sección de la cubierta en BladeGen.....	124
Figura A.7	Vista TF, sección del cubo en BladeGen.....	125
Figura A.8	Vista TF, gráficas de contorno para diferentes variables.....	126
Figura A.9	Vista TF, gráficas 2D muestran distintos parámetros de diseño.....	126
Figura A.10	a) Impulsor y difusor sin paletas, b) Voluta....	127

Índice de Tablas

Tabla 3.1	Factores para la adimensionalización en el solucionador de flujo.....	32
Tabla 6.1	Dimensiones de los impulsores del turbocompresor...	68
Tabla 6.2	Opciones de carcasa en la turbina.....	68
Tabla 6.3	Dimensiones del impulsor y difusor.....	81
Tabla 6.4	Resumen del mallado.....	87
Tabla 6.5	Configuración básica CFX Pre.....	88
Tabla 6.6	Parámetros del componente periódico R1.....	88
Tabla 6.7	Parámetros de la física del problema.....	89
Tabla 6.8	Fronteras e interfaces del componente R1.....	89
Tabla 7.1	Resultados de operación.....	105
Tabla A.1	Requisitos de diseño del compresor.....	121

CAPÍTULO I

1 Introducción

En la actualidad nuestra cotidiana forma de vida no podría ser concebida sin la existencia y derivada dependencia del uso del automóvil. Hoy en día resulta tarea simple tomar ventaja de estas ingeniosas máquinas sin siquiera imaginarse toda la dedicación y el esfuerzo de tantas y tantas personas detrás de nuestros autos. El mundo del automóvil está siempre en constante desarrollo, evolución y crecimiento. Nuevas y mejores ideas surgen de la amplia investigación en este campo. En estos tiempos, los factores medio ambientales y económicos juegan un papel fundamental en todos los campos de la ciencia, entre los que se incluye de manera notable la automoción. Para reducir el impacto negativo de los factores mencionados es indispensable lograr la disminución en el consumo de combustible. La sobrealimentación es una tecnología clave para la disminución de cilindrada (*downsizing*) y la disminución de revoluciones (*downspeeding*) del motor de combustión interna (MCI) [1,2], lo cual resulta en una reducción importante del consumo. Es por ello que el interés en una predicción más exacta del comportamiento del turbocompresor ha aumentado considerablemente y en particular la transferencia de calor. Al tener en cuenta esta última en los modelos de simulación se permite separar los efectos aerodinámicos de los efectos de transmisión de calor, permitiendo el estudio del comportamiento de compresor y turbina de manera separada aumentando la precisión de la modelación [3,4]. A partir de esta consideración y mediante la simulación de la operación de turbomáquinas se pretende evaluar el diseño, desempeño y limitaciones en estos dispositivos auxiliares de los motores de combustión interna con la intención de optimizar futuros diseños.

1.1 Antecedentes

El turbocompresor (o simplemente turbo) fue inventado por el ingeniero suizo Alfred Büchi quien tras trabajar con turbinas de vapor lo aplicó a motores de combustión interna en 1905. El principio básico que rige el funcionamiento de este aparato es el siguiente: el turbo se encarga de comprimir aire antes de que este ingrese en los cilindros, donde se produce la detonación de la mezcla (aire y combustible). Al comprimirse el aire, se puede introducir una mayor cantidad de este y combustible. Esto hace que mejore la mezcla, que sea más rica, por lo que la detonación tiene mayor fuerza, y consiguientemente se incrementa la potencia del motor. Una de las primeras aplicaciones de un turbocompresor le corresponde al ingeniero de General Electric, Standford Moss, quien lo asoció a un motor de gasolina V12, Liberty, para uso aeronáutico en 1917 [5]. Este motor fue probado a 14000 pies demostrando que se eliminaban las pérdidas de potencia que experimentan los motores de combustión interna debido a la altitud.

El ingeniero alemán Rudolf Diésel inventó el motor de combustión interna autoencendido, denominado comúnmente como motor Diésel, en 1892. Sin embargo debido a las particularidades propias de este tipo de motor como altas relaciones de compresión y temperaturas, la deficiencia de los materiales y procesos productivos de la época, no es sino hasta los años '20, cuando comienzan a aparecer motores Diésel en barcos y locomotoras asociados a turbomáquinas que permitan aumentar la presión de admisión. Se trataba de motores muy pesados y lentos con elevadas vibraciones no aptos a los cambios bruscos de regímenes de giro [6].

Fue en el año 1912 cuando este motor se incorporó a la construcción naval sustituyendo las turbinas de vapor siendo el buque cisterna Vulkanus el primero en probarlo. Posteriormente el motor Diésel se populariza al grado de que todos los barcos (pesqueros, mercantes, de transporte y de guerra) lo utilizaban asociándose a turbocompresores de altas prestaciones para mejorar su rendimiento. Sin embargo hoy en día este tipo de transporte solo lo emplea en pequeñas embarcaciones ya que los barcos militares o de salvamento emplean turbinas de gas y

aquellos más grandes como portaaviones o cruceros emplean turbinas de vapor por medio de energía nuclear [6].

En el caso de la industria ferroviaria se desarrollan tanto motores Diésel que aporten la tracción directamente a través de una caja de cambios mecánica, como asociados a máquinas eléctricas en las que el motor Diésel es acoplado al generador eléctrico y éste a su vez alimenta a un motor eléctrico con lo que se evita que el motor Diésel tenga que modificar su régimen de giro en el proceso de conducción.

La paulatina reducción de peso, volumen y vibraciones de estos motores, y añadiendo la experiencia depositada en el sector aeronáutico, permite la entrada de la turbomáquina en el mundo de la automoción de la mano de los grandes camiones a principios de los años '50.

En 1952 se utiliza por primera vez un motor alternativo de combustión interna de gasolina turbocargado en un coche para competir en la Indianápolis 500. El primer coche en producción dotado de motor sobrealimentado fue el Oldsmobile Cutlass Jetfire de 1962 que montaba un turbo Garrett TO-3 acoplado a un motor V8 de gasolina [6].

Los problemas de fiabilidad de los motores sobrealimentados en los automóviles de gran producción hizo que su uso se restringiese durante años a la competición, donde llegaron a su máximo desarrollo en la Fórmula 1 durante la denominada "Era del turbo", que comenzó de la mano de Renault en 1977 con un pequeño motor V6 a 90° de apenas 1500cc que rendía una potencia superior a los 1000 CV. El resto de marcas se unieron a la fiebre de los motores turbo hasta que debido a lo extremo de su pilotaje y a una serie de infortunados accidentes se prohibieron en el año 1989.

La evolución de estos motores durante esta época permitió que los motores sobrealimentados llegaran a los catálogos de ventas de todos los fabricantes, con vehículos fiables y de altas prestaciones. La mejora en los procesos productivos y de materiales, así como los avances en investigación, permitió que se comenzaran a unir motores de combustión interna

autoencendidos con turbocompresores en vehículos ligeros como los coches. En 1978 se lanza al mercado uno de los primeros coches con motor turbodiésel, el Peugeot 604 [6].

Las ventajas en lo bajos consumos de estos motores unido a la crisis energética de 1992 hizo que estos motores Diésel experimentaran un impulso, en detrimento de los turbo de gasolina, que los ha llevado hasta un nivel de desarrollo altísimo con los motores turbodiésel de inyección directa en los que cada una de sus componentes tiene un nivel de calidad absoluto. Es por ello que se requiere de un conocimiento exhaustivo de cada componente que permita el perfecto funcionamiento y el preciso ajuste en la función de cada uno [7].

1.2 Reducción de cilindrada (*Downsizing*)

La tendencia en la sobrealimentación de motores Diésel es seguir incrementando el grado de sobrealimentación hasta el límite mecánico y térmico de los materiales. Para reducir las presiones máximas y las emisiones de óxidos de nitrógeno, la tendencia es reducir la relación de compresión y retrasar el inicio de la inyección, llegando incluso a producirse éste, después del punto muerto superior. Además lo que se busca es disminuir el tiempo entre cada uno de los transitorios de motor, sobre todo a bajas revoluciones, donde los mayores problemas se suscitan en pos de las mejoras de versatilidad y bajo consumo, junto a la disminución de contaminantes, esta última de gran preocupación por las restrictivas normas internacionales de contaminación aplicadas a la automoción. La sobrealimentación puede ser una posible solución para alcanzar los límites exigidos por dichas normas, tal como lo plantean algunos fabricantes de automoción [8].

La tendencia en el diseño de los motores Diésel de automoción en los últimos años consiste en aumentar la potencia específica de los motores de manera que se consigan reducciones de la cilindrada necesaria para alcanzar una determinada potencia. De esta manera, se consiguen ventajas en consumo de combustible y emisiones contaminantes. A esta tendencia se le llama con el término inglés *downsizing*, haciendo referencia a la disminución

de tamaño de los motores [1]. Sin embargo, el *downsizing* está limitado por varios fenómenos como las limitaciones mecánicas y térmicas que se alcanzan en condiciones operativas cercanas a la plena potencia, esto es a alto régimen de giro. Otro de los problemas de los motores *downsized* es el mal comportamiento del par motor a bajas revoluciones del motor. En particular, estos motores tienen una peor respuesta en aceleración a bajas rpm porque el par máximo a alcanzar a altas rpm es más elevado y porque la energía disponible en los gases de escape del motor es más reducida.

Con el objetivo de solucionar el problema del mal comportamiento de los motores de alta potencia específica se están empezando a utilizar nuevos sistemas de sobrealimentación. La primera medida para mejorar el par en bajas rpm del motor es reducir el tamaño de la turbina. Una turbina pequeña se adapta mejor al funcionamiento con gasto másico en el escape reducido, permitiendo aumentar la presión de sobrealimentación a menor régimen de giro del motor. Sin embargo, esta pequeña turbina va a producir una contrapresión excesiva a altas rpm de motor que se traduce en mayor consumo y mayores limitaciones térmicas en el punto de máxima potencia. Este efecto negativo puede contrarrestarse con una turbina de geometría variable capaz de variar su sección efectiva adaptándose a los cambios en gasto másico [1]. Puede llegar a darse el caso de tener que añadir a la turbina de geometría variable una válvula de descarga del tipo *wastegate* para aumentar el rango de operación del sistema. En el diseño del compresor sin embargo no se ha producido en los últimos años ningún cambio que permita ampliar su rango de operación. Todos los datos apuntan a que una vez generalizado el uso de las turbinas de geometría variable y la tendencia en la disminución de su tamaño, es el compresor el elemento limitante en el proceso de *downsizing*. Efectivamente, en el sistema de admisión del motor no se puede instalar un sistema de *bypass* como se hace en el escape, ya que es necesario comprimir el aire. Por el compresor ha de pasar todo el aire admitido por el motor y teniendo en cuenta la elevada potencia específica la tendencia no es, desde luego, a reducir el gasto másico máximo del compresor. Por otra parte, debido al menor tamaño de la turbina la potencia que ésta puede suministrar al compresor en bajas

rpm hace que la relación de compresión suministrada por el compresor a bajas rpm de motor suba de manera notable. Esto requiere pues un aumento del rango operativo del compresor para gastos pequeños. Esto equivale a aumentar el margen de bombeo de los compresores.

1.3 Modelado de motores

En el estudio y desarrollo de los motores, ya desde sus inicios, tuvo una importancia mayúscula el proceso de modelado que permitiese predecir las actuaciones del motor a priori sin tener que construir y ensayar el motor completo en cada ocasión. De hecho se puede decir que el desarrollo de la Termodinámica, a lo largo del siglo XIX, fue de la mano de la evolución de los motores térmicos. El primer uso de simulaciones de ciclos de motores de combustión interna fue llevado a cabo por el británico Sir Dugald Clerk (1845-1932) [1], quien propuso una serie de métodos para calcular las propiedades termodinámicas de los flujos en los diferentes procesos del motor, siendo el primero en usar un ciclo de aire estándar para comparar la eficiencia térmica de motores de combustión interna. También el propio Rudolph Diésel propuso una serie de modelos para motores alternativos con diferentes modos de combustión (presión constante, temperatura constante, etc.) [1]. Un gran avance llegó del trabajo de Hottel, que desarrolló un mapa de las propiedades termodinámicas de la mezcla de gas quemada según el equilibrio termodinámico de los productos de combustión.

Pero es en las últimas décadas que gracias al aumento en la capacidad de cálculo aportado por la informática, se dedica un especial esfuerzo al desarrollo de programas de modelado del ciclo operativo de los motores, que permitan predecir las cualidades de éstos de una forma más económica que mediante los ensayos directos sobre el motor. Inicialmente aparecieron modelos sobre el proceso de combustión del motor. El conocimiento de la cinética de la formación de NO_x ha sido desarrollado ampliamente y el uso de transferencia de calor con flujo turbulento en el motor ha sido explorado y evaluado en profundidad continuando hoy en día con la mejora de dichos procesos.

La evolución en el desarrollo de modelos computacionales se ha extendido a todos y cada uno de los componentes del motor, algunos de ellos capaces de modelar los conductos de escape del motor en una dimensión (1D). Otros métodos menos complejos adoptan el cálculo adimensional (0D) mediante la adopción volúmenes que representen ciertas partes del motor, estrategia conocida como de llenado y vaciado [9]. Pero existen algunos muchos más robustos donde es posible representar cada uno de los procesos que se llevan a cabo en el motor mediante la unificación de la filosofía llevada a cabo por anteriores trabajos [10]. Mediante estos sistemas en el campo de los motores térmicos de combustión interna alternativos en la actualidad las tareas de modelado suponen un importante proceso en el diseño y puesta a punto de un nuevo motor.

Debido a la gran competencia, los constructores de motores están obligados reducir los costes en el desarrollo de nuevos motores y a mejorar los diseños ya existentes. En el pasado, cuando se intuía una posible mejora en el motor, ésta se probaba directamente en el mismo, mediante un prototipo, obteniéndose unos determinados resultados que eran comparados con los originales para ver si era rentable o no dicha mejora, resultando así un proceso lento y costoso. Por este motivo se investigó en modelos matemáticos que simularan el funcionamiento del motor, para obtener unos resultados estimados del nuevo motor a ensayar de forma rápida y económica. Los modelos teóricos no dan con exactitud lo que sucede en realidad en el motor, ya que los fenómenos que ocurren en éste son modelados mediante ecuaciones que pueden llegar a ser muy complejas para su resolución, por lo que se adoptan una serie de hipótesis simples y fórmulas empíricas de forma, que sin perder su sentido físico, den una aproximación lo más exacta posible de lo que ocurre en el motor, pero con tiempos de ejecución relativamente bajos [1].

Además, con estos modelos se obtiene el análisis de parámetros y variables del motor muy difíciles o imposibles de medir en el mismo. Por lo tanto, aunque hay que tener en cuenta que siempre será necesaria una validación de los resultados mediante el

ensayo del motor, la estimación de los resultados de los motores ensayados será más rápida y económica [1].

De entre todos los modelos, los más utilizados para el diseño de los sistemas de renovación de la carga y sobrealimentación de los motores son los modelos unidimensionales de acción de ondas. Estos modelos usan la hipótesis de que el flujo en los conductos de admisión y de escape de los motores es esencialmente unidimensional [1]. Además estos modelos pueden calcular los movimientos de las ondas de presión dentro de los conductos con la hipótesis de que la amplitud de estas ondas es finita y que existen fenómenos no lineales como la transmisión de calor, fricción y cambios de sección. En esto se distinguen de los modelos acústicos lineales en los que la amplitud de las ondas de presión es supuesta infinitesimal [1]. Este tipo de modelos permite calcular de forma precisa el flujo pulsante en admisión y especialmente en el escape de los motores.

1.4 Problema a investigar

Se ha visualizado el contexto en el que el concepto de turbocompresor sale a relucir como una de las mejores alternativas a la hora de eficientar el desempeño de un motor de combustión interna. Tomando en cuenta la importancia de su caracterización para el desarrollo de nuevos dispositivos que permitan a los motores seguir evolucionando cada vez más para hacer frente a las necesidades presentes y futuras, se propone darse a la tarea de modelar, mediante herramientas computacionales, los procesos físicos que experimentan en su operación estos dispositivos para encontrar áreas de oportunidad en la mejora de su desempeño.

1.5 Justificación

El propósito de la modelación de la operación de un turbocompresor mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés) es el desarrollo de conocimiento que permita complementar las investigaciones en curso y realizadas por estudiantes de la Maestría en Ingeniería Mecánica para obtener un estudio integral en turbomáquinas.

1.6 Objetivos

El objetivo general que se pretende alcanzar es contribuir al mejor conocimiento de los fenómenos termodinámicos y de flujo que ocurren en los turbocompresores que se utilizan en la sobrealimentación de motores de combustión interna para automoción. La intención es contar con una mejor comprensión de estos fenómenos que permita mejorar el diseño de tal sistema de sobrealimentación en los motores actuales.

Como objetivos específicos se desea primeramente analizar las características y propiedades físicas del flujo que circula a través de un turbocompresor y realizar el estudio de las ecuaciones de gobierno. En una segunda fase, se plantea la generación de la geometría del ensamble del dispositivo a estudiar mediante las herramientas tecnológicas disponibles más apropiadas. Finalmente, con la fase anterior concluida, se procederá a la simulación del fenómeno de flujo usando herramientas de CFD y al posterior análisis de los resultados obtenidos.

1.7 Hipótesis

El uso de herramientas computacionales como CFD permite predecir de manera confiable el comportamiento aerotermodinámico del flujo del aire y de los gases de la combustión a través del ensamble turbocompresor en motores de combustión interna de automoción, logrando un gran ahorro en tiempo y economía al obtener mediante simulación la caracterización de éstos dispositivos.

1.8 Diseño de la investigación (Metodología)

Este trabajo pretende determinar el comportamiento termodinámico que presentan los gases de escape de un MCI mientras circulan a través de la turbina de un turbocompresor. El sistema está constituido por los propios gases de escape, los conductos de entrada y salida, la voluta y el rodete.

Para obtener una representación lo más cercana al verdadero comportamiento del sistema, es necesario considerar todos los aspectos relevantes que describen la respuesta del fluido de trabajo tales como: presión, temperatura, densidad, viscosidad,

velocidad, etc. mientras éste transfiere energía al sistema. Además como uno de los primeros y fundamentales objetivos específicos se ha planteado obtener la geometría de los componentes del turbocompresor haciendo uso en lo posible de tecnología láser de escaneo como fuente ideal de datos precisos. Después se formulará el modelo para evaluar el comportamiento del flujo de los gases utilizando herramientas de software comercial de Dinámica de Fluidos Computacional, en específico la plataforma TurboSystems de ANSYS, cuyos solucionadores se basan en el Método de Volumen Finito.

La metodología que se plantea para alcanzar los objetivos fijados se apoya en los estudios teóricos mediante modelado. Asimismo, como en cualquier trabajo de investigación, se busca llevar a cabo una revisión bibliográfica exhaustiva en la literatura especializada que permita centrar la investigación y establecer el punto de partida más pertinente en el estado del arte para este trabajo a este momento.

Por lo que refiere a dicha investigación bibliográfica se buscará en las fuentes de trabajos relacionados en general con motores sobrealimentados y, de modo particular en aquellos con énfasis en la modelación y simulación del flujo de gases de escape en la turbina de turbocompresores.

El trabajo teórico se centrará en la utilización de modelos de cálculo de flujo de CFD para el estudio y análisis de las condiciones en que operan estos dispositivos, con el fin de comprender el mecanismo de interacción entre el flujo producido por una geometría en particular y el funcionamiento general del turbocompresor. Para lograr tal objetivo se seguirá la metodología general para un proceso de análisis CFD mostrado esquemáticamente en la Figura 1.1.

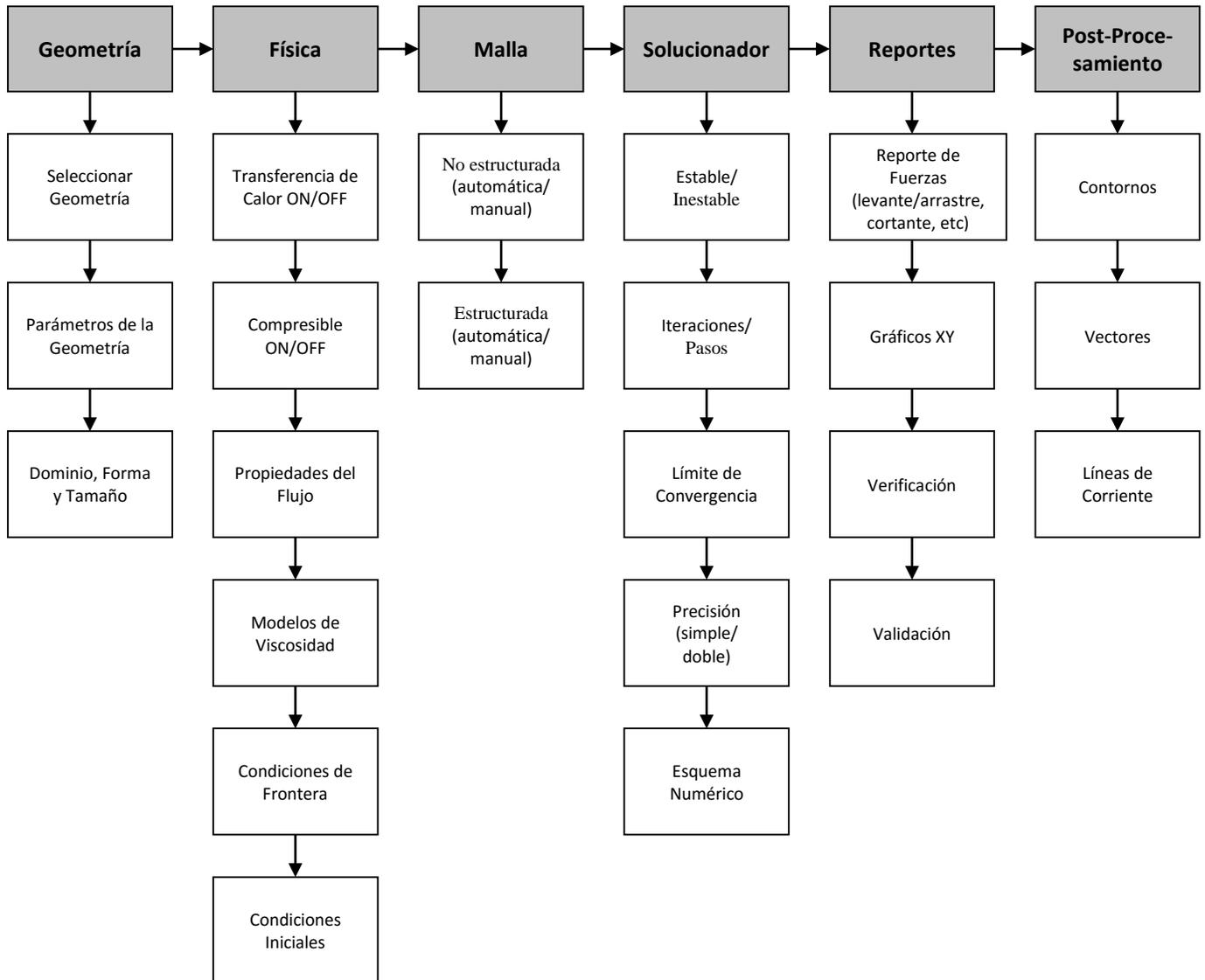


Figura 1.1 El proceso general de CFD.

De igual manera, se usará el algoritmo mostrado adelante (Figura 1.2), como base de los trabajos para la etapa de modelación y simulación.

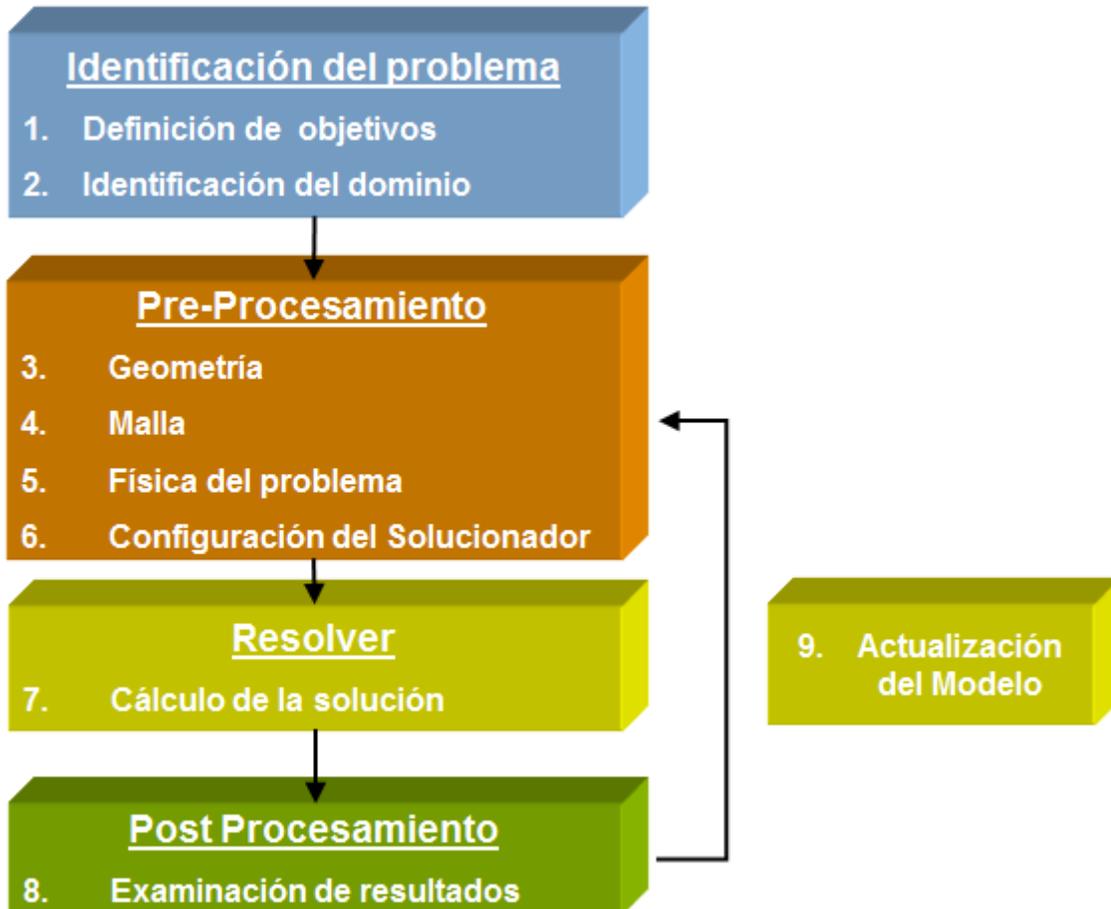


Figura 1.2 Algoritmo del proceso CFD.

A continuación se detallan las consideraciones que se deben tomar en cuenta de forma secuencial para obtener resultados con un grado de confiabilidad aceptable.

Identificación del problema

1. Definición de los objetivos del modelado

- Resultados buscados (por ejemplo la caída de presión, la velocidad del flujo de masa), y utilización de los mismos.
- Opciones de modelado (por ejemplo, para este caso, el conjunto de rodete y voluta es requerido o solamente el del rodete es necesario).

- Modelos físicos que necesitan ser incluidos en el análisis (es decir, la turbulencia, la compresibilidad, la radiación, etc.).
- Suposiciones simplificadoras posibles (es decir, la simetría, periodicidad, etc.).
- Requerimiento de capacidades únicas de modelado (funciones definidas por el usuario).
- Grado de precisión requerido.
- Rapidez de obtención de los resultados.
- Viabilidad de CFD como una herramienta adecuada.

2. Identificación del dominio a modelar

- Considerar el aislamiento de una parte del sistema físico completo.
- Extensión del dominio computacional (límites).
 - Disponibilidad de información de la condición de frontera en los límites.
 - Tipos de condiciones de frontera disponibles para adecuar esa información.
 - Posibilidad para extender el dominio a un punto en el que existen datos razonables.
- Posibilidad de simplificar o aproximar el problema como 2D o axisimétrico (de revolución).

Pre-Procesamiento

3. Creación de un modelo sólido del dominio

- Métodos para la obtención de un modelo sólido de la región de fluido.
- Posibilidad de uso de modelos CAD existentes.
- Extracción la región de fluido desde una parte sólida.
- Creación del dominio desde cero.
- Posibilidad de simplificación de la geometría.
- Viabilidad de retirar características innecesarias que complicarían mallado (filetes, pernos, etc.).
- Aprovechamiento de las características de simetría o periodicidad.

- Características de periodicidad/simetría en ambas, la solución y las condiciones de frontera.
- Necesidad de dividir el modelo de manera que las condiciones de contorno o dominios puedan crearse.

4. Diseño y creación de la malla

La malla debe resolver las características geométricas y capturar los gradientes de interés, por ejemplo, gradientes de velocidad, presión, temperatura. Varios aspectos deben tomarse en cuenta como:

- Grado de resolución de malla que se requiere en cada región del dominio.
- Posibilidad de anticipación de existencia de regiones de gradientes altos.
- Posibilidad de utilizar la adaptación de malla para adicionar resolución.
- Selección del tipo de malla más apropiado (estructurada o no estructurada).
- Complejidad de la geometría.
- Selección entre los tipos de malla quad/hex o una tri/tet o malla híbrida.
- Requerimiento de malla con interfaces no conformes.
- Capacidad de cómputo para la generación de la malla.
- Tamaño de la malla.

5. y 6. Configuración de la física y parámetros del solucionador

Para un problema determinado deberá tomarse en cuenta lo siguiente:

- Definición de las propiedades del material, ya sea para líquido, sólido, mezcla o gas.
- Selección de modelos físicos apropiados para el problema (por ejemplo flujo del fluido y transferencia de calor, turbulencia, transporte de especies, reacciones volumétricas, flujos multifásicos, movimiento y deformación de la malla, ecuaciones de transporte escalar definidas por el usuario).

- Prescripción de condiciones de operación.
- Prescripción de condiciones de contorno en todas las zonas de frontera.
- Establecimiento de valores iniciales o de una solución previa.
- Establecimiento de controles del solucionador.
- Configuración de monitores de convergencia.

Resolver

7. Cálculo de la solución

Las ecuaciones de conservación discretizadas se resuelven iterativamente hasta la convergencia.

Se alcanza la convergencia cuando:

- Los cambios en las variables de solución, de una iteración a la siguiente son insignificantes. Los residuales constituyen un mecanismo para ayudar a monitorear esta tendencia.
- Se logra la conservación global de las propiedades. Ésta se mide con los desequilibrios.
- Cantidades globales de interés como arrastre, caída de presión, etc, han alcanzado valores estables. El monitoreo se efectúa en puntos definidos por el usuario.

Debe tenerse presente que la precisión de una solución convergida depende de los siguientes factores:

- adecuación y precisión de los modelos físicos,
- resolución de malla e independencia de la solución con respecto a ella,
- errores numéricos.

Post-Procesamiento

8. Análisis de los resultados

Deberán examinarse los resultados revisando la solución y extrayendo datos útiles. Los resultados pueden analizarse con diferentes herramientas como son:

- Herramientas de visualización las cuales pueden utilizarse para:
 - Determinar el patrón de flujo en general
 - Observar si existe separación
 - Determinar la procedencia de ondas de choque, capas cortantes, etc.
 - Observar si en general se resuelven características clave del flujo
- Herramientas de información numéricas las cuales pueden utilizarse para obtener resultados cuantitativos como son:
 - fuerzas y momentos,
 - promedio de los coeficientes de transferencia de calor,
 - cantidades integradas sobre superficies y volúmenes,
 - balances de fluxes.

En resumen, para una simulación exitosa deberán considerarse principalmente los aspectos de modelos físicos, aplicación apropiada de las condiciones de frontera y corrección de la malla.

Para la selección apropiada de los modelos físicos se deben considerar principalmente la naturaleza del régimen del flujo (turbulento/laminar, estacionario/transitorio), la compresibilidad del fluido (despreciable o no) y la dimensionalidad del flujo (2D/3D).

Con respecto a las condiciones de frontera debe determinarse si el dominio computacional generado es suficientemente grande o no. Debe cuidarse también si los tipos de condiciones de frontera seleccionados son correctos, así como los valores asignados a los mismos.

Finalmente, con respecto a la malla, deberá juzgarse el refinamiento de la misma en las diferentes regiones del flujo considerando que puede haber lugares donde la malla puede ser muy gruesa mientras que en otros la malla deberá ser suficientemente refinada. Debe además realizarse en cada

ITP

simulación un estudio de independencia de malla para verificar que la solución es independiente de la misma. Este estudio consiste básicamente en revisar los resultados en mallas cada vez más y más finas hasta observar que la solución no varía significativamente. Deberá considerarse también si la solución de la malla captura apropiadamente la geometría del problema.

De acuerdo al planteamiento anterior y conforme se vaya atendiendo satisfactoriamente cada aspecto mencionado arriba se desarrollará exitosamente la etapa de modelación/simulación mediante herramientas CFD.

CAPÍTULO II

2 Marco teórico

La implementación y el uso de elementos que sirvan para sobrealimentar los motores de combustión interna viene dado por la necesidad de aumentar la potencia sin tener que incrementar la cilindrada. Aumentar la potencia depende de la cantidad de mezcla aire combustible quemada en cada ciclo de trabajo y del régimen del motor [1].

Tanto en los motores Diésel como en los de gasolina, por mucho que se aumente el combustible que se hace llegar a la cámara de combustión, no se consigue aumentar su potencia si este combustible no encuentra la suficiente cantidad de aire para quemarse; de tal manera que, sin variar la cilindrada ni las revoluciones del motor, solo se consigue aumentar la potencia si se logra colocar en el interior del cilindro un volumen de aire (motores Diésel) o de mezcla (aire y combustible para motores a gasolina) mayor que en condiciones normales de aspiración normal (motores atmosféricos).

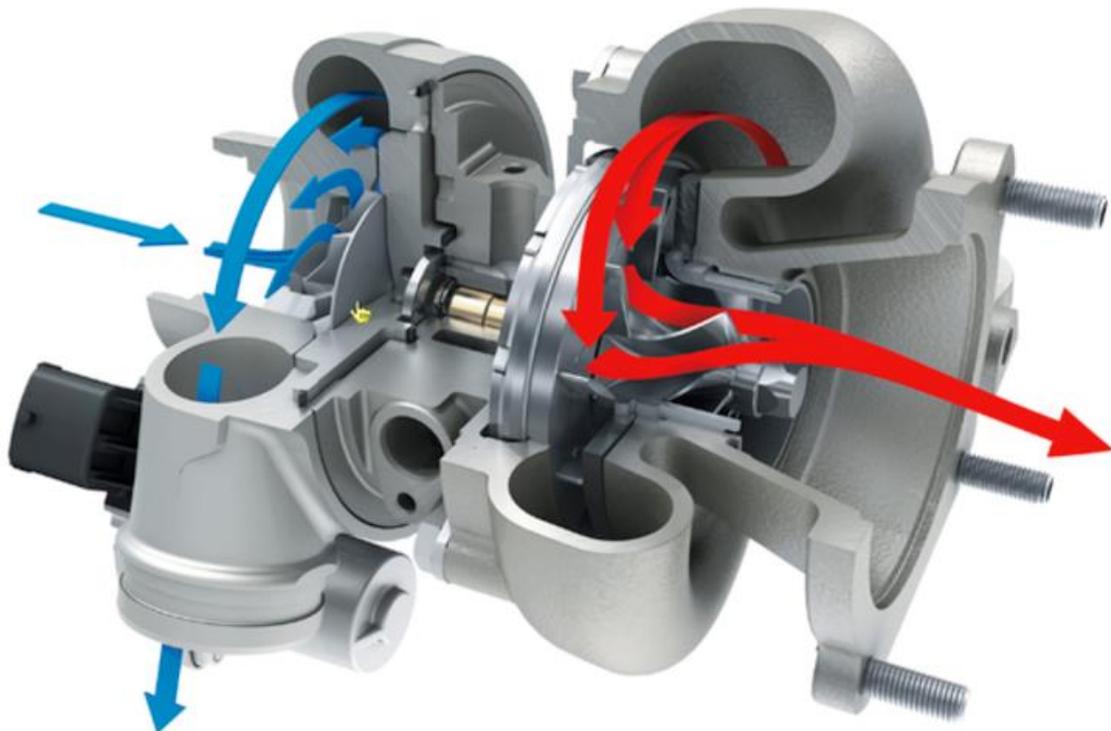


Figura 2.1 Turbocompresor de geometría variable.

En regiones situadas a grandes altitudes o con climas muy calurosos, existe la necesidad de compensar la disminución de la densidad del aire producida por una baja en la presión atmosférica ocasionada por la altitud y una disminución de las moléculas de oxígeno por el aumento de temperatura. Como solución a estas pérdidas e inconvenientes se recurre a la utilización de los denominados sistemas de sobrealimentación del tipo turbocompresores (Figura 2.1).

2.1 Finalidad de un turbocompresor

Como ya se conoce, el pistón en su carrera de admisión genera vacío, es decir una diferencia de presión, que hace que el cilindro se llene a través del múltiple de admisión por acción de la presión atmosférica. También se sabe que un motor adquiere más fuerza, o potencia si en ese breve periodo de tiempo le ingresa más mezcla, aumentando así la relación de compresión (no se habla de enriquecer la mezcla).

De esta manera, la función de ingresar o empujar el aire dentro de los cilindros la cumple perfectamente un cargador/compresor (Figura 2.2). La turbina de un turbocargador se acciona por la presión y el calor de los gases de escape.

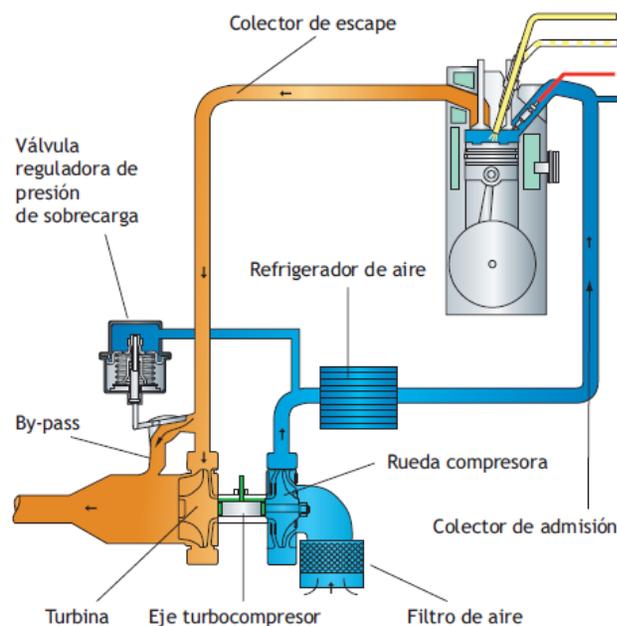


Figura 2.2 Funcionamiento del turbocompresor.

El turbocompresor (Figura 2.2) recibe la energía de los gases de escape en el lado de turbina y la traslada al compresor a través del de un eje común a estos dos elementos al que se debe tener atención especial en cuanto a la lubricación.

2.2 Parámetros a considerar para un motor con ciclo Otto

El motor de combustión interna es clasificado como una máquina consumidora de aire. Esto significa que la potencia obtenida de un motor dado es determinada entre otras cosas por la cantidad de aire que aspira en un cierto periodo de tiempo, y no solamente por la cantidad de combustible utilizada [1]. Esto ocurre, como ya se sabe, porque el combustible que es quemado requiere aire con el cual mezclarse para completar el proceso de combustión. Una vez que la relación aire/combustible alcanza un cierto punto, la adición de más combustible no producirá más potencia, solamente humo negro.

Cuanto más denso es el humo negro que emana de un motor, mayor es el desperdicio de combustible. Por lo tanto, aumentando el combustible más allá de la relación aire/combustible óptima, solo resultará en un consumo excesivo del mismo.

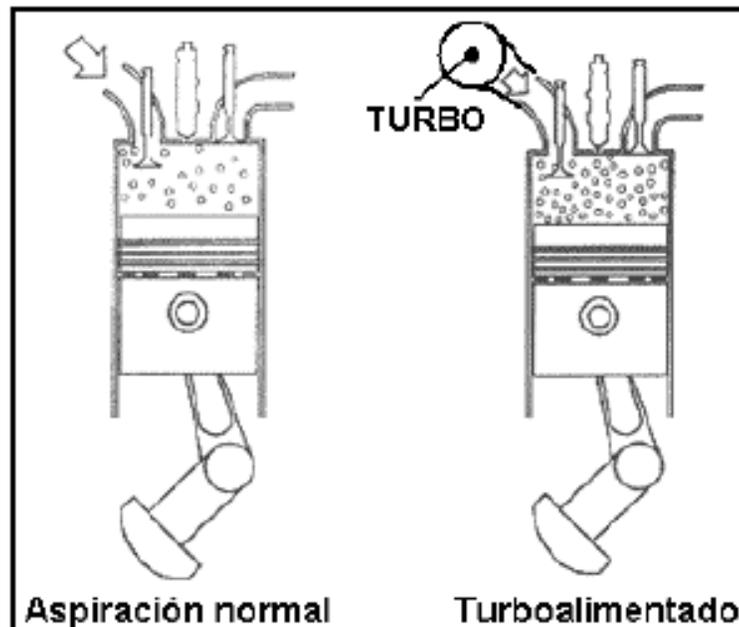


Figura 2.3 Motores atmosférico (izquierda) y sobrealimentado (derecha).

Los sistemas sobrealimentados se instalan en motores para aumentar la densidad del aire dentro de la cámara de combustión del motor. Debido a este aumento de masa por unidad de volumen del aire comprimido, se puede inyectar más combustible para producir una mayor potencia en un determinado motor [11]. La versión sobrealimentada de un motor también mantendrá un nivel de potencia mayor que su versión atmosférica cuando se opera en altitudes sobre el nivel del mar (Figura 2.3).

2.3 Funcionamiento de un turbocompresor y disposición de sus elementos

El turbocompresor podría definirse como un "aparato soplador" o compresor de aire movido por una turbina. Se puede considerar que está formado por tres cuerpos: el de la turbina, el de los cojinetes o central y el del compresor, los cuales van acoplados a ambos lados de los cojinetes (Figura 2.4).

Un turbocompresor es básicamente una bomba de aire diseñada para operar utilizando la energía de los gases de escape originalmente desperdiciada por los motores no turbocargados. Estos gases hacen girar el rotor de la turbina (lado caliente) acoplado a través de un eje al rotor del compresor (lado frío), que al girar aspira un gran volumen de aire filtrado y lo pasa comprimido al motor.

La energía térmica, la velocidad y presión de los gases del motor son utilizadas para hacer girar el rotor de la turbina. La velocidad de rotación del conjunto turbina-compresor es determinada por la forma y tamaño del rotor y la carcasa de la turbina [11]. La carcasa actúa como un caracol dirigiendo el flujo de gas hacia los álabes del rotor de la turbina, haciéndolo girar. Como el rotor del compresor está acoplado al eje y rotor de la turbina, éstos giran con la misma velocidad angular. El aire filtrado es aspirado por el rotor y la carcasa del compresor, donde es comprimido y distribuido a través del colector de admisión para la cámara de combustión.

El eje común central gira apoyado sobre cojinetes situados entre el compresor y la turbina, y también está recubierto por una carcasa. El eje y los cojinetes reciben lubricación forzada de aceite del propio motor, que llega a la parte superior del

cuerpo de cojinetes, se distribuye a través de conductos en el interior y desciende a la parte inferior. En otras palabras el turbocompresor utiliza lubricante del mismo cárter del motor.

Respecto a la lentitud de respuesta del turbo, hay que tener en cuenta que la presión de sobrealimentación alcanzada por este equipo resulta prácticamente proporcional a su régimen de giro; es decir, a mayor velocidad de giro, mayor caudal y mayor valor de sobrepresión [11].

Los elementos principales que forman un turbo se muestran en la Figura 2.5; éstos son el eje común que tiene en sus extremos los rodets de la turbina y el compresor, conjunto que gira sobre los cojinetes de apoyo, los cuales han de trabajar en condiciones extremas y que dependen necesariamente de un circuito de engrase que los lubrica. Por otra parte el turbo sufre una constante aceleración a medida que el motor aumenta de revoluciones y como no hay límite alguno en el giro de la turbina empujada por los gases de escape, la presión que alcanza el aire en el colector de admisión sometido a la acción del compresor puede ser tal que sea más un inconveniente que una ventaja a la hora de sobrealimentar el motor.



Figura 2.4 Despiece de un turbocompresor.

Se hace por lo tanto necesario el uso de un elemento que nos limite la presión en el colector de admisión. Este elemento se llama válvula de descarga o válvula *wastegate*.

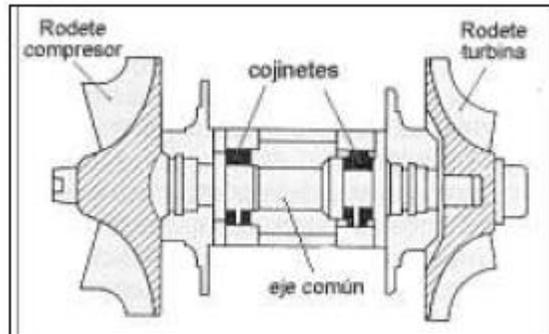


Figura 2.5 Eje y elementos internos de un turbocompresor.

A través de la vista de sección esquemática mostrada en la Figura 2.6 se listan los componentes de un turbocompresor y se observa la disposición característica de cada uno; se aprecia además el sentido de flujo de ambos fluidos: aire y gases de combustión.

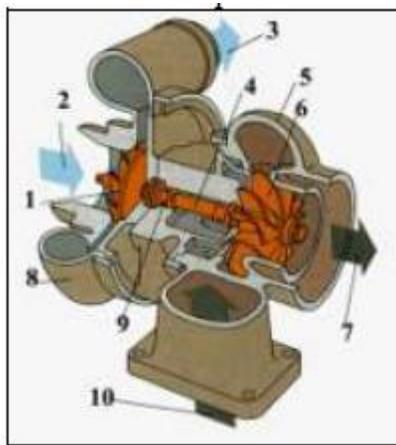


Figura 2.6 Turbocompresor seccionado.

Donde:

- 1.- Rodete del compresor
- 2.- Entrada de flujo de aire atmosférico
- 3.- Salida de flujo de aire comprimido
- 4.- Eje principal

- 5.- Carcasa de escape
- 6.- Rodete de la turbina
- 7.- Salida de flujo de gases de escape
- 8.- Carcasa de admisión
- 9.- Cojinetes de rodamiento
- 10.- Entrada de flujo de gases de escape

El funcionamiento exacto de todo turbocompresor es el siguiente (ver Figura 2.6): por la entrada de la carcasa de escape (10) entran los gases provenientes del motor. Éstos hacen girar el rodete de la turbina (6), transmitiendo el movimiento por el eje principal (4), produciendo el giro del rodete del compresor (1). Al girar éste aspira el aire por el conducto de la entrada de la carcasa de admisión (8) comprimiendo el aire, llevando al aire comprimido hasta el conducto de salida (3). De esta manera se consigue el deseado incremento de presión y caudal de aire al interior de los cilindros del motor.

2.4 Ciclos de funcionamiento de un turbocompresor

Funcionamiento a ralentí y carga parcial inferior

En estas condiciones el rodete de la turbina es impulsado por medio de la baja energía de los gases de escape, y el aire fresco aspirado por los cilindros no será precomprimido por el rodete del compresor, produciéndose aspiración simple del motor.

Funcionamiento a carga parcial media

La presión en el colector de aspiración se acerca a la atmosférica, se impulsa el rodete de la turbina a un régimen de revoluciones más elevado y el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es precomprimido y conducido hacia los cilindros bajo presión atmosférica o superior, actuando el turbo en su función de sobrealimentación del motor.

Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga

En esta fase continua aumentando la energía de los gases de escape sobre la turbina del turbo y se alcanza el valor máximo

de presión en el colector de admisión que debe ser limitada por un sistema de control (válvula de descarga wastegate). En esta fase el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es comprimido a la máxima presión que no debe sobrepasar los 0.9 bar en los turbos de geometría fija y 1.2 bar en los turbos de geometría variable [11].

Compresor

Los compresores de los turbocompresores suelen ser de tipo centrífugo, formados por tres componentes básicos: rueda del compresor, difusor y caja. Sirviéndose de la velocidad de rotación de la rueda, se introduce el aire axialmente, se acelera a gran velocidad y posteriormente se expulsa en dirección radial. El difusor frena el aire que fluye a gran velocidad, prácticamente sin pérdidas, para aumentar tanto la presión como la temperatura. El difusor se compone de la placa de apoyo del compresor y parte del alojamiento en espiral que, a su vez, recoge el aire y lo frena aún más antes de que llegue a la salida del compresor.

Características de funcionamiento

El comportamiento operativo del compresor se define normalmente mediante planos que reflejan la relación existente entre la relación de presiones y el volumen o el caudal másico. La sección del plano relativa a los compresores centrífugos está delimitada por las líneas de sobrecarga y cierre y la velocidad máxima permitida del compresor.

Línea de sobrecarga

El ancho del mapa está delimitado a la izquierda por la línea de sobrecarga (Figura 2.7). Esto es básicamente la "pérdida" del flujo de aire en la entrada del compresor [1]. Con un caudal demasiado pequeño y una relación de presiones demasiado alta, el flujo no puede seguir adhiriéndose a la cara de aspiración de las aspas, lo que provoca la interrupción del

proceso de impulsión. La circulación de aire a través del compresor se invierte hasta que se alcance una relación de presiones estable con un caudal volumétrico positivo, se vuelve a generar presión y se repite el ciclo. Esta inestabilidad del flujo continúa con una frecuencia constante y el ruido resultante se conoce como "sobrecarga" [6].

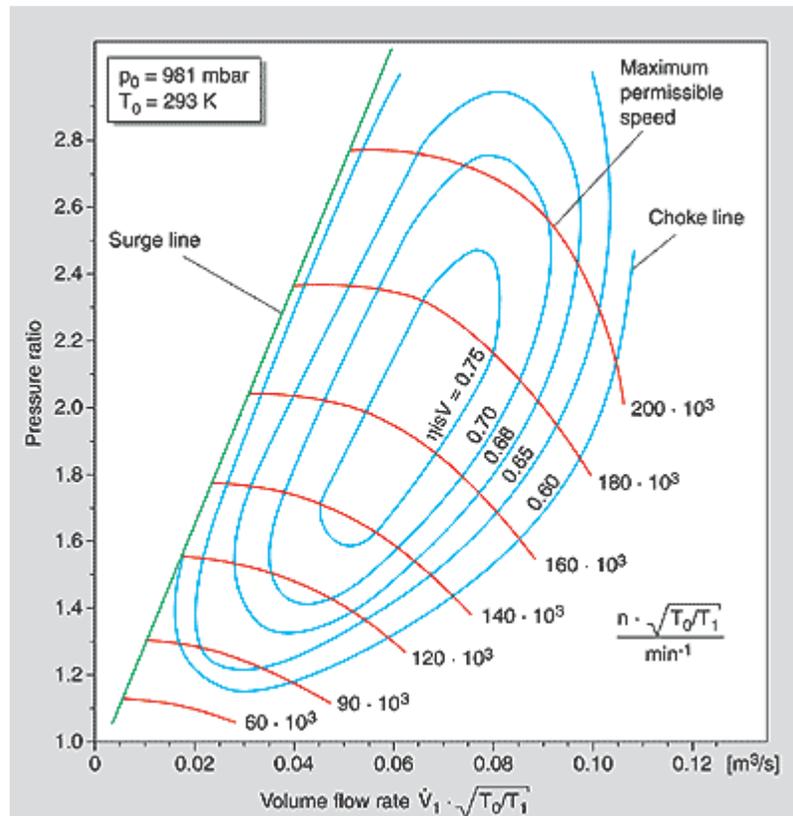


Figura 2.7 Línea de carga [6].

Línea de estrangulación

El caudal volumétrico máximo del compresor centrífugo normalmente está limitado por la sección transversal en la toma del compresor. Cuando el flujo en la entrada de la rueda alcanza la velocidad sónica, ya no puede aumentar más el caudal. La línea de estrangulamiento se puede reconocer por la pronunciada pendiente descendiente que describen las líneas de velocidad a la derecha del plano del compresor (Figura 2.7).

Turbina

La turbina del turbocompresor, formada por una rueda de turbina y una caja de turbina, convierte la energía cinética de los gases de escape del motor en energía mecánica para accionar el compresor.

Los gases, que quedan restringidos por la zona de sección transversal del flujo de la turbina, experimentan una caída de presión y temperatura entre la toma y la salida. La turbina convierte esta caída de presión en energía mecánica para accionar la rueda de la turbina.

Existen dos tipos principales de turbinas: de flujo axial y de flujo radial. En el tipo de flujo axial, el flujo a través de la rueda sólo se produce en la dirección axial. En las turbinas de flujo radial, la entrada de flujo de gases es centrípeta, es decir, en dirección radial de fuera adentro, mientras que la salida se produce en dirección axial.

Con ruedas de hasta 160 mm aproximadamente de diámetro, sólo se utilizan turbinas de flujo radial. Esto equivale a una potencia de motor de unos 1000 kW por turbocompresor. A partir de 300 mm en adelante, sólo se emplean turbinas de flujo axial. Entre estos dos valores, ambas variantes son posibles.

Como la turbina de flujo radial es el tipo más generalizado en aplicaciones de automoción, la siguiente descripción se limita al diseño y función de este tipo de turbina.

En la cámara espiral (voluta) de dichas turbinas radiales o centrípetas, la presión de los gases de escape se convierte en energía cinética y los gases de escape de la circunferencia de la rueda son dirigidos a velocidad constante a la rueda de la turbina. La conversión energética de energía cinética en potencia de eje se produce en la rueda de la turbina, que está diseñada de forma que para cuando los gases lleguen a la salida de la rueda, prácticamente la totalidad de la energía cinética ya esté transformada.

Características de funcionamiento

El rendimiento de la turbina aumenta a medida que aumenta la caída de presión entre la toma y la salida (Figura 2.8). Es decir, cuando se retienen más gases en entrada de la turbina como resultado de un régimen más alto del motor, o en el caso de un aumento de temperatura de los gases de escape, debido a una mayor energía de éstos [1].

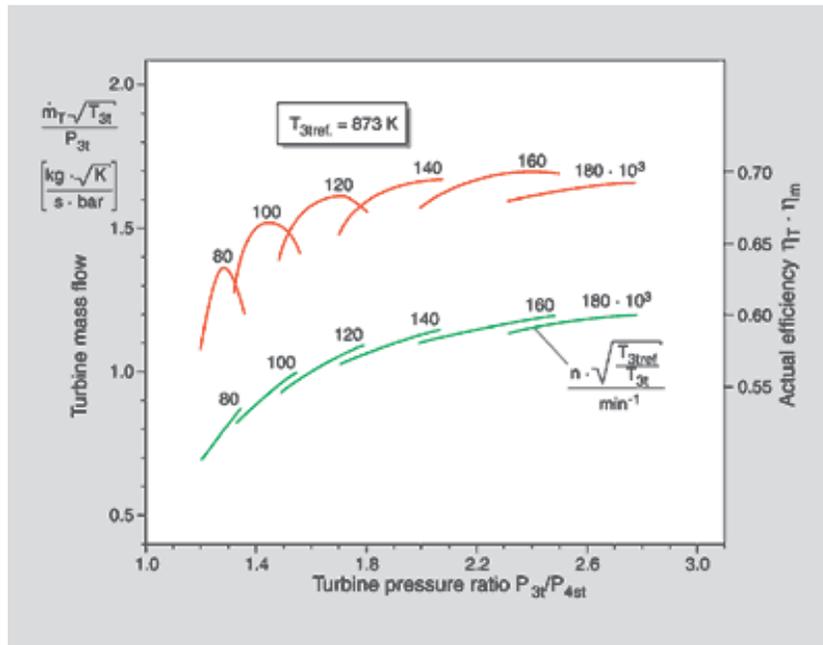


Figura 2.8 Rendimiento de la Turbina [6].

El funcionamiento característico de la turbina viene determinado por la sección transversal de flujo específica (la sección transversal de la garganta, en la zona de transición del canal de entrada a la voluta). Al reducir la sección transversal de la garganta, se contienen más gases de escape en entrada de la turbina y aumenta el rendimiento de ésta como resultado del incremento en la relación de presiones. Por lo tanto, si se reduce la sección transversal de flujo, aumentan las presiones de sobrealimentación [6].

La zona de sección transversal de flujo de la turbina se puede modificar cambiando la carcasa de la turbina.

Además de la zona de la sección transversal de flujo de la carcasa de la turbina, la zona de salida en la toma de la rueda también afecta a la capacidad de flujo de masa de la turbina. El mecanizado del contorno de fundición de la rueda de una turbina permite ajustar la zona de sección transversal y, por ende, la presión de sobrealimentación. Una ampliación del contorno incrementa la zona de sección transversal de flujo de la turbina.

Las turbinas de geometría variable cambian la sección transversal de flujo entre el canal de la voluta y la toma de la rueda. La zona de salida a la rueda de la turbina cambia por acción de unos porta-álabes variables o un anillo deslizante que recubre la parte de la sección transversal.

En la práctica, las características de funcionamiento de las turbinas con turbocompresor de gases de escape se describen mediante planos en los que se muestran los parámetros de flujo trazados como función de la relación de presiones en la turbina.

El plano de la turbina refleja las curvas de flujo de masa y el rendimiento de la turbina a distintas velocidades. Para simplificar el plano, las curvas de flujo de masa, así como el rendimiento, pueden representarse mediante una curva promedio.

Para un rendimiento general elevado del turbocompresor, la coordinación de los diámetros del turbocompresor y de la rueda de la turbina es de vital importancia. La posición del punto de funcionamiento en el plano del compresor determina la velocidad del turbocompresor. El diámetro de la rueda de la turbina debe ser tal que permita maximizar el rendimiento de la turbina en este rango de funcionamiento.

CAPÍTULO III

3 Modelos matemáticos

3.1 Ecuaciones tridimensionales de gobierno

El conjunto de cinco ecuaciones diferenciales parciales acopladas no lineales para la conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía en flujos de fluidos se conoce como las ecuaciones de Navier-Stokes [9]. Estas ecuaciones describen flujos de fluido continuo desde principios elementales. Una buena derivación de las ecuaciones de Navier-Stokes se desarrolla en la obra clásica de Schlichting [12]. Él mismo también señala que estas ecuaciones se pueden presentar en ambas formas tanto diferencial como integral. Algunos términos de la totalidad de las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden simplificar o ignorar si se hacen ciertas suposiciones. En este trabajo, el fluido es tratado como un gas calórico perfecto, con una relación constante entre los calores específicos, γ . Bajo los supuestos adicionales de compresibilidad del fluido y de que no hay fuerzas del cuerpo ni adición de calor externa, el conjunto de ecuaciones tridimensionales se puede escribir en un sistema inercial de coordenadas cartesianas [13].

$$\delta_t \vec{q} + \delta_x \vec{E} + \delta_y \vec{F} + \delta_z \vec{G} = \delta_x \vec{R} + \delta_y \vec{S} + \delta_z \vec{T} \quad (3.1)$$

donde

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ e \end{bmatrix}, \vec{E} = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ \rho uw \\ (e+p)u \end{bmatrix}, \vec{F} = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho vu \\ \rho v^2 + p \\ \rho vw \\ (e+p)v \end{bmatrix}, \vec{G} = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho wu \\ \rho wv \\ \rho w^2 + p \\ (e+p)w \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned}
 \vec{R} &= \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz} - q_x \end{bmatrix}, \\
 \vec{S} &= \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{yx} \\ \tau_{yy} \\ \tau_{yz} \\ u\tau_{yx} + v\tau_{yy} + w\tau_{yz} - q_y \end{bmatrix}, \\
 \vec{T} &= \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{zx} \\ \tau_{zy} \\ \tau_{zz} \\ u\tau_{zx} + v\tau_{zy} + w\tau_{zz} - q_z \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

La primera fila de las ecuaciones vectoriales (3.2) y (3.3) corresponde a la ecuación de continuidad; filas dos, tres y cuatro son las ecuaciones de conservación de momento; y la quinta fila corresponde a la ecuación de conservación de la energía. El vector \vec{q} es el vector de estado con las variables conservadas desconocidas: densidad (ρ), componentes cartesianas de velocidad (u, v, w), y energía interna (e). \vec{E}, \vec{F} y \vec{G} son los vectores de flujo convectivo, y \vec{R}, \vec{S} y \vec{T} son los vectores de flujo viscoso. Además de las variables desconocidas del vector de estado, los vectores de flujo convectivo también contienen a la presión estática desconocida (p). Los flujos viscosos contienen las componentes del tensor de esfuerzos viscosos, τ_{ij} , y el vector de flujo de calor, q_i . Estas cantidades pueden ser escritas en una forma compacta usando notación tensorial (aplica la convención de índices repetidos):

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \tag{3.4}$$

$$q_i = -k \frac{\partial T}{\partial x_i} \tag{3.5}$$

En estas ecuaciones i o j pueden tomar valores de 1, 2 o 3, denotando coordenadas (o componentes) x , y , z . Además μ es la viscosidad molecular, k es la conductividad térmica del fluido y δ_{ij} representa la Delta de Kronecker ($\delta_{ij}=1$ si $i=j$ y $\delta_{ij}=0$ si $i \neq j$). Todas las cantidades en las ecuaciones de Navier-Stokes se escalan con valores de referencia apropiados para dar valores numéricos unidad. La tabla 3.1 resume las cantidades de referencia que se utilizan en el solucionador de flujo. Además de las ecuaciones (3.1) a (3.5), se utiliza la ecuación de estado para los gases ideales para cerrar el sistema el cual, tal y como está, tiene más incógnitas que ecuaciones.

$$p = (\gamma - 1) \left[e - \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2 + w^2) \right] \quad (3.6)$$

donde γ es la relación de calores específicos. A ésta cantidad se le da un valor de 1.4 asumiendo al aire como un gas calórico perfecto. Las relaciones para la energía interna (e), y la entalpía estática (h), son:

$$e = c_v T \quad \text{y} \quad h = c_p T \quad (3.7)$$

donde T es la temperatura estática, c_v es el calor específico a volumen constante y c_p es el calor específico a presión constante, respectivamente.

Parámetro	Correspondencia	Comentario
x_{ref}	$D_{trailing\ edge}$	Diámetro de la punta del borde de salida
V_{ref}	a_b	Velocidad del sonido de flujo libre *
ρ_{ref}	ρ_b	Densidad de flujo libre*
p_{ref}	$p_b = \rho_b a_b^2 / \gamma$	Presión de flujo libre*

Tabla 3.1 Factores para la adimensionalización en el solucionador de flujo.

* Cantidades de flujo libre denotan las condiciones de flujo no perturbado aguas arriba de la entrada del compresor (por ejemplo, propiedades de los embalses)

3.2 Discretización de las Ecuaciones de Navier-Stokes

Los principales retos en la solución del sistema de ecuaciones de gobierno (3,1) a (3,7) son su carácter no lineal y la complejidad de las formas en las geometrías. Estos desafíos hacen imposible las soluciones analíticas de forma cerrada para los componentes de turbomaquinaria. La estrategia más común para la solución de flujo viscoso consiste en subdividir el dominio computacional (la geometría) en pequeñas celdas. La integración de las ecuaciones de Navier-Stokes a través de cada celda computacional resuelve para el campo de flujo a nivel de tiempo t^n . El propósito del procedimiento numérico es avanzar en la solución a un nuevo nivel de tiempo, t^{n+1} , usando un paso de tiempo discreto, Δt . La forma integral de las ecuaciones de Navier-Stokes (3.1) es [14]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \bar{q} dV + \iint_S [\bar{E} + \bar{F} + \bar{G}] \cdot \bar{n} dS = \iint_S [\bar{R} + \bar{S} + \bar{T}] \cdot \bar{n} dS \quad (3.8)$$

donde \bar{n} es un vector unitario normal apuntando hacia fuera desde la superficie, S , que delimita el volumen de la celda, V . La ventaja de la forma integral es que ésta sigue siendo válida aún en la presencia de discontinuidades tales como ondas de choque y las superficies de contacto. Los cambios temporales en las cantidades de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, se modelan por el término transitorio en la ecuación (3.8) y son directamente proporcionales a los flujos convectivos y difusivos a través de las seis fronteras de la celda computacional.

La Figura 3.1 muestra la discretización del *esquema de volumen finito de celda centrada*. El vector de estado \bar{q} , se evalúa en los centros de las celdas, mientras que las integrales de superficie se escriben como la suma de las contribuciones de las seis caras de la celda hexagonal.

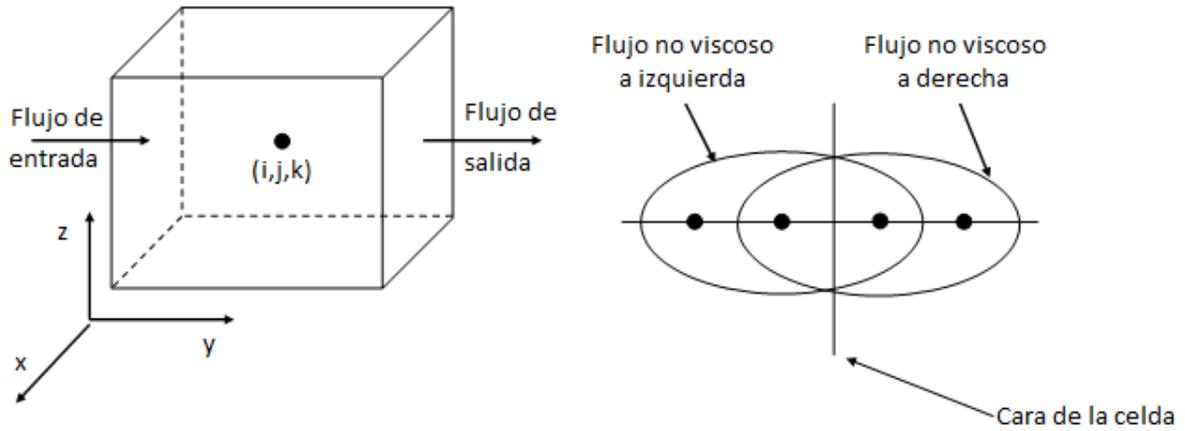


Figura 3.1 Formulación de volumen finito de celda centrada y plantilla de cuatro puntos.

$$\begin{aligned}
 \iint_S [\vec{E} + \vec{F} + \vec{G}] \cdot \vec{n} dS \approx & [(\vec{E} \cdot \vec{n}) \Delta S]_{i+\frac{1}{2}} + [(\vec{E} \cdot \vec{n}) \Delta S]_{i-\frac{1}{2}} + \\
 & [(\vec{F} \cdot \vec{n}) \Delta S]_{j+\frac{1}{2}} + [(\vec{F} \cdot \vec{n}) \Delta S]_{j-\frac{1}{2}} + \\
 & [(\vec{G} \cdot \vec{n}) \Delta S]_{k+\frac{1}{2}} + [(\vec{G} \cdot \vec{n}) \Delta S]_{k-\frac{1}{2}}
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

Estas pueden ser vistas como analogías de diferencias finitas. Por ejemplo,

$$\begin{aligned}
 (\vec{E} \cdot \vec{n}) \Delta S & \approx \hat{E} \\
 [(\vec{E} \cdot \vec{n}) \Delta S]_{i+\frac{1}{2}} + [(\vec{E} \cdot \vec{n}) \Delta S]_{i-\frac{1}{2}} & \approx \hat{E}_{i+\frac{1}{2}} - \hat{E}_{i-\frac{1}{2}}
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Véase que el signo menos aparece en el lado derecho debido a que los vectores unitarios normales en las caras $(i + \frac{1}{2})$, e $(i - \frac{1}{2})$ apuntan en direcciones opuestas.

Una plantilla de cuatro puntos, que se muestra en la Figura 3.1, se utiliza para calcular los flujos no viscosos a la izquierda y derecha de cada cara de celda, una técnica llamada *división de diferencia de flujo*. La siguiente sección describe el enfoque de la división de diferencia de flujo atribuido a Roe [14] que se implementa en el solucionador de flujo.

3.3 Linealización y Factorización Aproximada

La combinación de las ecuaciones (3.8) y (3.9) representa una ecuación vectorial algebraica no lineal para las variables de flujo desconocidas. Existen varios procedimientos matemáticos en la literatura para la solución de este tipo de sistemas: el método de Newton, iteraciones Gauss-Seidel, métodos de relajación sucesiva y esquemas de dirección alternativa implícitos (ADI) son algunos ejemplos. El solucionador de flujo utiliza una forma diagonal de un procedimiento de factorización implícita aproximada de tres factores [15].

Una discretización temporal de primer orden se aplica, por otro lado, al término transitorio en la ecuación (3.8), de la siguiente forma:

$$\frac{\Delta \hat{q}^n}{\Delta t} = \hat{E}_{i+\frac{1}{2}}^{n+1} - \hat{E}_{i-\frac{1}{2}}^{n+1} + \hat{F}_{j+\frac{1}{2}}^{n+1} - \hat{F}_{j-\frac{1}{2}}^{n+1} + \hat{G}_{k+\frac{1}{2}}^{n+1} - \hat{G}_{k-\frac{1}{2}}^{n+1} \quad (3.11)$$

donde

$$\Delta \hat{q}^n = (\hat{q}^{n+1} - \hat{q}^n) \Delta V \quad (3.12)$$

En esta expresión, ΔV es el volumen de la celda computacional. Para simplificar estas ecuaciones, las condiciones de flujo no viscoso, \hat{E}^{n+1} , \hat{F}^{n+1} y \hat{G}^{n+1} , se linealizan sobre el nivel de tiempo anterior, t^n

$$\begin{aligned} \hat{E}^{n+1} &= \hat{E}^n + \hat{A}^n \Delta \hat{q}^n \\ \hat{F}^{n+1} &= \hat{F}^n + \hat{B}^n \Delta \hat{q}^n \\ \hat{G}^{n+1} &= \hat{G}^n + \hat{C}^n \Delta \hat{q}^n \end{aligned} \quad (3.13)$$

donde \hat{A}^n , \hat{B}^n y \hat{C}^n son las matrices Jacobianas aproximadas de acuerdo con:

$$\hat{A}^n = \left[\frac{\partial \hat{E}}{\partial \hat{q}} \right]^n, \quad \hat{B}^n = \left[\frac{\partial \hat{F}}{\partial \hat{q}} \right]^n, \quad \hat{C}^n = \left[\frac{\partial \hat{G}}{\partial \hat{q}} \right]^n \quad (3.14)$$

La sustitución de (3.13) en (3.8), y algunos reordenamientos [16]

$$\mathbf{M}^n \Delta \hat{q}^n = -\Delta t \mathbf{R}^n \quad (3.15)$$

Similarmente, M_2^n y M_3^n contienen las matrices Jacobianas \hat{B}^n y \hat{C}^n , respectivamente. Las ecuaciones (3.17) y (3.18) se sustituyen en la ecuación (3.15), y el sistema se resuelve en tres barridos para obtener una expresión para el cambio en las variables de flujo $\Delta\hat{q}$:

$$\text{Barrido 1: } M_1^n \Delta\hat{q}^* = -\Delta t R^n$$

$$\text{Barrido 2: } M_2^n \Delta\hat{q}^{**} = \Delta\hat{q}^* \quad (3.19)$$

$$\text{Barrido 3: } M_3^n \Delta\hat{q} = \Delta\hat{q}^{**}$$

Al resolver se encuentra \hat{q}^{n+1} , cuyo valor se compara con el de \hat{q}^n y el proceso se detiene cuando éstos son prácticamente iguales. Las diferencias normalizadas entre \hat{q}^{n+1} y \hat{q}^n son precisamente los residuales.

CAPÍTULO IV

4 Turbulencia

4.1 Introducción a los modelos de turbulencia

Los flujos de gases de combustión y de aire atmosférico que tienen lugar durante la operación de un turbocompresor son indiscutiblemente turbulentos debido a la intensidad de los procesos aerotermodinámicos que provocan grandes números de Reynolds. El tratamiento de la turbulencia es un problema complejo al que se han dedicado innumerables investigaciones. Las primeras investigaciones fundamentales sobre el tema fueron desarrolladas por Kolmogorov en los primeros años de la década del 40 [17] del siglo pasado que se apoyaron en los resultados obtenidos por Reynolds en 1883.

El desarrollo de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) trajo aparejada la necesidad de la representación computacional del proceso de la turbulencia y esto dio lugar a varios modelos computacionales de turbulencia [18-20], que se pueden agrupar en:

- *Modelos promediados de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS).*
- *Modelos de Simulación de Remolinos Grandes (LES).*
- *Modelos de Simulación Numérica Directa (DNS).*

4.2 Modelos primarios de turbulencia

La turbulencia puede ser caracterizada como el movimiento caótico o desordenado del fluido. Un movimiento turbulento del fluido tiene lugar con la presencia de remolinos, mientras que cuando estos están ausentes el movimiento del fluido es laminar [18].

El surgimiento de la turbulencia está relacionado con la interacción entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el fluido: cuando las fuerzas viscosas son suficientemente grandes con respecto a las inerciales, estas son capaces de amortiguar los pequeños remolinos y el fluido tiende a ser laminar. Si por el contrario las fuerzas viscosas son pequeñas

con relación a las inerciales, este proceso de amortiguación no tiene lugar y se producen remolinos tanto a pequeña escala como a escalas mayores.

Estas características del movimiento de los fluidos (laminares o turbulentos) fueron analizadas por Reynolds en su aplicación al movimiento de líquidos por tuberías. Él introdujo el conocido parámetro adimensional que lleva su nombre (Re), que se define como:

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} = \frac{u L}{\nu} \quad (4.1)$$

Donde ρ es la densidad del fluido; u es la velocidad media del fluido; L es el largo característico; μ es la viscosidad dinámica del fluido y ν es la viscosidad cinemática del fluido. El número de Reynolds es un índice de la turbulencia del fluido. Se obtiene como la relación entre las fuerzas inerciales y las viscosas:

$$Re \equiv \frac{F_{inerciales}}{F_{viscosas}} = \frac{|\bar{u} \cdot \nabla \bar{u}|}{|\nu \nabla^2 \bar{u}|} \approx \frac{u L}{\nu} \quad (4.2)$$

El número de Reynolds también puede interpretarse como la relación entre las máximas y las mínimas escalas longitudinales o tamaños de los remolinos, desde los más grandes a los más pequeños (Figura 4.1).

Las escalas de los remolinos pueden variar desde la más grande, que en ocasiones se denomina escala longitudinal integral (l_t), denotando que las ecuaciones de movimiento deben ser integradas en esa escala para capturar el comportamiento de los grandes remolinos, hasta la más pequeña (η_k), denominada escala longitudinal de Kolmogorov [17].

La teoría clásica de la turbulencia de Kolmogorov [17] se fundamenta en su teoría de mutua semejanza y plantea que la energía cinética k de los remolinos de mayor escala fluye hacia los de menor escala a través de un mecanismo de cascada. Además, esa energía fluyente es constante entre las diferentes escalas longitudinales de los remolinos y está dada por el coeficiente de disipación ϵ de la energía cinética k .

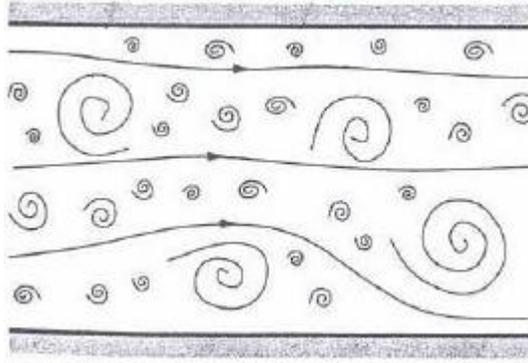


Figura 4.1 Diferentes escalas de remolinos en flujos turbulentos.

Este coeficiente se define como la relación entre la energía cinética u^2 y la escala temporal r/u , siendo r la longitud entre las diferentes escalas:

$$\varepsilon = \frac{u^2}{r/u} = \frac{u^3}{r} \quad (4.3)$$

A lo largo de la cascada de remolinos los números de Reynolds van desde Re_t hasta valores cercanos a la unidad. Este límite ($Re = 1$) define la escala más pequeña que puede encontrarse en el flujo turbulento y es precisamente la escala de Kolmogorov de la longitud (η_k).

$$\eta_k = \left(\frac{v^3}{\varepsilon}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.4)$$

Existen también escalas de Kolmogorov en el tiempo y para la velocidad, definidas como:

$$\tau_k = \left(\frac{v}{\varepsilon}\right)^{\frac{1}{2}}; \quad v_k = (v\varepsilon)^{\frac{1}{4}} \quad (4.5)$$

La relación entre las escalas longitudinales integral y de Kolmogorov ofrece una comparación dimensional entre los remolinos más grandes y más pequeños.

$$\frac{l_t}{\eta_k} = \frac{\frac{u^3}{\varepsilon}}{\left(\frac{v^3}{\varepsilon}\right)^{\frac{1}{4}}} = Re_t^{\frac{3}{4}} \quad (4.6)$$

Otra forma de caracterizar cuantitativamente la turbulencia es mediante las fluctuaciones de las magnitudes que caracterizan

al fluido, especialmente la velocidad (aunque puede ser cualquier otra magnitud). Sea f una magnitud cualquiera del fluido que la representaremos como la suma de su valor medio \bar{f} y una componente fluctuacional f' , de tal forma que:

$$f = \bar{f} + f' \quad (4.7)$$

Entonces la fuerza de la turbulencia puede caracterizarse mediante la denominada intensidad de la turbulencia I que es la relación entre la desviación estándar de la magnitud elegida y su valor medio:

$$I = \frac{\sqrt{\overline{f'^2}}}{\bar{f}} \quad (4.8)$$

4.3 Modelos numéricos para el cálculo de la turbulencia

4.3.1 Promediado de Reynolds de las Ecuaciones de Navier-Stokes (RANS)

Los modelos RANS se basan en el promedio de las ecuaciones del fluido, para lo cual todas las magnitudes se sustituyen por la suma de su valor medio y una componente fluctuacional (Ecuación 4.7). Después de promediarlas se obtienen términos desconocidos adicionales que requieren la adición de otras ecuaciones para cerrar el sistema. Se presentan dos variantes principales de promediación: la de Reynolds y la de Favre. Esta última emplea magnitudes promediadas por unidad de masa, de tal forma que (Ecuación 4.7) se transforma en [21]:

$$f = \tilde{f} + f'' \quad (4.9)$$

donde $\tilde{f} = \frac{\rho f}{\bar{\rho}}$ es la magnitud promediada por unidad másica.

En todos los casos la dificultad para el cierre del sistema de ecuaciones se deriva de la elección de ecuaciones para representar el tensor de esfuerzos τ_{ij} que representa las tensiones turbulentas de Reynolds. Para ello se emplea la asunción propuesta por Boussinesq [22] según la cual:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(2S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}}) \right) \quad (4.10)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right); \quad \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases} \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (4.11)$$

donde μ_t es el coeficiente de viscosidad dinámica considerando la densidad promediada.

Existen en la actualidad diferentes métodos o modelos de solución para las RANS encaminados a calcular este coeficiente de viscosidad. Los grandes grupos se pueden dividir en los siguientes apartados:

Modelos de cero ecuaciones

El método más sencillo para hallar μ_t es emplear un modelo que no precise del cálculo de ninguna ecuación adicional. Esta es la base del modelo de longitud mezclada de Prandtl [23] que establece un enlace entre μ_t y el gradiente de velocidad a través de la expresión algebraica

$$\mu_t = \bar{\rho} l_{min}^2 \left| \frac{du}{dy} \right| \quad (4.12)$$

siendo l_{min} una longitud de mezcla que se calcula según la geometría del flujo. Existen otros modelos más complejos de cero ecuaciones que se basan en éste, como el modelo de Baldwin-Lomax [24,25] y el modelo de Cebeci-Smith [26].

Modelos de una ecuación

Existen diferentes modelos que emplean una ecuación para calcular μ_t , el modelo de Baldwin-Barth [27], el modelo de Spalart-Allmaras [28,29], el modelo de Prandtl-Kolmogorov [20], etc. El modelo de Prandtl-Kolmogorov incorpora una ecuación de dependencia de μ_t con la energía cinética k al sistema de ecuaciones de gobierno del fluido.

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu l_{pk} \sqrt{k} \quad (4.13)$$

donde C_μ es una constante y l_{pk} es una longitud que se calcula mediante diferentes formulaciones existentes.

Modelos de dos ecuaciones

Los modelos de dos ecuaciones son los más empleados dentro de los modelos RANS. Existen diferentes modelos dentro de este apartado, siendo los más conocidos el modelo $k-\varepsilon$ y el modelo $k-\omega$.

- El modelo $k-\varepsilon$ [30-32] incorpora dos ecuaciones de balance en derivadas parciales en las que interrelacionan la energía cinética del fluido turbulento k y su velocidad de disipación ε al sistema de ecuaciones del fluido. Mediante estas dos ecuaciones se calculan los valores de estas variables para posteriormente calcular μ_t .

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.14)$$

- El modelo $k-\omega$ [20,33,34] también emplea dos ecuaciones que interactúan para el posterior cálculo de μ_t , en este caso de la energía cinética del fluido turbulento k y de la disipación específica ω . Esta última variable determina la escala de la turbulencia, mientras que k determina la energía de la turbulencia.

$$\mu_t = \bar{\rho} \frac{k}{\omega} \quad (4.15)$$

Modelos de más ecuaciones

Existen modelos que emplean un mayor número de ecuaciones para poder calcular el valor de μ_t .

- Cuatro ecuaciones (v^2-f) [35,36]: son modelos similares al $k-\varepsilon$ estándar, aunque incorporan también alguna anisotropía turbulenta en las cercanías de las paredes y efectos no locales de presión-torsión.
- Reynolds Stress Model (RSM) [37]: son modelos que emplean siete ecuaciones para el cálculo de μ_t . Este método intenta resolver las ecuaciones del transporte para los esfuerzos de Reynolds. Esto significa la introducción de varias ecuaciones de transporte para todos los esfuerzos de Reynolds y por lo tanto un mayor coste computacional. Actualmente hay muchas investigaciones en curso sobre este método, proponiéndose continuamente nuevos modelos.

Todavía no está claro qué modelo es el mejor para cada clase de flujo debido al hecho de que al estar en la necesidad de resolver un gran número de ecuaciones no se sabe si los errores numéricos que se generan son excesivamente grandes.

4.3.2 Simulación de Vórtices Grandes (LES)

El modelo LES se basa en un filtrado espacial de las ecuaciones de gobierno del fluido de tal manera que se resuelven computándose las grandes escalas (el movimiento turbulento de grandes remolinos), mientras que para escalas más pequeñas se asume un modelo que permite considerar de forma aproximada su influencia en la variación general de los parámetros del flujo.

Teóricamente esto corresponde al filtrado matemático de las ecuaciones de conservación mediante la convolución de estas con diferentes funciones filtrantes, que pueden ser de dependencia espacial o frecuencial. Comúnmente se emplean dos funciones espaciales, una de tipo rectangular y otra gaussiana y una frecuencial de tipo filtro pasa bajo. Las más empleadas son las de filtrado espacial. Producto de este filtrado todas las variables de las ecuaciones se representan como la suma de una componente de fondo (filtrada) y otra adicional fluctuante. Esto trae como consecuencia la aparición de nuevas variables en el sistema de ecuaciones que obliga a emplear expresiones adicionales para cerrar el sistema. Precisamente estas expresiones de cierre constituyen la modelación de los componentes turbulentos de menor escala espacial.

De acuerdo al método de filtrado y a la forma concreta de las expresiones de cierre se conocen varios submodelos dentro del LES.

4.3.3 Simulación Numérica Directa (DNS)

El modelo de simulación numérica directa trata de resolver las ecuaciones de Navier-Stokes de una forma directa, sin emplear más valores promedios o aproximaciones que las discretizaciones numéricas, por lo tanto es el más completo en cuanto a la exactitud de los resultados que ofrece.

El problema principal del modelo DNS es que el tamaño de las celdas para la solución de los remolinos en todas las escalas de existencia debe ser tan pequeño que la potencia computacional existente limita las dimensiones de los escenarios a los cuales puede actualmente aplicarse. Por lo tanto, su utilización práctica queda limitada a geometrías sencillas con Reynolds bajos.

4.4 Comparación entre Modelos

El tratamiento que diferentes modelos dan al movimiento turbulento diferenciando su escala longitudinal puede apreciarse en la Figura 4.2, donde se muestra el espectro de la energía cinética de la turbulencia k en función del número de onda $\alpha = 2\pi/\lambda$. Este gráfico recoge la esencia de lo expuesto anteriormente, siendo α_c el número de ondas a partir del cual los modelos LES modelan los parámetros del fluido [38]. Aún así, se puede decir que en RANS el objetivo es el de aumentar la resolución espacial por medio de un promedio en el tiempo, la resolución espacial por ende puede ser muy grande. Por el contrario LES sacrifica resolución espacial para obtener resolución temporal y no hay necesidad de un promedio en el tiempo.

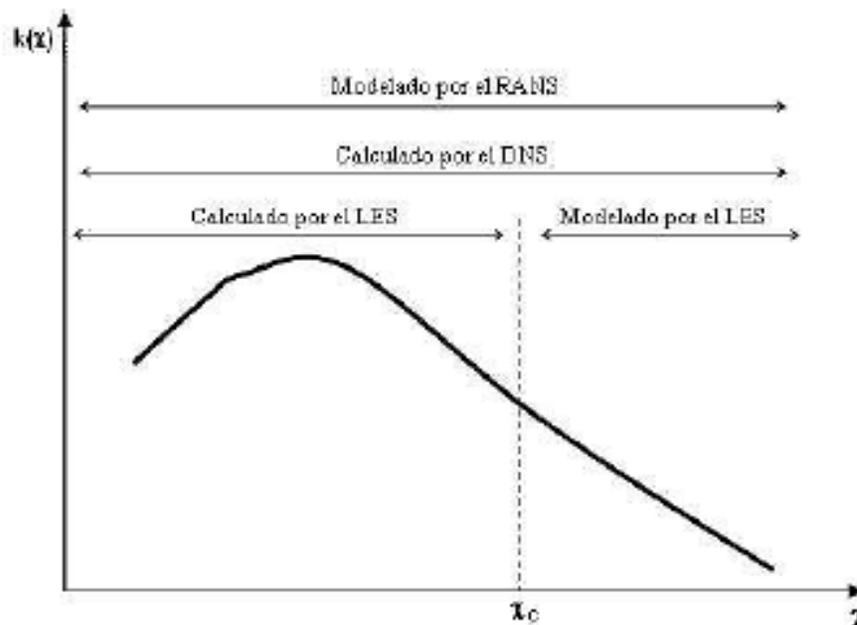


Figura 4.2 Espectro de la energía cinética de la turbulencia.

CAPÍTULO V

5 Turbocompresores, Dinámica y Termodinámica

5.1 Introducción

Un compresor centrífugo logra parte del proceso de compresión, haciendo que el fluido fluya hacia el exterior en el campo de fuerza radial producido por la rotación del impulsor. Esta porción de aumento de presión difiere de la elevación de la presión en el rotor y estator de un compresor de flujo axial, en donde un cambio de energía cinética en energía térmica conduce a la compresión en el proceso de difusión. En una etapa radial, por otra parte, el cambio en la energía potencial del fluido es una consecuencia directa del campo de fuerza centrífuga del rotor. En consecuencia, se reducen los problemas que surgen a partir del crecimiento de la capa límite y la separación asociada con la presión negativa. Debido a esta ventaja, el compresor centrífugo se ha empleado para obtener un intervalo de relación de compresión y la eficiencia de rendimiento en motores turborreactores.

Sustancialmente mayores relaciones de compresión son alcanzables en una etapa de compresor centrífugo que en una etapa axial. En un álabe axial, la velocidad de flujo relativa disminuye desde el borde de ataque hasta el borde de salida. Esta desaceleración, o difusión, puede bajo condiciones adecuadas dar lugar a la separación de la capa límite, lo que resulta en un calado del motor. Esto impone una restricción en la capacidad de carga del álabe axial. Etapas de compresión radiales experimentan comparativamente mucho menos difusión. Además, las etapas centrífugas son más resistentes que los álabes axiales, lo que les permite operar a velocidades periféricas más altas. El resultado de estos factores beneficiosos es que la relación de presión puede variar desde 3.2 para un impulsor centrífugo que funciona a una velocidad de 1.18 Mach en el extremo a casi 14.0 funcionando a 1.86 Mach. La eficiencia operativa de la etapa centrífuga no se degrada tanto como en fases axiales, pasando de 88.5 por ciento a la velocidad más baja a aproximadamente 86 por ciento a alta velocidad [39].

Todavía otra ventaja de etapas de compresor radial es que pueden funcionar en una gama de flujo más grande. Problemas de desprendimiento y sobretensiones, sin embargo, no se pueden evitar. En etapas centrífugas desprendimientos resultan de un ángulo excesivamente grande de incidencia en el borde de ataque. El mapa de rendimiento de una etapa de compresor radial tiene una apariencia similar a la de una etapa axial, con una línea de demarcación clara entre los regímenes de funcionamiento estable e inestable. Regiones estables de operación tienden a ser mayores en etapas compresores centrífugos.

El fluido sale desde una etapa radial a casi la velocidad del extremo del rotor, con máquinas de alto rendimiento teniendo un número de Mach 1.5. Pero la cámara de combustión en la que el aire entra después puede permitir flujo con número de Mach en las proximidades de 0.2. Otra etapa del compresor en el lado de aguas abajo puede permitir una velocidad del flujo un poco más alta. El problema es atendido mediante el uso de un difusor que toma el lugar de paletas de estator en compresores axiales. El difusor no giratorio en algunos aspectos es una parte del impulsor giratorio. La eficiencia de la etapa centrífuga se calcula utilizando el aumento de entropía en la salida del difusor. El difusor realiza la doble tarea de reducir la velocidad de flujo a través de un gran rango de velocidad acompañado de un aumento correspondiente de la presión estática, y de convertir la dirección de flujo de la dirección radial a una orientación axial. Desde el punto de vista de la configuración del diseño de la geometría del difusor por lo tanto se hace muy compleja.

Difusores sin paletas se han utilizado en el pasado para la reducción de la velocidad de flujo de forma natural en un espacio radial de expansión. Pero el flujo puede volverse inestable debido a las fluctuaciones en la velocidad. Este factor puede resultar en una sobretensión, mientras que también es físicamente grande e inadecuado este tipo de difusor para aplicaciones de aviación. Cuando se divide el flujo entre varios pasajes de difusión, el problema se alivia. Los pasajes, creados por las paletas, reducen el remolino en el flujo mientras que proporcionan reducción de la velocidad en un espacio menor. El inconveniente con las paletas es que ahora se

convierten en superficies de sustentación, y en la operación que no sea el punto de diseño, el flujo de aire puede ocurrir en un gran ángulo de incidencia. A pesar de que las paletas no están rotando, pueden desprender tal como en una etapa de compresor axial, y puede resultar en una sobretensión.

Difusores de paletas están sujetos a pérdidas de presión. Las pérdidas se deben combinar con las encontradas en la rotación del impulsor en el cálculo total de la eficiencia de la etapa del compresor centrífugo. En una serie de experimentos en los compresores de investigación, la eficiencia global se calculó caer del 84 por ciento para una relación de compresión de 6 al 72 por ciento para una relación de presión de 15. La velocidad de salida de flujo desde el difusor se mantuvo estable en 0.2 número de Mach.

Con los efectos de todas las pérdidas incluidas, el rendimiento de las etapas de compresores centrífugos es lo suficientemente alto como para justificar su uso en aplicaciones de motores de aviones más pequeños como para los aviones de cercanías y helicópteros. El área frontal requerida para un flujo de masa dado lo hace adecuado para las máquinas de menor capacidad. En los aviones militares y comerciales más grandes el flujo de masa en la entrada es grande, lo que impide su aplicación.

La sección transversal del disco de un impulsor tiene una geometría irregular, con cuchillas montadas integralmente. Las cuchillas tienen una configuración tridimensional compleja. En impulsores más grandes una o dos cuchillas divisoras también pueden proporcionarse entre las cuchillas principales adyacentes. Cuchillas divisoras se utilizan para reducir la separación de paso entre las cuchillas en el diámetro exterior. En el radio interior cerca del concentrador las cuchillas divisoras no se inician en el mismo plano axial como la cuchilla principal, una vez más para mantener la separación de paso adecuada.

Dos tipos de hojas se utilizan comúnmente, palas radiales y cuchillas con un barrido hacia atrás en el extremo exterior. La forma de la hoja tenderá a distribuir la carga centrífuga de forma desigual, y será controlada por la propia deflexión de la hoja y configuración del esfuerzo. Los filetes utilizados en la raíz de la pala donde se encuentra con el disco juegan un

papel importante de la aerodinámica, la integridad estructural, y consideraciones de fabricación. Un pequeño filete aumentará el esfuerzo en la raíz de la pala bruscamente. En impulsores fundidos un radio grande de filete facilita el flujo de metal. A veces, las cuchillas son fresadas en un disco sólido sobre un cabezal de cuatro o cinco ejes para obtener el perfil de contorno adecuado. Aquí, de nuevo una fuerte curva a la raíz de la pala va a interferir en la operación de corte de metal.

La explosión del disco y la fatiga a bajos ciclos son las causas principales de falla en rotores de turbomaquinaria. No es posible contener los fragmentos del disco en los turbocompresores de los motores. Cuando una incidencia de explosión del disco se produce en operación, los escombros resultantes tienen suficiente energía cinética para penetrar en la estructura del dispositivo. La detección de defectos o grietas de fatiga en los discos antes de que crezcan a un tamaño crítico durante las inspecciones regulares de servicio es el principal método de evitar tales fallas catastróficas. Sin embargo, las fallas no contenidas de los componentes del turbocompresor son una rara ocurrencia.

5.2 Impulsor, características de diseño

El aire entra a través del inductor, o el ojo, del impulsor rotativo, la porción de entrada de un diámetro de la punta casi constante (Figura 5.1). Su función tiene similitudes con una turbina de flujo axial sin álabes de guía.

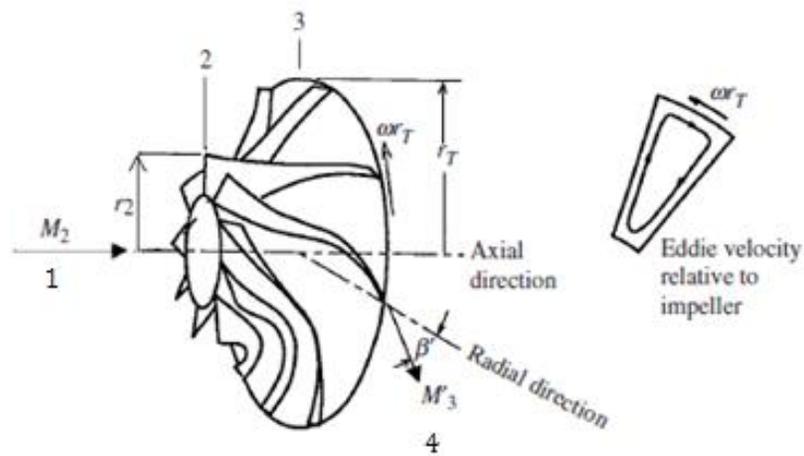


Figura 5.1 impulsor para un compresor centrífugo [39].

Después de que el flujo se gira hacia la dirección radial y se lleva una velocidad tangencial en el extremo del rotor, el fluido se descarga en la punta de un radio constante. Para un bajo número Mach de flujo dentro del paso, el gradiente de presión en la dirección radial es $dp/dr = \rho\omega^2 r$ y para la condición isentrópica $\rho/\rho_2 = (p/p_2)^{1/\gamma}$, y entonces la presión estática a través de la etapa es [39]:

$$-1 + \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{\gamma-1}{2} M_T^2 \quad (5.1)$$

donde $M_T^2 = (\omega r_T)^2 / \gamma R T_2$. M_T es el número de Mach en la punta de salida basado en la temperatura de entrada, r_T es el radio de la punta de salida, γ representa la relación de calores específicos, y los subíndices 2 y 3 denotan las condiciones en los planos de entrada y salida del perfil aerodinámico. Además de velocidad tangencial, el aire que sale del impulsor tiene también una pequeña componente radial. Un aumento de presión más tiene lugar como en el estator de un compresor axial (estación 4 en la Figura. 5.1), y para un proceso isentrópico las relaciones globales de presión y temperatura son:

$$\frac{p_4}{p_2} = [1 + (\gamma - 1)M_T^2]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5.2)$$

$$\frac{T_4}{T_2} = 1 + (\gamma - 1)M_T^2 \quad (5.3)$$

Por lo tanto, la mitad del aumento de la temperatura se produce en el estator. Para obtener la máxima eficiencia la relación de presión estática del estator y el rotor debe ser igual, pero esta condición limita el rendimiento de un compresor centrífugo con paletas de impulsor radial. El problema se resuelve parcialmente mediante el barrido de las puntas de la hoja, como se discute más adelante.

Una compresión más alta, sin embargo, viene a costa de la capacidad de flujo de masa baja para un área frontal dada. La relación entre el área de flujo de entrada con el área frontal depende del cuadrado de la relación del radio de la punta de entrada al radio de la salida del difusor, por lo tanto, la capacidad de flujo másico es considerablemente menor que para un compresor de flujo axial de iguales dimensiones. Una disminución de la capacidad de flujo resulta en aplicaciones

limitadas de la etapa centrífuga a motores de aviones con un árbol pequeño. El aumento de relaciones de presión de ciclo sigue siendo posible en los motores que emplean múltiples ejes. La presión elevada y la densidad del aire en compresores de alta presión hacen que el área de flujo sea pequeña en relación a la de las etapas de entrada. Otra posibilidad es colocar dos o tres etapas de compresión axiales, seguido por una etapa radial montada en el mismo eje.

La ecuación de Euler se puede derivar de la siguiente ecuación:

$$\left(h_2 + \frac{u_2^2}{2}\right) - \left(h_1 + \frac{u_1^2}{2}\right) = \omega(r_2 v_2 - r_1 v_1),$$

en términos de temperatura

$$\frac{T_{t3}}{T_{t2}} - 1 = \frac{(\omega r_3)^2}{c_p T_{t2}} \left[1 - \frac{w_3}{\omega r_3} \left(\tan \beta'_3 + \frac{w_2 r_2}{w_3 r_3} \tan \beta_2 \right) \right] \quad (5.4)$$

En sustitución de la velocidad axial w_3 por la velocidad radial v'_3 para obtener la velocidad tangencial relativa al impulsor en la salida, la ecuación (5.4) en términos de números de Mach toma la forma:

$$\frac{(\omega r_3)^2}{c_p T_{t2}} = \frac{(\gamma-1)M_T^2}{1 + [(\gamma-1)M_2^2]/2} \quad (5.5)$$

En ausencia de deflectores pre-ciclónicos, la velocidad tangencial de entrada es cero, por lo que $\beta_2 = 0$. En general el fluido no se descarga desde el impulsor completamente en la dirección radial. Por lo tanto:

$$\tau_3 - 1 = \frac{(\gamma-1)M_T^2}{1 + [(\gamma-1)/2]M_2^2} \left(1 - \frac{M'_3}{M_T} \sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_T^2 \tan \beta'_3} \right) \quad (5.6)$$

Aquí se asume $M'_3 = M'_2$. El número de Mach en la entrada en el estator es:

$$M_3^2 = \frac{(\omega r_3 - u'_3 \tan \beta'_3)^2 + (u'_3)^2}{\gamma R T_3} \quad (5.7)$$

La difusión puede ser un problema grave para las etapas radiales de alta relación de presión. Para cuidar de este problema, un impulsor de barrido hacia atrás con $\beta'_3 > 0$ y el aumento de velocidad de la punta se puede emplear para lograr la relación de presión requerida, mientras se reduce el número

Mach de entrada del difusor. La relación de presión desarrollada es entonces limitada por el número de Mach en la punta, según lo permitido por las propiedades del material del rotor. Etapas centrífugas se han diseñado con éxito para funcionar a velocidades periféricas que se aproximan a 1700 pies/s, con un barrido hacia atrás de 25° . La Figura 5.2 proporciona la relación de compresión estática del impulsor, donde la eficiencia del compresor es 0.53 para $\beta'_3 = 0$ y $M_2 = 0.5$ [39].

Aplicando el concepto de factor de difusión para el inductor, y suponiendo constante la velocidad de flujo normal a la sección de paso, el factor de difusión D se puede expresar en términos del número de Mach del flujo en la punta del álabe a la entrada M_2 , del número Mach de flujo de salida M_T , de la solidez σ y de la relación de los radios de punta en la entrada y salida r_e/r_T , como se muestra a continuación:

$$D_{inductor} = 1 - \frac{1}{\sqrt{1+(r_e/r_T)^2(M_T/M_2)^2}} + \frac{(M_T/M_2)(r_e/r_T)}{2\sigma\sqrt{1+(r_e/r_T)^2(M_T/M_2)^2}} \quad (5.8)$$

Por lo tanto, el factor de difusión aumenta con la velocidad en la salida para fijar r_e/r_T . La capacidad de flujo másico y la relación de compresión difieren una con la otra; la primera se reduce cuando la última aumenta. El aumento de la solidez de la cuchilla ayuda a reducir el factor de difusión a un valor limitante. Los cambios en la relación de flujo másico ahogan el flujo de masa a través del área frontal y la solidez requerida del inductor se pueden observar en la Fig. 5.3 para $M_2 = 0.5$, $M_T = 0.5$, y $D_{inductor} = 0.5$. En comparación con un valor típico de 0.5 para un compresor de flujo axial, el flujo de masa en una etapa centrífuga es sustancialmente menor. Grandes valores de solidez en el inductor se requerían para r_{ojo}/r_{punta} mayor que 0.4.

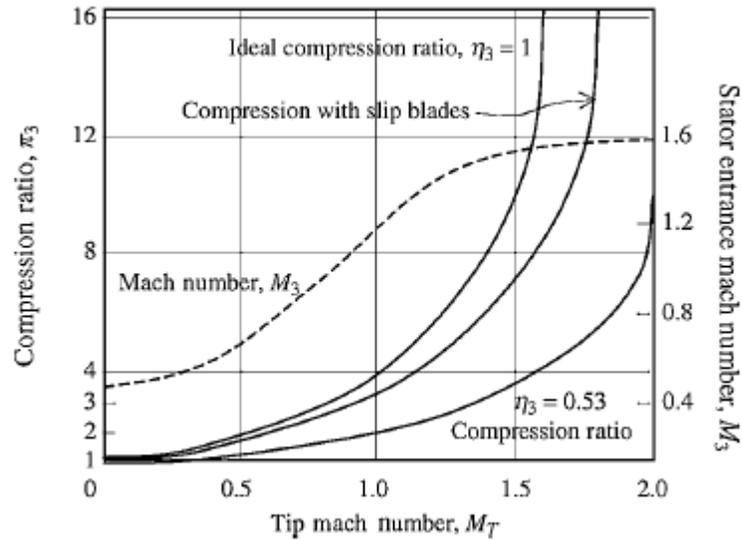


Figura 5.2 Etapa de compresión centrífuga como función del número de Mach en la punta [39].

El momento angular del flujo aumenta a medida que avanza a través del paso radial, siguiendo los contornos más cercanamente si la separación de las palas se reduce. Como el espaciado aumenta, la velocidad de salida se inclina lejos de la dirección del movimiento del rotor $\beta'_c = 0$, el trabajo realizado por el impulsor disminuye y el deslizamiento se produce. El factor de deslizamiento se define como la relación de la velocidad tangencial real a $(\omega r_c - u \tan \beta'_c)$. El efecto de un deslizamiento de 0.90 en la relación de compresión se muestra en la Figura 5.3.

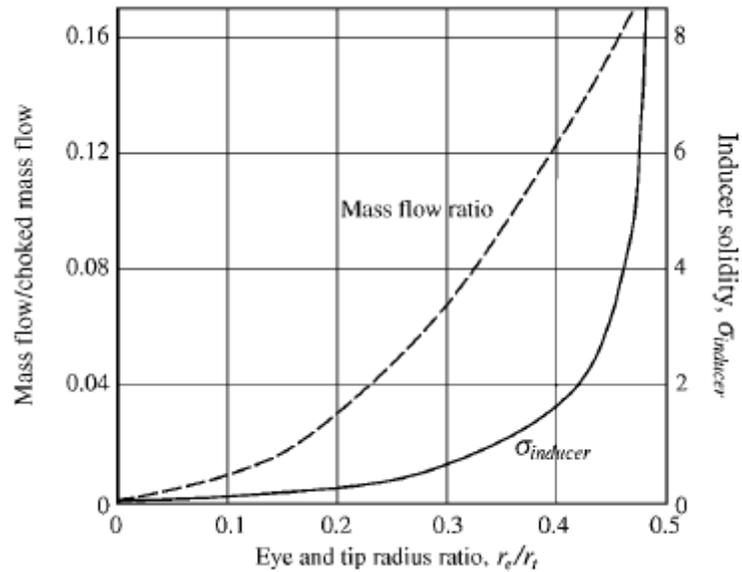


Figura 5.3 Flujo másico y variación de la solidez del inductor [39].

5.3 Interacción entre impulsor y voluta

El flujo que sale de un compresor de una sola etapa a menudo se recoge en una voluta. La falta de simetría con respecto al eje del rotor de este componente resulta en una distorsión circunferencial del flujo en la región donde el impulsor descarga y entra en la voluta. Cualquier variación circunferencial en las condiciones de flujo en la entrada de la voluta constituye condiciones de salida variables en el tiempo para la rotación del impulsor. Un flujo inestable en el impulsor resulta en la modificación de las condiciones en la entrada de la voluta. La simulación de esta interacción requiere la solución simultánea de las ecuaciones con término transitorio de Navier-Stokes, tanto en el impulsor y la voluta. Esfuerzo computacional y tamaño del problema pueden ser contenidos mediante la realización de cálculos en dos dimensiones cuasi-estacionarios [39], o mediante cálculos de flujo potencialmente transitorio [39].

Las observaciones indican que la interacción está fuertemente influenciada por la propagación de ondas en el impulsor [39], con el flujo dominado por las fuerzas de inercia y, viscosas en un grado mucho menor. Inestabilidad en el flujo surge de la variación de la envergadura en la salida del impulsor, y se

limita a la región debido a la mezcla rápida de las variaciones álabe-álabe en el difusor sin paletas. La distorsión disminuye con el aumento del número de álabes.

La evaluación de la distorsión de flujo circunferencial en la voluta y la inestabilidad periódica de la hoja y las cargas radiales del eje puede ser manejado por la combinación de un solucionador transitorio tridimensional no viscoso para el impulsor, con un solucionador de flujo estable o promediado en el tiempo en la voluta. El procedimiento requiere el acoplamiento de la secuencia de cálculo en los dos componentes de tal manera que los flujos se ajustan unos a otros en la interfaz entre los dominios de cálculo. Como ejemplo, considere un impulsor con 10 álabes completos y 10 álabes divisores con una inclinación de 30° hacia atrás a la salida, como se muestra en la Figura 5.4 [39]. La posición relativa de los componentes se explica en la Figura 5.5. El difusor sin paletas tiene una relación de radios de 1:5 y una relación de anchura de salida sobre la entrada de 0.84. El flujo entra entonces en una voluta externa diseñada para la distorsión de presión cero en el flujo másico óptimo del impulsor. Cálculos en la voluta y el impulsor se alternan y se acoplan a un límite común a mitad de camino entre la salida del impulsor y la entrada de la voluta, con condiciones de contorno actualizadas iterativamente hasta que las cantidades promediadas localmente en el tiempo son idénticas en ambos cálculos. Efectos de fricción se contabilizan por las fuerzas adicionales en las superficies de flujo y términos de corrección para la ecuación de la energía. Integración en el tiempo se lleva a cabo utilizando un esquema de cuatro pasos de Runge-Kutta simplificado.

Suponiendo un flujo subsónico y radial hacia el exterior en el difusor, es necesaria una condición de contorno en la salida del impulsor y cuatro en la entrada de la voluta. En el lado de la frontera circunferencial del impulsor la variación de la presión estática resultante de los cálculos de la voluta se impone. Esto requiere que la presión calculada en los vértices de la malla de la voluta sea interpolada para definir la presión en el centro de la cara de la celda.

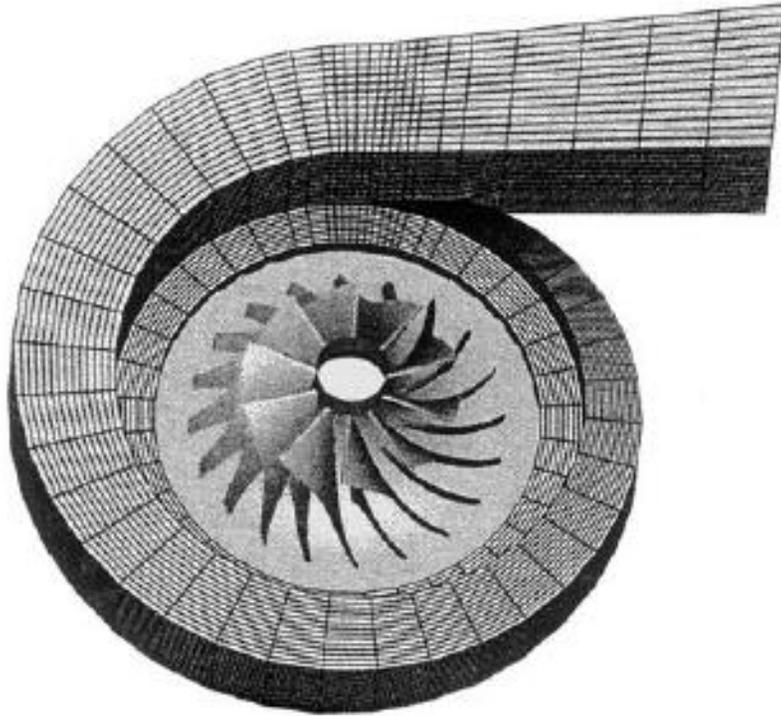


Figura 5.4 Geometría del compresor centrífugo [39].

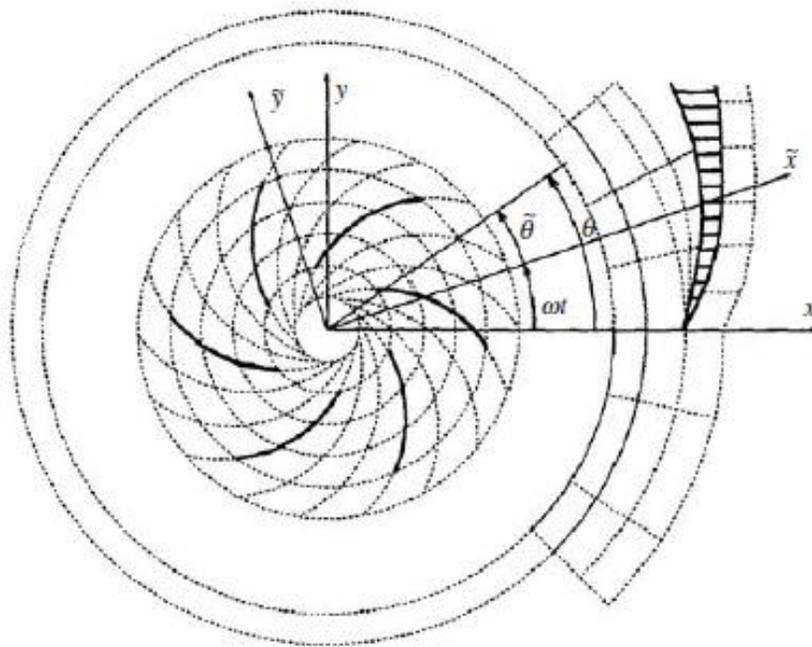


Figura 5.5 Definición de la ubicación relativa del impulsor y la voluta [39].

En el lado de la voluta de la frontera debe ser impuesta la variación espacial de cuatro cantidades de flujo promediadas en el tiempo, el flujo de masa, flujo de energía, y el flujo de momento tangencial y axial. Debido a la naturaleza periódica del flujo del impulsor, el promediado en el tiempo se limita a un período τ/N (donde τ es el periodo de rotación, N es el número de cuchillas) correspondiente al paso de un pasaje de la cuchilla pasado en un punto en la voluta. Los flujos a través de cada cara de la celda k del plano de entrada de voluta entre θ_k y θ_{k+1} se definen por:

$$\frac{N}{\tau} \int_0^{\tau/N} \int_{\theta_k}^{\theta_{k+1}} F(\theta, t) d\theta dt \quad (5.9)$$

donde F representa la función general de flujo. Con relación al impulsor, la función de flujo puede ser expresada mediante:

$$F(\theta, t) = \tilde{F}(\tilde{\theta}, t) = \tilde{F}(\theta - \omega t, t) \quad (5.10)$$

donde \sim representa las cantidades relativas al impulsor, y ω es la velocidad de rotación. Una vez establecidos los flujos a través de la salida del impulsor, son renovados en los vértices de la celda de la malla de la voluta a través de una redistribución lineal desde las celdas vecinas.

En flujo másico fuera de diseño la voluta predice una variación circunferencial de la presión estática de entrada, la cual se impuso como la condición de salida para una primera aproximación del flujo distorsionado en el impulsor. La secuencia de cálculo impulsor y voluta se interrumpe por actualizaciones de las condiciones de entrada y salida, se repite hasta que la distribución de la presión estática en la interfaz está sin cambios. Pueden ser necesarias unas cuantas vueltas del impulsor antes de que un flujo periódico del impulsor correspondiente a la distribución de la presión impuesta sea obtenido. El campo de presión instantánea en la superficie del cubo del impulsor junto con el campo de presión estable en la pared del cubo de la voluta se muestra en la Figura 5.6.

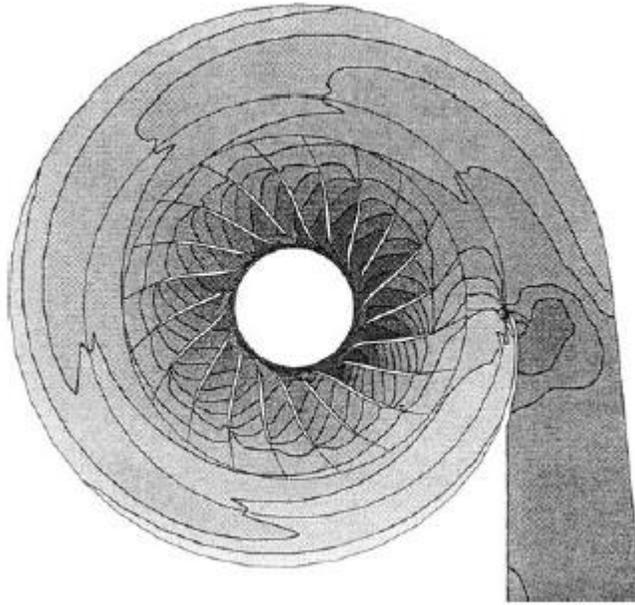


Figura 5.6 Distribución de la presión en el cubo del impulsor, difusor sin paletas, y pared de la voluta [39].

Grandes variaciones en los contornos de presión no se observan al cruzar el límite entre los dos componentes principales, pero gradientes notables están presentes en la salida del difusor debido al aumento repentino en el ancho en la entrada de la voluta. Aun así distorsiones más severas en la presión están presentes en la lengua de voluta debido a la gran incidencia, creando una separación del flujo similar a la del lado de succión de la lengua. Las condiciones de flujo en esta región están fuertemente influenciadas por el flujo de vórtice como se ilustra por las líneas de corriente en la pared del cubo y en una sección transversal aguas abajo de la garganta (Figura 5.7).

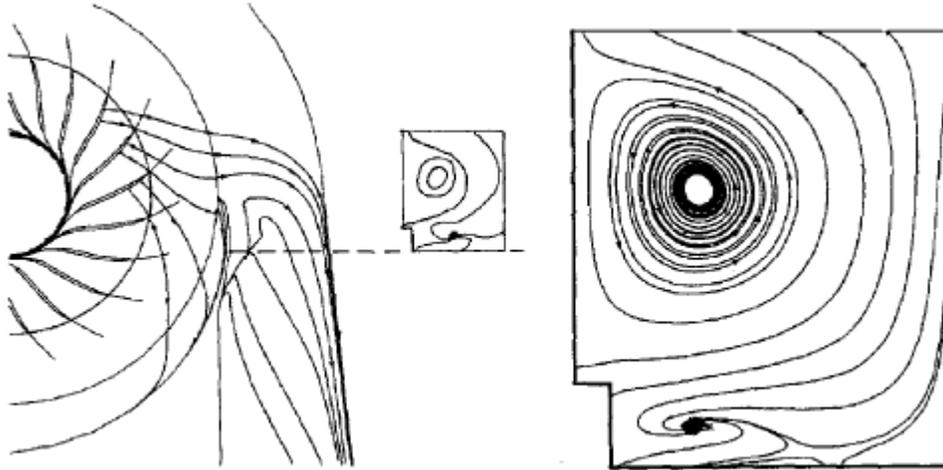


Figura 5.7 Líneas de corriente en la lengua de la voluta (izquierda), aguas abajo de la lengua (derecha) [39].

La Figura 5.8 proporciona distribuciones de presión y temperatura en el tramo medio. Los valores medidos de los parámetros obtenidos de un ensayo llevado a cabo en el compresor se indican mediante símbolos rellenos en la salida y los valores calculados por las curvas. La distribución de presión estática se midió en la entrada y la salida del difusor sin paletas. Excepto por ligera sobreestimación, el método predice correctamente la forma de la variación y el aumento de presión desde la entrada del difusor a la salida. El desfase entre las localizaciones puede atribuirse al procedimiento para la determinación de la presión por el equilibrio radial de la presión y las fuerzas. Las variaciones son fuertes en el lado de la maza, donde una longitud más larga de la hoja corresponde a un número de acústica Strouhal $S_r \approx 0.25$ (número adimensional que, en mecánica de fluidos, relaciona la oscilación de un flujo con su velocidad media), y son causadas por las ondas generadas en el impulsor por el aumento de presión repentina en la lengua de la voluta y se reflejan en la entrada del impulsor. El número de Strouhal 0.25 permite a las ondas viajar dos veces de ida y vuelta durante cada rotación del eje, y explica la presencia de picos gemelos en los trazos de presión y temperatura. También significa que las fuerzas de álabe correspondientes observen un patrón de variación similar. Una onda más débil con cuatro períodos por rotación, visible sólo en la entrada del difusor, resulta de la

reflexión de las ondas sobre el plano del borde de ataque de los álabes divisores.

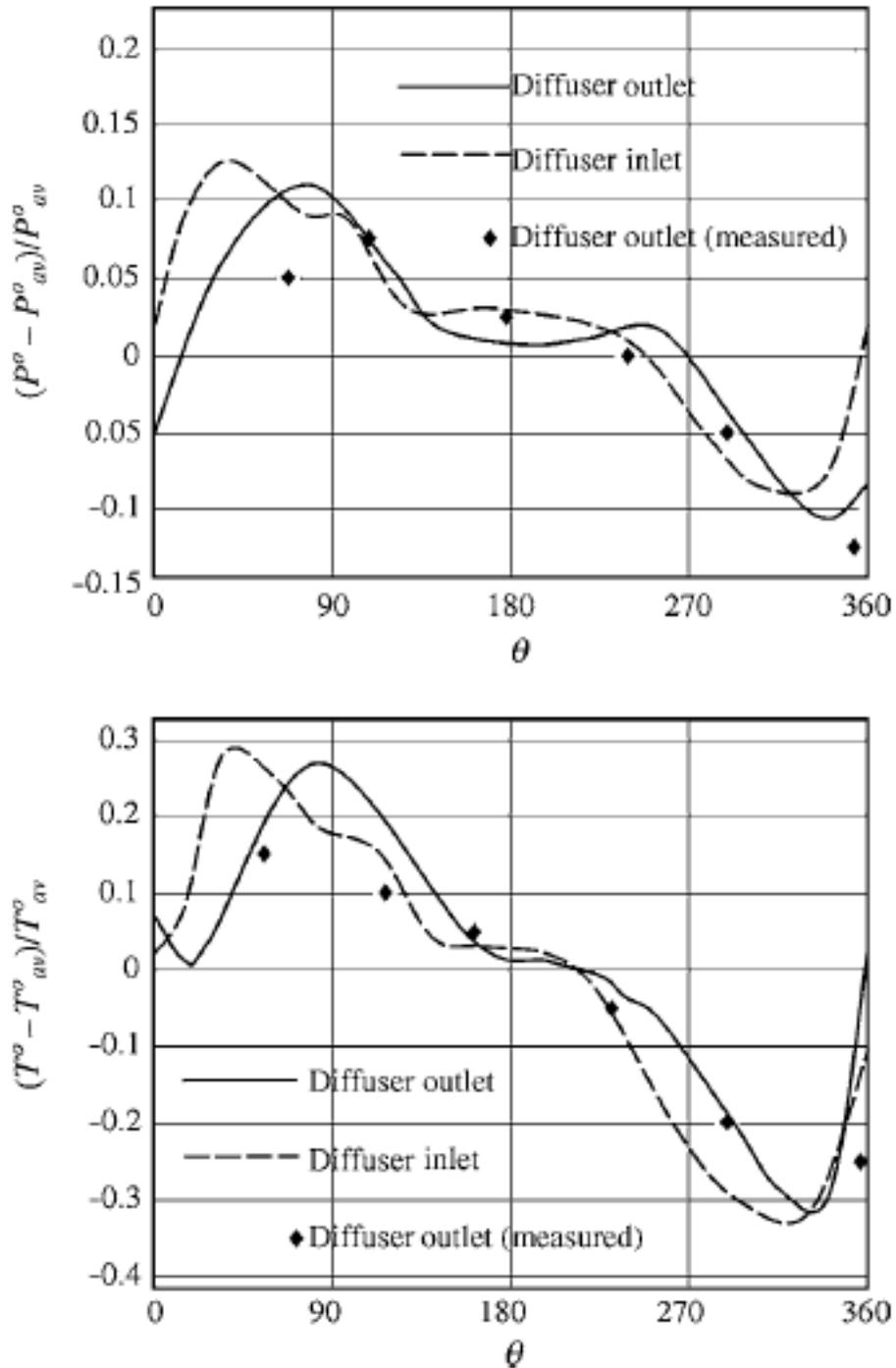


Figura 5.8 Presión (superior) y variación de temperatura (inferior) en el difusor [39].

5.4 Fundamentos de Termodinámica, Mecánica de Fluidos y definiciones de Eficiencia

Las leyes físicas básicas de la mecánica de fluidos y la termodinámica son:

- 1.- La ecuación de continuidad
- 2.- La Primera Ley de la Termodinámica
- 3.- La Segunda Ley de Movimiento de Newton
- 4.- La Segunda Ley de la Termodinámica

Los elementos anteriores están tratados de manera completa en los libros de termodinámica con aplicaciones de ingeniería, de modo que gran parte de la discusión elemental y análisis de las leyes no es necesario repetirlo aquí y se tratan solo de manera breve.

5.4.1 Ecuación de continuidad

Para flujo de fluido estable a través de una turbomáquina, la masa m permanece constante. Si A_1 y A_2 son las áreas de flujo en las secciones 1 y 2 a lo largo de un pasaje respectivamente, entonces:

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 C_1 = \rho_2 A_2 C_2 = \text{constante} \quad (5.11)$$

donde ρ_1 , es la densidad del fluido en la sección 1, ρ_2 es la densidad en la sección 2, C_1 , la velocidad del fluido en la sección 1, y C_2 , es la velocidad en la sección 2.

5.4.2 La Primera Ley de la Termodinámica

De acuerdo a la Primera Ley de la Termodinámica, si un sistema es tomado a través de un ciclo completo durante el cual se suministra calor y se realiza trabajo, entonces:

$$\oint (\delta Q - \delta W) = 0 \quad (5.12)$$

donde $\oint \delta Q$ representa el calor suministrado al sistema durante este ciclo y $\oint \delta W$ el trabajo hecho por el sistema durante el

ciclo. Las unidades de calor y trabajo adoptadas son las mismas. Durante un cambio de estado de 1 a 2, hay un cambio en la energía interna del sistema

$$U_2 - U_1 = \int_1^2 (\delta Q - \delta W) \quad (5.13)$$

Para un cambio de estado infinitesimal

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (5.14)$$

5.4.3 La Segunda Ley de Movimiento de Newton

La Segunda Ley de Newton establece que la suma de todas las fuerzas que actúan sobre un volumen de control en una dirección particular es igual a la tasa de cambio de momento del fluido a través del volumen de control. Para un volumen de control con fluido entrando con velocidad uniforme C_1 y saliendo con velocidad uniforme C_2 , entonces:

$$\sum F = \dot{m}(C_2 - C_1) \quad (5.15)$$

La ecuación anterior es la forma unidimensional de la ecuación de momento de flujo estable, y se aplica para la cantidad de momento lineal. Sin embargo, las turbomáquinas tienen impulsores que giran, y la potencia de salida se expresa como el producto del par y la velocidad angular. Por lo tanto, el momento angular es el parámetro más descriptivo para este sistema.

5.4.4 La Segunda Ley de la Termodinámica: Entropía

Esta Ley establece que para un fluido que pasa a través de un ciclo que involucra intercambios de calor

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (5.16)$$

donde δQ es un elemento de calor transferido al sistema a una temperatura absoluta T . Si el total de los procesos en un ciclo son reversibles, tal que $\delta Q = \delta Q_R$, entonces:

$$\oint \frac{\delta Q_R}{T} = 0 \quad (5.17)$$

La propiedad llamada entropía, para un cambio finito de estado, está entonces definida como:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q_R}{T} \quad (5.18)$$

Para un cambio incremental de estado

$$dS = mds = \frac{\delta Q_R}{T} \quad (5.19)$$

donde m es la masa del fluido. Para flujo estable a través de un volumen de control en el cual el fluido experimenta un cambio de estado desde la entrada 1 hasta la salida 2,

$$\int_1^2 \frac{\delta \dot{Q}}{T} \leq \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (5.20)$$

Para procesos adiabáticos $\delta Q = 0$ de modo que:

$$s_2 \geq s_1 \quad (5.21)$$

Para procesos reversibles

$$s_2 = s_1 \quad (5.22)$$

En ausencia de movimiento, gravedad y otros efectos, la primera ley de la termodinámica, Ec. (5.4) se convierte en:

$$Tds = du + pdv \quad (5.23)$$

Sustituyendo $h = u + pv$ y $dh = du + pdv + vdp$ en la ecuación anterior da:

$$Tds = dh - vdp \quad (5.24)$$

La descripción de las ecuaciones anteriores proporciona los fundamentos para establecer el balance energético y poder realizar el análisis termodinámico del turbocompresor.

5.5 Análisis teórico de un Compresor Centrífugo

El flujo a través de una etapa de compresión es un movimiento tridimensional altamente complicado y un análisis completo presenta muchos problemas del más alto orden de dificultad. Sin embargo, podemos obtener soluciones aproximadas con bastante facilidad mediante la simplificación del modelo de flujo. Se

adopta el llamado enfoque unidimensional que supone que las condiciones del flujo son uniformes sobre ciertas secciones transversales. Estas secciones transversales están convenientemente tomadas inmediatamente antes y después del impulsor, así como en la entrada y salida de toda la máquina. Cuando se utilizan paletas de entrada para dar rotación previa al fluido que entra en el impulsor, el tratamiento unidimensional ya no es válido y entonces se requiere una extensión del análisis.

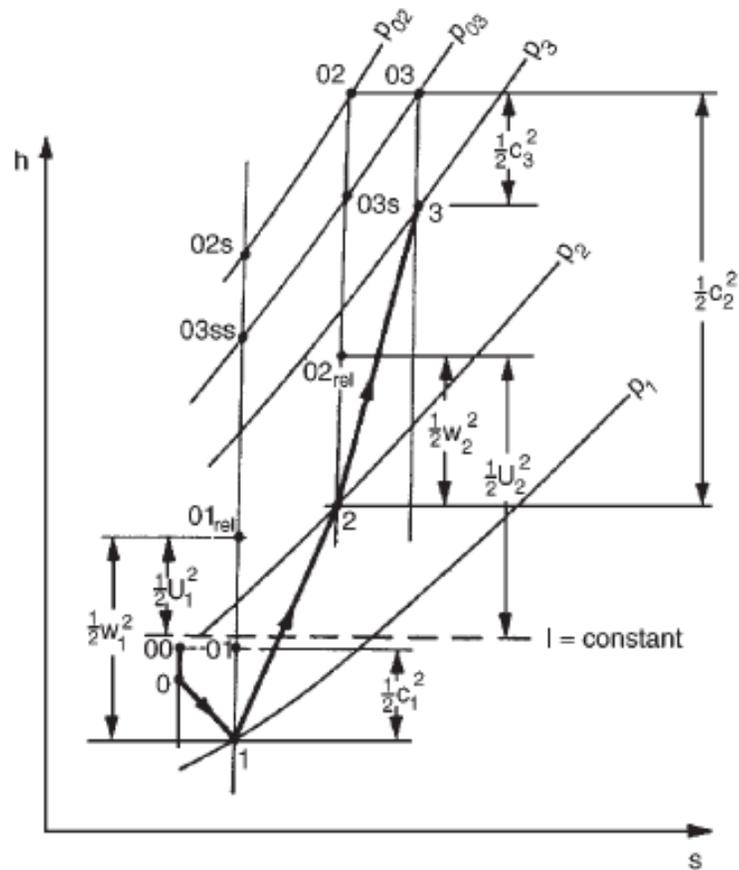


Figura 5.9 Diagrama de Mollier para la etapa completa de un compresor centrífugo [52].

5.5.1 Carcasa de entrada

El fluido se acelera desde la velocidad c_0 hasta la velocidad c_1 y la presión estática cae de p_0 a p_1 como se indica en la Figura 5.9. Dado que la entalpía de estancamiento es constante en el

flujo adiabático estacionario sin trabajo en el eje entonces $h_{00} = h_{01}$ (Figura 5.9), o bien:

$$h_0 + \frac{1}{2}c_0^2 = h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 \quad (5.25)$$

5.5.2 Impulsor

El movimiento tridimensional en general tiene componentes de velocidad c_r , c_θ y c_x respectivamente en las direcciones radial, axial y tangencial, y $c^2 = c_r^2 + c_\theta^2 + c_x^2$.

Por lo tanto, a partir de su definición, la rothalpía es:

$$I = h + \frac{1}{2}(c_r^2 + c_\theta^2 + c_x^2 - 2Uc_\theta) \quad (5.26)$$

Sumando y restando $\frac{1}{2}U^2$ ésta se convierte en:

$$I = h + \frac{1}{2}\{(U - c_\theta)^2 + c_r^2 + c_x^2 - U^2\} \quad (5.27)$$

5.5.3 Difusor

El fluido se desacelera adiabáticamente desde la velocidad c_2 a una velocidad c_3 , la presión estática aumenta desde p_2 hasta p_3 como se muestra en la Figura 5.9. Como la voluta y el difusor de salida implican alguna nueva desaceleración es conveniente agrupar toda la difusión junta como el cambio de estado del punto 2 al punto 3. Como la entalpía de estancamiento en el flujo adiabático estacionario sin trabajo en el eje es constante, $h_{02} = h_{03}$ o $h_2 + \frac{1}{2}c_2^2 = h_3 + \frac{1}{2}c_3^2$. El proceso de 2 a 3 en la Figura 5.9 se dibuja como irreversible, existiendo una pérdida en la presión de estancamiento $p_{02} - p_{03}$ durante el proceso.

5.5.4 Rendimiento de los compresores centrífugos

Determinación de la relación de presión

Considere la compresión de un gas perfecto en un compresor centrífugo que tiene remolino de entrada cero. Con la notación habitual la transferencia de energía es:

$$\Delta W = \dot{W}_c / \dot{m} = h_{02} - h_{01} = U_2 c_{\theta 2} \quad (5.28)$$

La eficiencia global o total a total η_c es:

$$\eta_c = \frac{h_{03ss} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} = \frac{c_p T_{01} (T_{03ss} / T_{01} - 1)}{h_{02} - h_{01}} = c_p T_{01} (T_{03ss} / T_{01} - 1) / (U_2 c_{\theta 2}) \quad (5.29)$$

Ahora la relación de presión global es:

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{03ss}}{T_{01}} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)} \quad (5.30)$$

CAPÍTULO VI

6 Simulación

6.1 Turbocompresor Garrett GT4294

El dispositivo usado para llevar a cabo la simulación es un modelo de turbo fabricado por Honeywell bajo la marca Garrett, el cual fue montado de fábrica en un motor Detroit Diésel 141 de la serie 60 para aplicaciones de automoción en tractocamiones. Actualmente, dicho motor forma parte de un banco de pruebas en el Instituto Mexicano del Petróleo, institución que tuvo a bien facilitar el uso de tal turbocompresor para su caracterización, la cual es el objetivo principal de esta investigación.

Los datos proporcionados por el fabricante Garrett se encuentran plasmados en la ficha técnica del equipo en su catálogo disponible al público. El turbocompresor (Figura 6.1), dimensiones de interés (Tablas 6.1 y 6.2), el mapa del compresor (Figura 6.2) y la turbina (Figura 6.3) se muestran a continuación.



Figura 6.1 Turbocompresor Garrett GT4294.

GT4294		COMPRESSOR				TURBINE		
Turbo PN	CHRA PN	Ind Whl Dia	Exd Whl Dia	Trim	A/R	Whl Dia	Trim	A/R
731376-1	712402-7	70.3mm	94.0mm	56	0.60	82.0mm	84	1.15

Tabla 6.1 Dimensiones de los impulsores del turbocompresor.

TURBINE HOUSING OPTIONS	
PN	A/R
757707-1*	1.01
757707-2*	1.15
757707-3*	1.28
757707-4*	1.44
757707-10+	1.01
757707-9+	1.15

Tabla 6.2 Opciones de carcasa en la turbina.

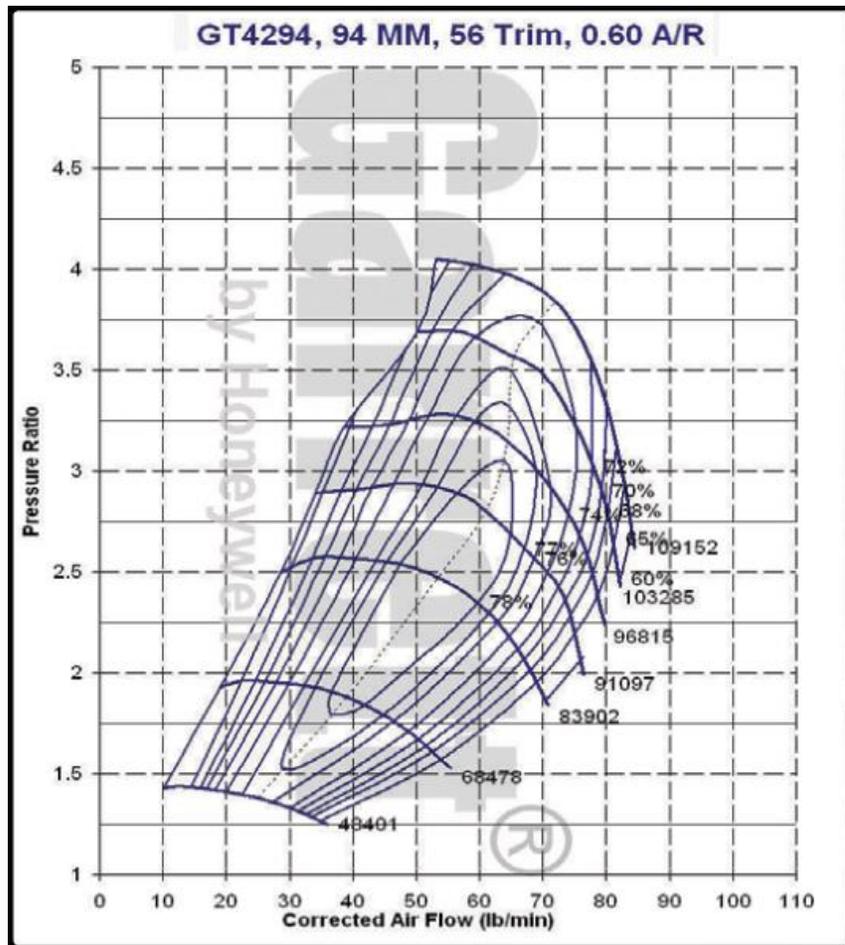


Figura 6.2 Mapa del compresor.

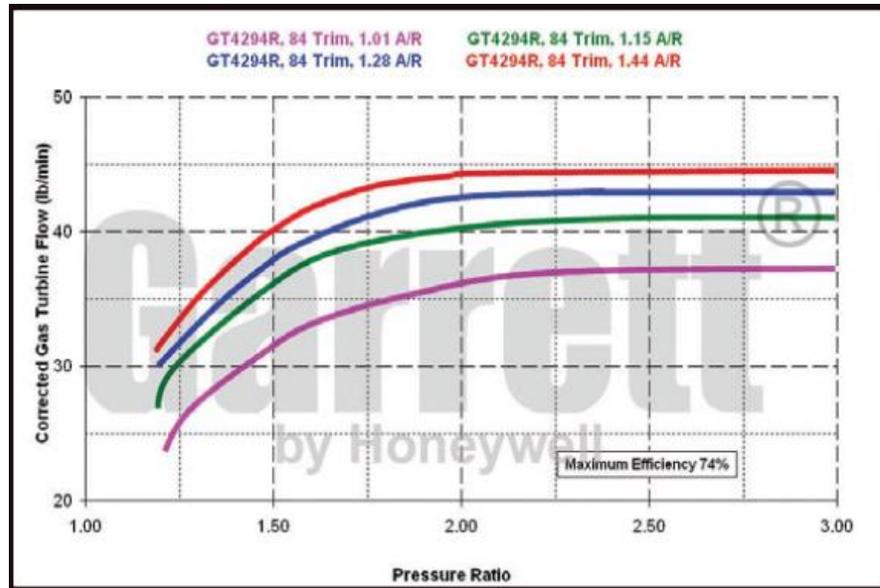


Figura 6.3 Mapa de la turbina.

6.2 Generación de la geometría

Obtener la geometría para la simulación de flujo representa un gran desafío debido a la complejidad de forma en las piezas involucradas, especialmente en el impulsor del compresor y que necesariamente es de donde dan inicio los trabajos. Hoy en día se dispone de tecnología de punta para el desarrollo de investigaciones de esta naturaleza y, es gracias a esto que la mejor opción considerada después de revisar minuciosamente las técnicas usadas por varios investigadores en diferentes trabajos, fue la de realizar un escaneo del impulsor mediante tecnología láser para generar una nube de puntos a partir de la cual se pudiera reconstruir la geometría del impulsor con la mayor exactitud posible. Con tal propósito se gestionó un vínculo con el Centro de Tecnología Avanzada (CIATEQ) y DINA Camiones en Ciudad Sahagún Hidalgo, en donde se llevó a cabo el escaneo láser del impulsor y la simultánea obtención de las nubes de puntos haciendo uso de dos diferentes equipos de escaneo; el HandySCAN 3D EXAscan de CREAFORM (Figura 6.4) y el Modelo de brazo articulado 14000 de FARO (Figura 6.5), ambos proporcionados por CIATEQ y DINA respectivamente. Las siguientes imágenes (Figura 6.6 y 6.7) dan muestra del procedimiento realizado.



Figura 6.4 Escáner EXAscán con uso de *targets*.



Figura 6.5 Escáner FARO 14000 de brazo articulado.



Figura 6.6 Impulsor del compresor y base del difusor con targets para referencia espacial del láser.



Figura 6.7 Escaneo de la voluta del compresor y ducto de salida.

Para poder trabajar con el impulsor, primeramente se desmontó cuidadosamente la voluta para tener acceso a éste y poder separarlo de su eje adecuadamente. Se realizó la limpieza del mismo y se aseguró que la superficie quedara libre de cualquier tipo de sedimento que alterara la forma de los álabes. Para comenzar con el escaneo fue necesario eliminar cualquier brillo

metálico presente en la pieza, ya que éste ocasiona un mal registro de la señal del rayo láser (Figura 6.8); así que se procedió a pintar el espécimen con el mismo tipo de pintura que se utiliza como revelador en pruebas de líquidos penetrantes. Obteniendo el resultado que se muestra en la siguiente figura (Figura 6.8).

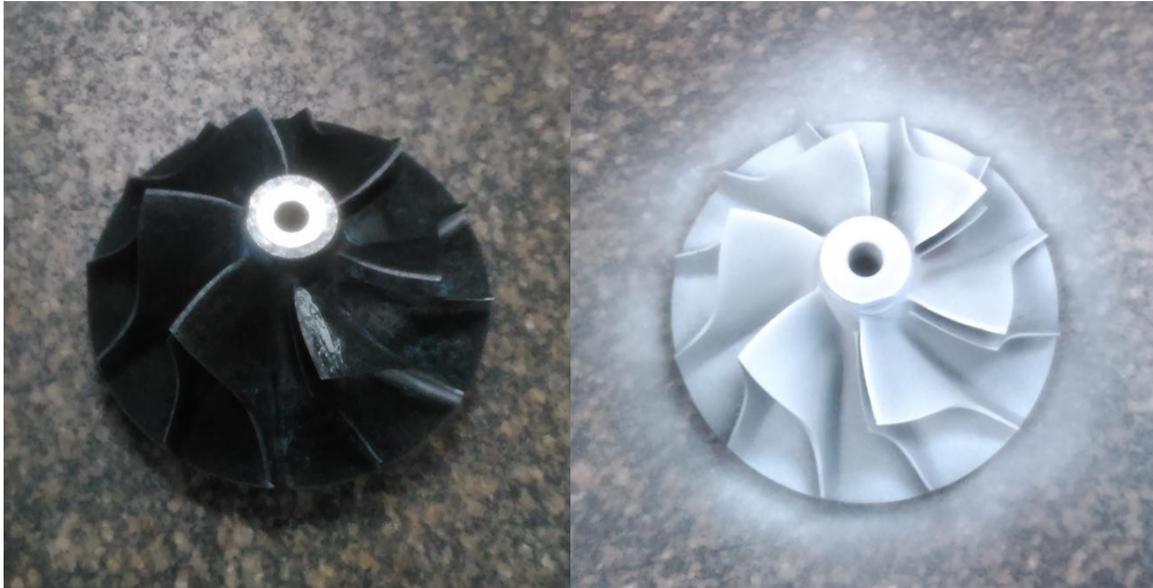


Figura 6.8 Impulsor del compresor antes (izquierda) y después (derecha) de la preparación superficial para el escaneo láser.

Con la finalidad de registrar con el mayor detalle posible las características geométricas del impulsor se realizó un primer escaneo de la pieza en posición horizontal y un segundo en posición vertical (Figura 6.9).



Figura 6.9 Impulsor del compresor escaneado en dos diferentes posiciones.

Con la adquisición de los datos en tiempo real se genera la nube de puntos con densidad superior a un millón de puntos en cada ocasión (Figura 6.10).

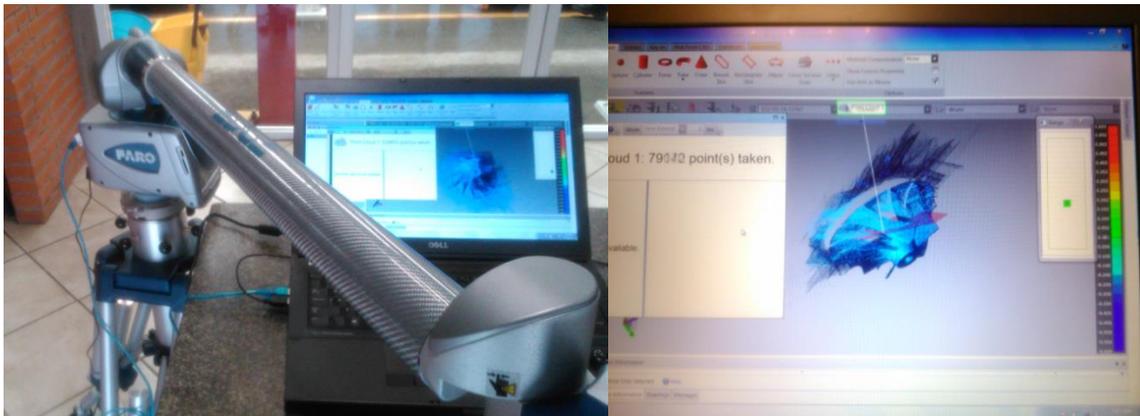


Figura 6.10 Creación de las nubes de puntos a partir del barrido realizado.

El siguiente paso fue comenzar a procesar la información en un software de ingeniería inversa. En este trabajo se utilizó Geomagic Design X® bajo licencia proporcionada por CIATEQ. A continuación se describe brevemente el procedimiento utilizado.

Como un primer paso las nubes de puntos generadas por el escaneo se cargan dentro de Geomagic, y en el asistente de reconstrucción de malla se comienza con la alineación de las nubes de puntos (4 nubes de puntos Figura 6.11).

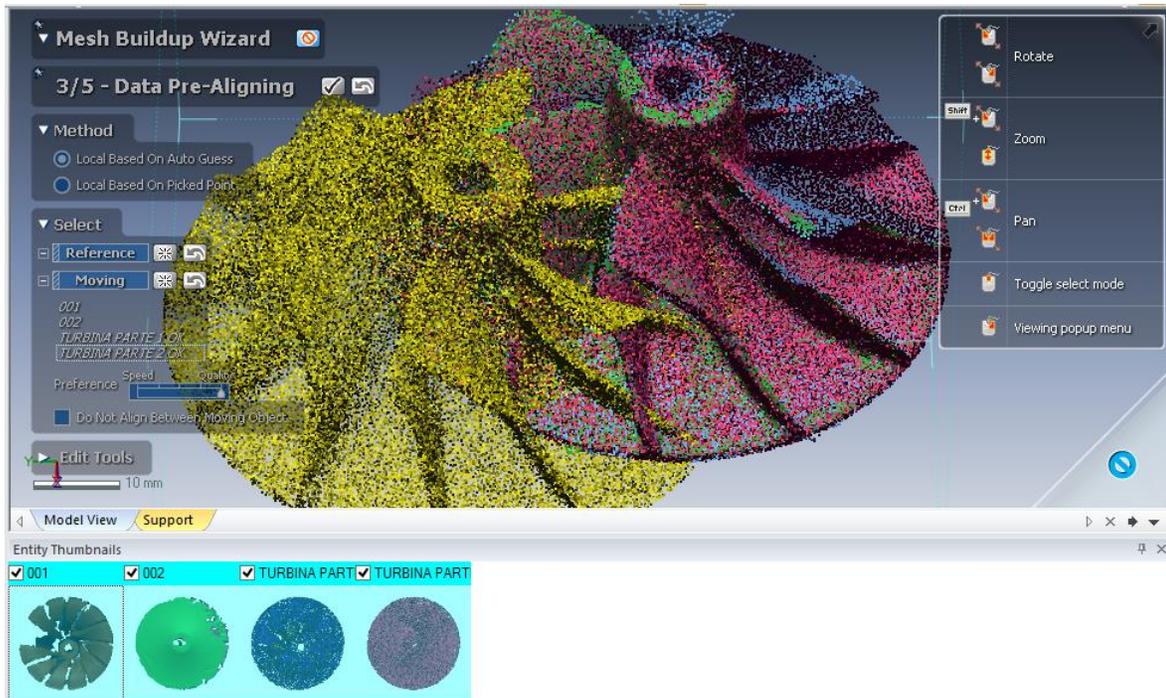


Figura 6.11 Pre-alineación de nubes de puntos en la interfaz de Geomagic.

Habiendo realizado la alineación de las nubes de puntos se procedió con la mejora del ajuste de ésta y la evaluación del error como se ilustra a continuación (Figura 6.12).

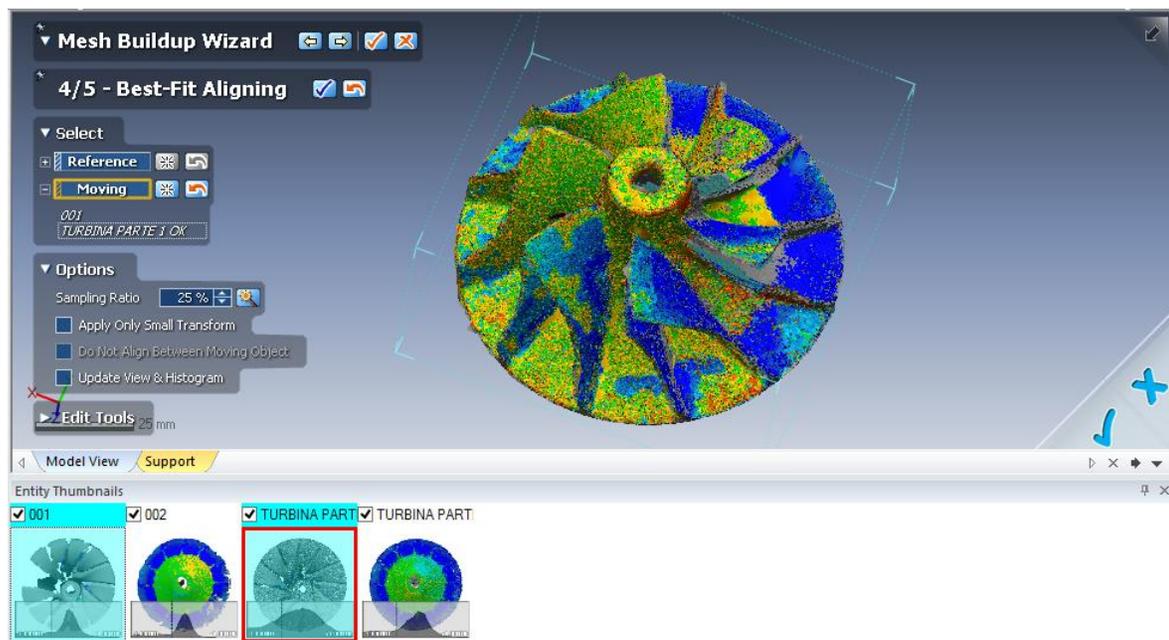


Figura 6.12 Ajuste de la alineación y evaluación del error.

Antes de salir del asistente de reconstrucción se fusionan los datos en una sola malla y se procede a inicializar ahora el asistente de corrección (Figura 6.13).

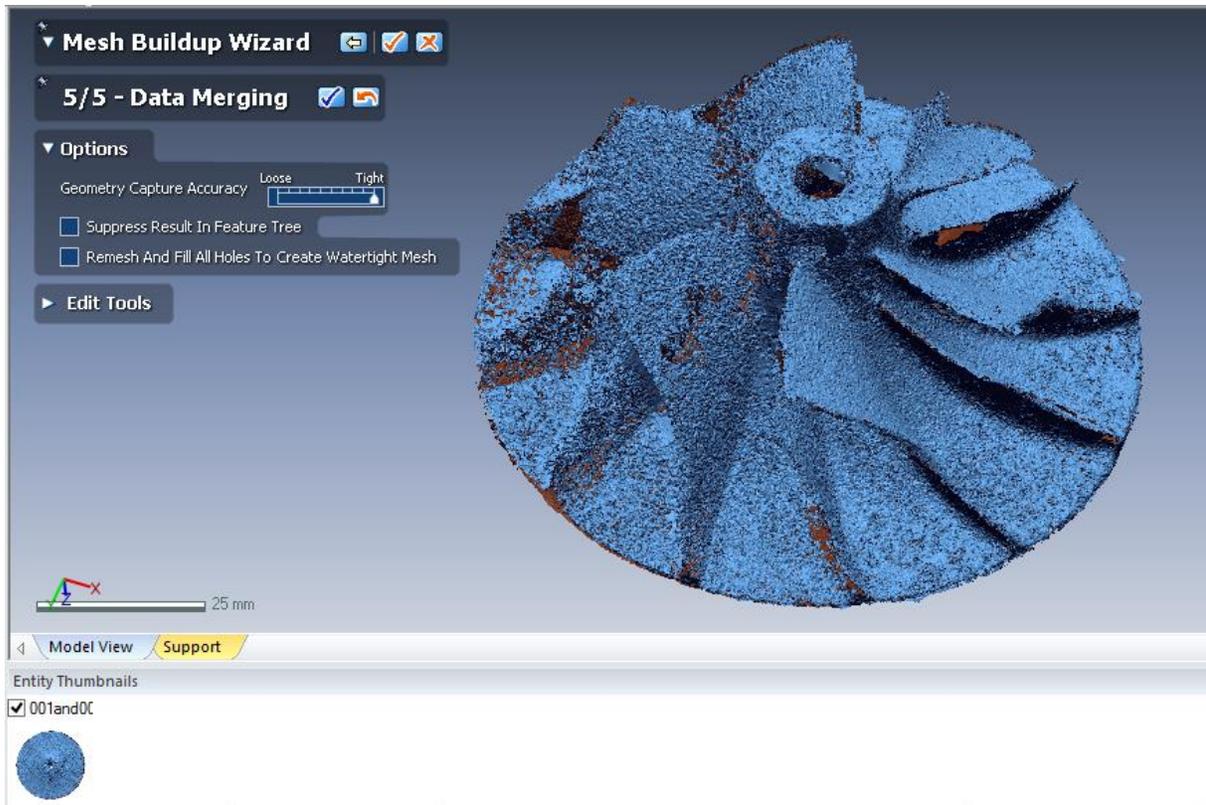


Figura 6.13 Fusión de los datos en una malla única.

A pesar de que el proceso de escaneado se realizó con el mayor cuidado posible, a causa de la complejidad de la geometría y del reducido tamaño del impulsor se presentaron zonas de muy baja e inclusive nula densidad dentro de las nubes de puntos. Éstas se trataron de reconstruir por medio de interpolación mediante la creación de puentes y rellenado de agujeros (Figura 6.15) que permitieron reducir las fronteras de dichas zonas y aproximar la forma del espacio vacío haciendo uso del asistente de corrección (Figuras 6.14 y 6.16).

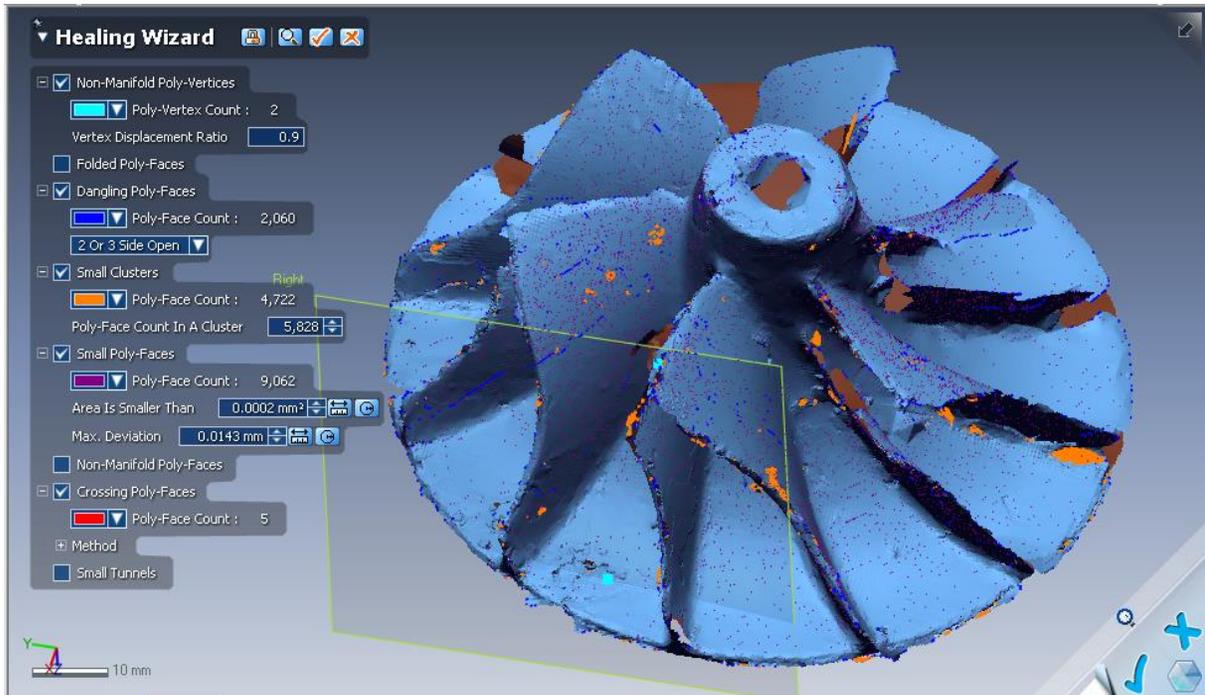


Figura 6.14 Interfaz del asistente de corrección.

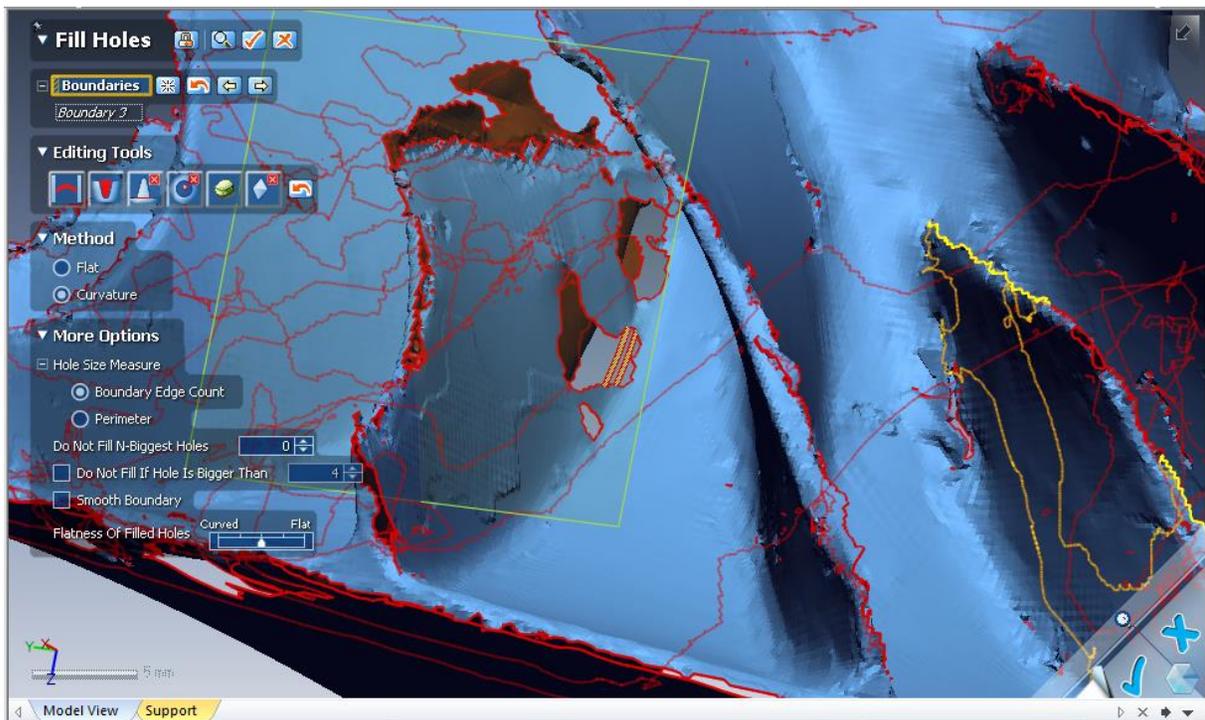


Figura 6.15 Creación de puentes para la aproximación de forma.

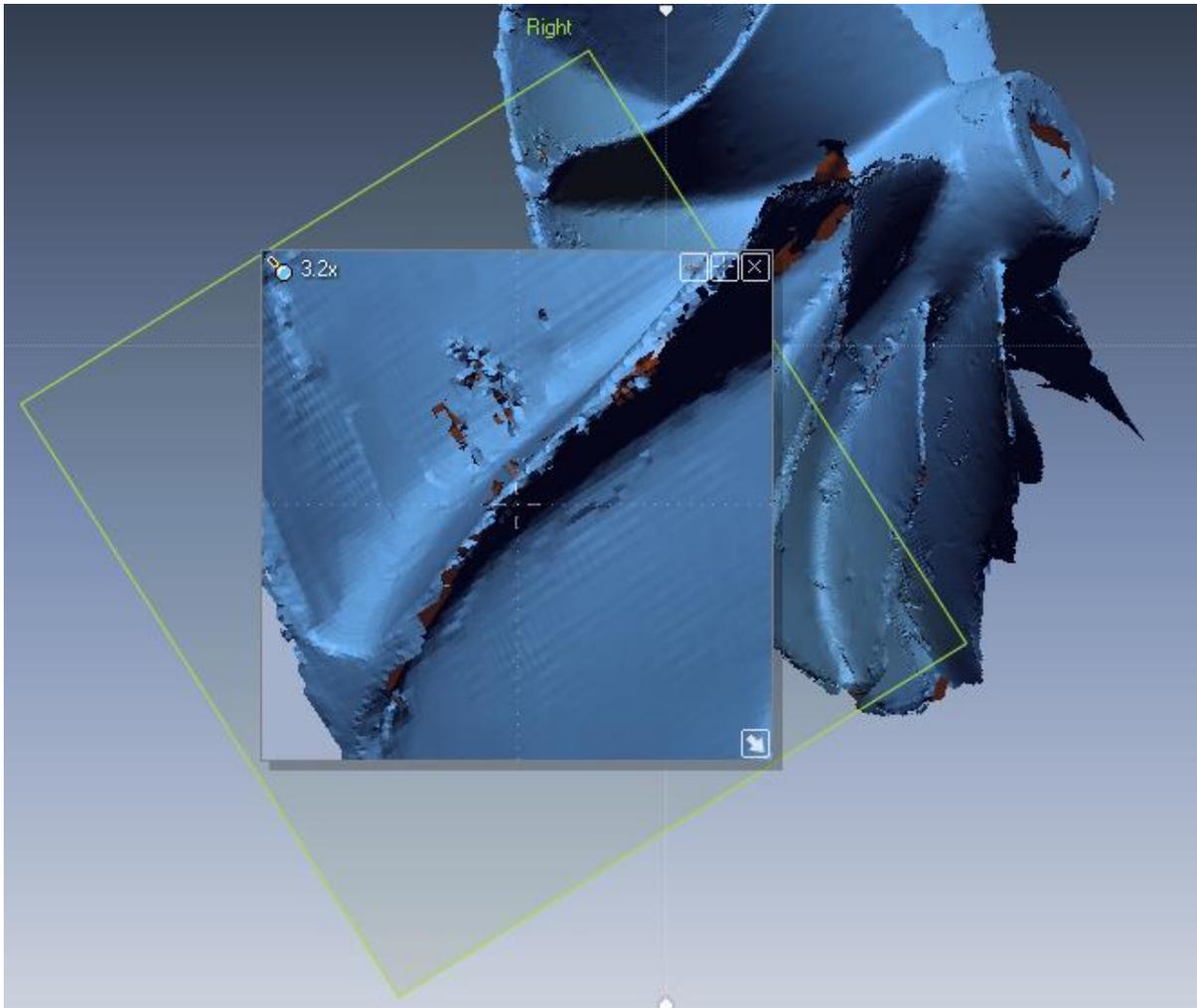


Figura 6.16 Detalle de las zonas sujetas a corrección.

La siguiente operación preliminar consistió en generar superficies y agruparlas de acuerdo a su similitud topológica sobre la malla reconstruida, además de crear planos de referencia convenientemente colocados sobre las superficies creadas como se muestra en la Figura 6.17.

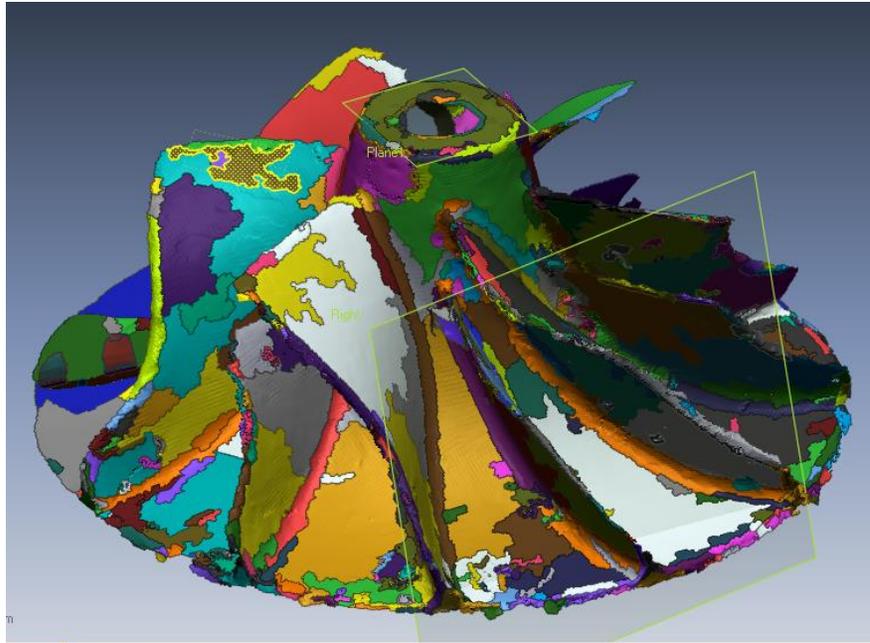


Figura 6.17 Superficies generadas sobre la malla reconstruida.

Para concluir esta etapa de generación de la geometría del impulsor en Geomagic Design X® se ubican varios planos más estratégicamente colocados (Figura 6.18) a partir de los cuales se realizan cortes y se obtienen vistas diversas que sirven como base para construir croquis que serán la base fundamental para la creación del modelo sólido del impulsor del compresor, objeto de esta investigación.

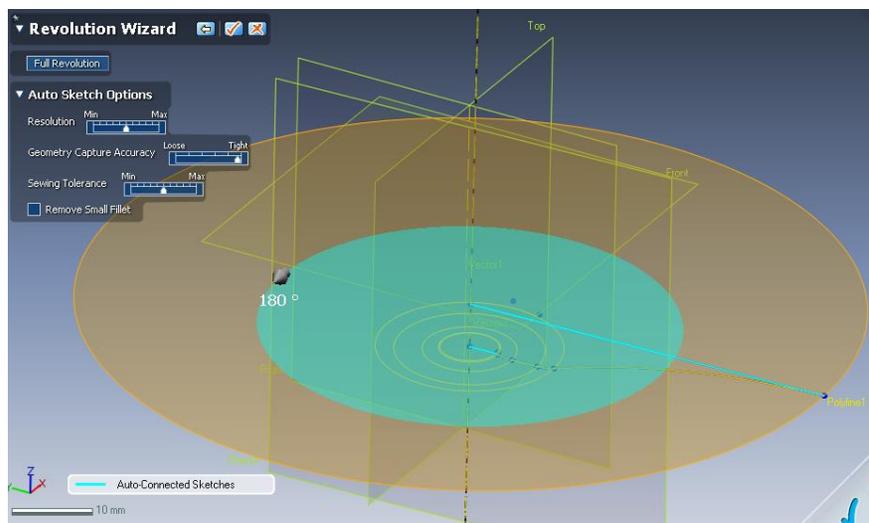


Figura 6.18 Croquis mostrando la parte inferior del impulsor usado en revolución.

El historial de todos los croquis elaborados y las operaciones realizadas se exportan a SolidWorks para conseguir el modelo sólido final para la simulación.

6.3 Importación de la Geometría en ANSYS Design Modeler a través de la interfaz de Workbench

En Ansys Workbench a través de Design Modeler se importa la geometría del sólido de CAD (Figuras 6.19 y 6.20) y a partir de ésta se construye un perfil maestro bidimensional conocido como plano meridional, delimitando zonas entre la entrada del inductor, los bordes de ataque del álabe principal y el álabe divisor, el borde de salida de ambos álabes y la salida del difusor.

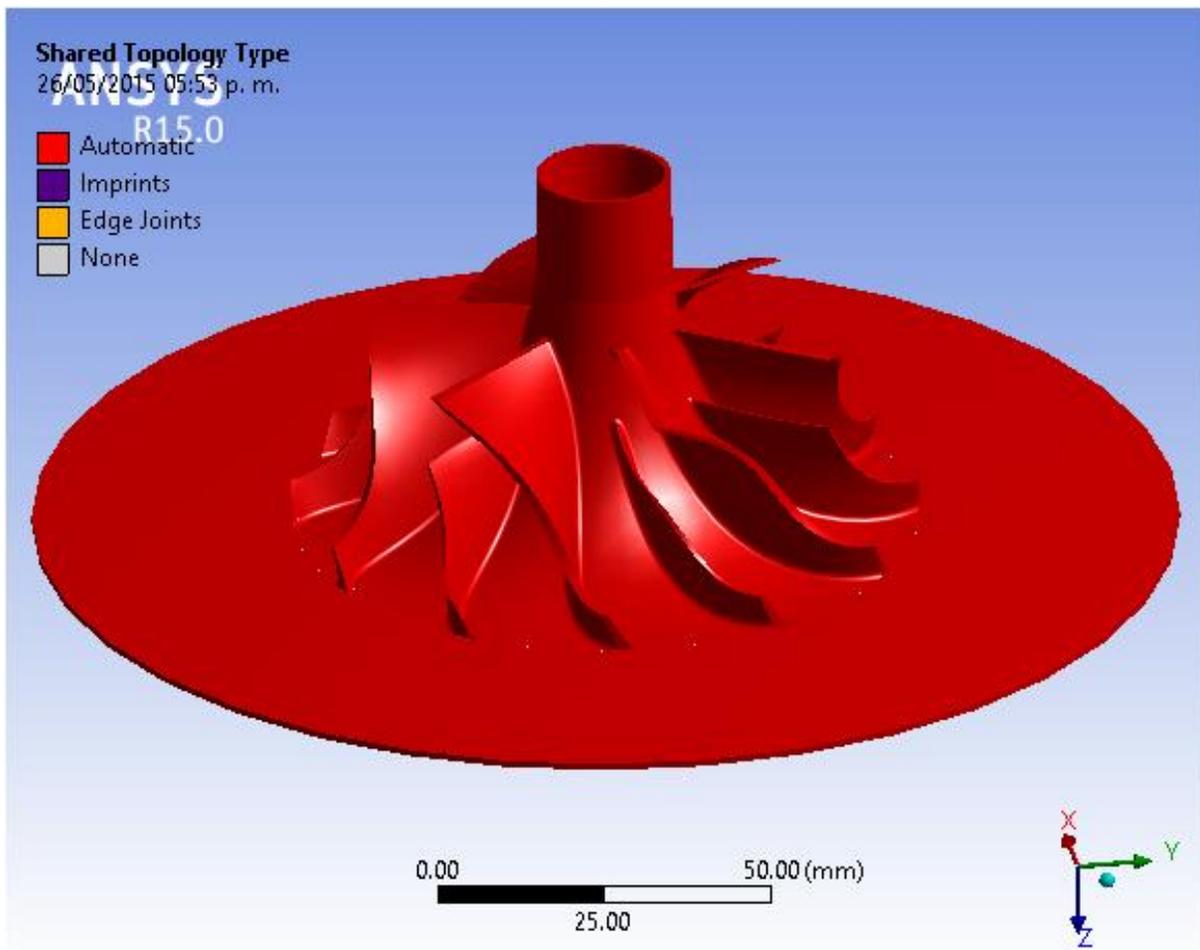


Figura 6.19 Modelo CAD importado en ANSYS Design Modeler.

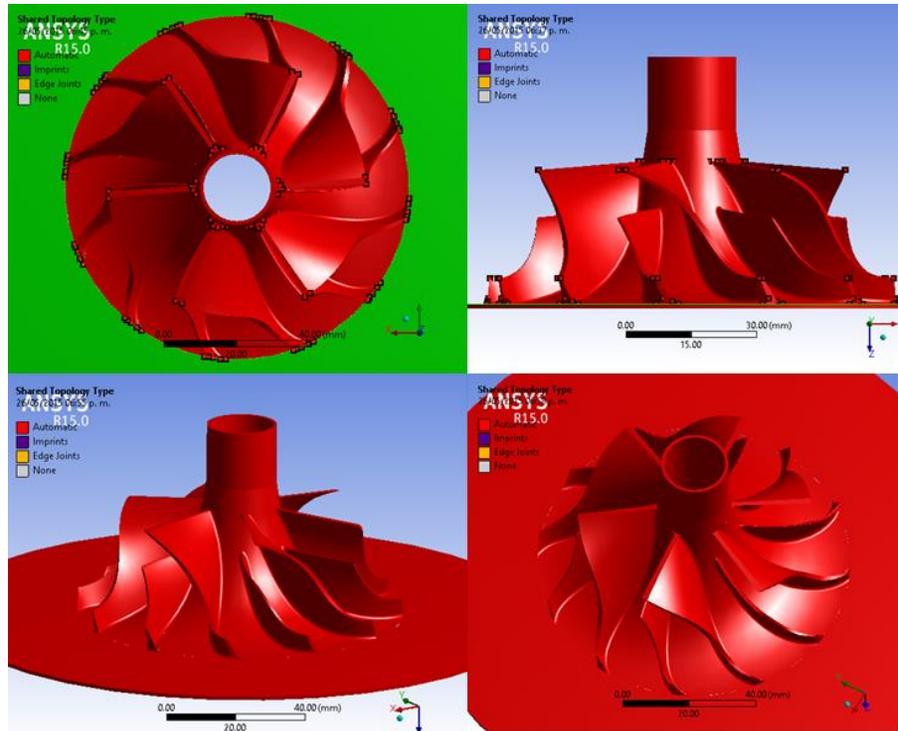


Figura 6.20 Modelo CAD en diferentes vistas.

6.4 Dominio Computacional

El dominio computacional para la simulación se extiende desde la campana de entrada del compresor hasta la salida del difusor como se muestra en la Figura 6.21. El fluido, aire atmosférico, entra a través de la entrada del compresor y procede a girar en el ojo del impulsor. Aquí el trabajo hecho sobre el fluido por medio de la rotación del impulsor incrementa la temperatura y presión totales. El fluido se propaga a lo largo de los pasajes del álabe del impulsor hasta que alcanza la salida del impulsor. Desde este punto, no se hace más trabajo sobre el fluido. La entrada del dominio computacional se localiza 24 mm arriba del borde de ataque del álabe principal. Ésta se modeló como una superficie con una coordenada z constante, paralela con el plano $r-\theta$. La salida del dominio computacional se hizo coincidir con la salida del difusor. La superficie de salida del difusor se localiza a un radio de 86 mm. Con la intención de tener una convergencia rápida de las simulaciones se sumó la geometría del difusor al dominio computacional, la cual fue modelada como paredes paralelas correspondientes con las

medidas tomadas del compresor. Esto significó que el área de flujo se incrementó en la dirección radial.

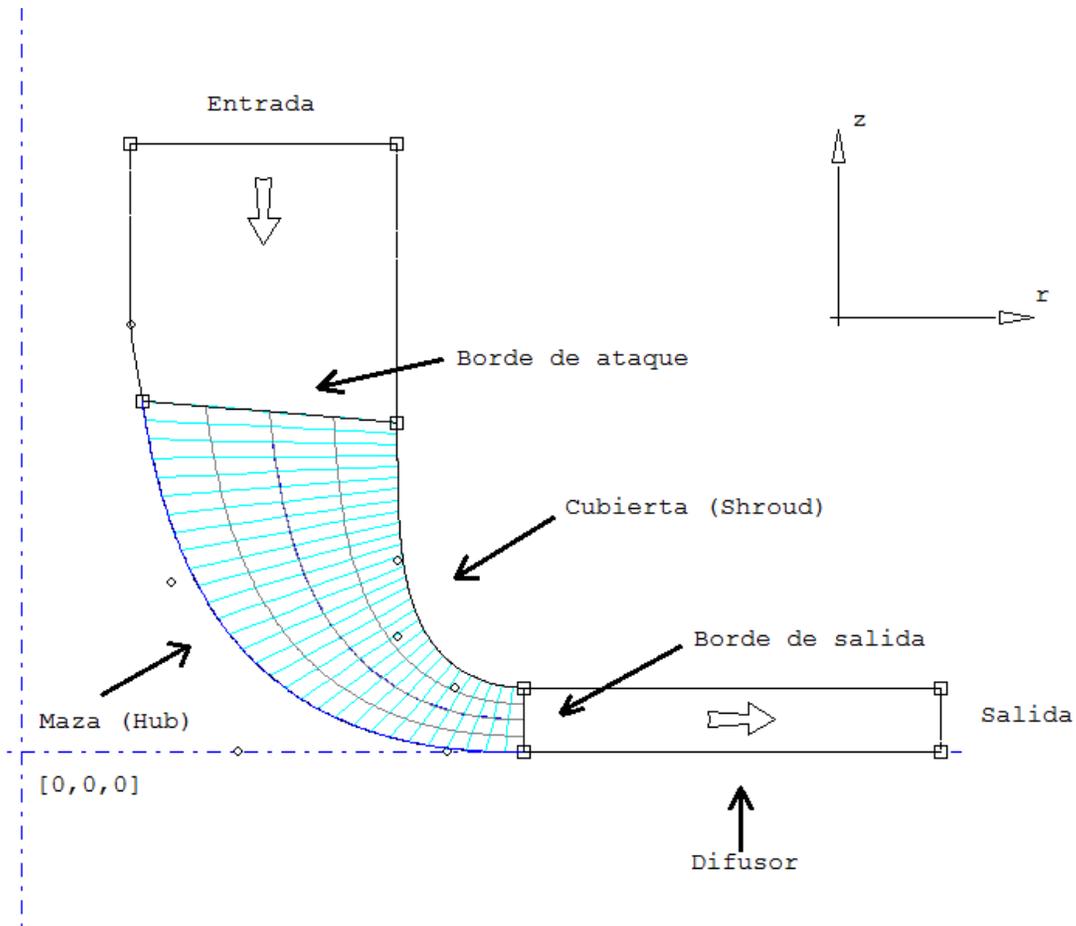


Figura 6.21 Modelación del plano meridional.

Parámetro	Valor [mm]
$r_{1,hub}$	11.25
$r_{1,shroud}$	35.15
$r_{2,hub} = r_{2,shroud}$	47
$r_{difusor}$	86
$z_{difusor}$	6

Tabla 6.3 Dimensiones del impulsor y difusor (los subíndices 1 y 2 indican inductor y exductor respectivamente).

El dominio computacional no incluye la voluta, en este trabajo la atención está centrada en el impulsor y difusor; el modelado de la voluta implica un eje de no simetría, lo cual dificulta el mallado con el consiguiente incremento en el costo computacional, aunado a esto, la simulación numérica de este proyecto se realiza bajo la condiciones de estado estable y los análisis típicos que involucran la modelación de la voluta, se realizan bajo condiciones de inestabilidad en estado transitorio.

Para la creación del pasaje de fluido se toman como referencia la superficie de ambos lados de succión y de presión del álabe principal y del álabe divisor respectivamente y se realiza un *offset* polar del 50% con respecto al próximo álabe correspondiente a cada lado como se ilustra en la Figura 6.22.

Luego de obtener los perfiles indispensables para la creación del plano meridional, éste se convierte en la referencia para el patrón de flujo de la zona fluida y, junto con las fronteras señaladas anteriormente, delimitan la forma del volumen de control que equivale al dominio computacional de la simulación (Figura 6.23).

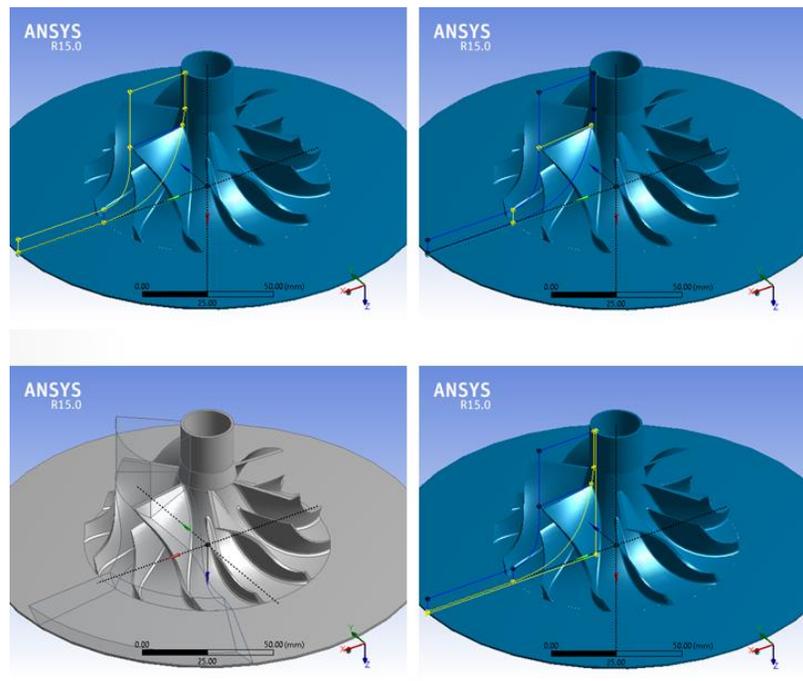


Figura 6.22 Perfil maestro (plano meridional), perfil de álabe, perfil de la maza y delimitación del volumen de control o pasaje de fluido (desde extremo superior izquierdo en sentido horario).

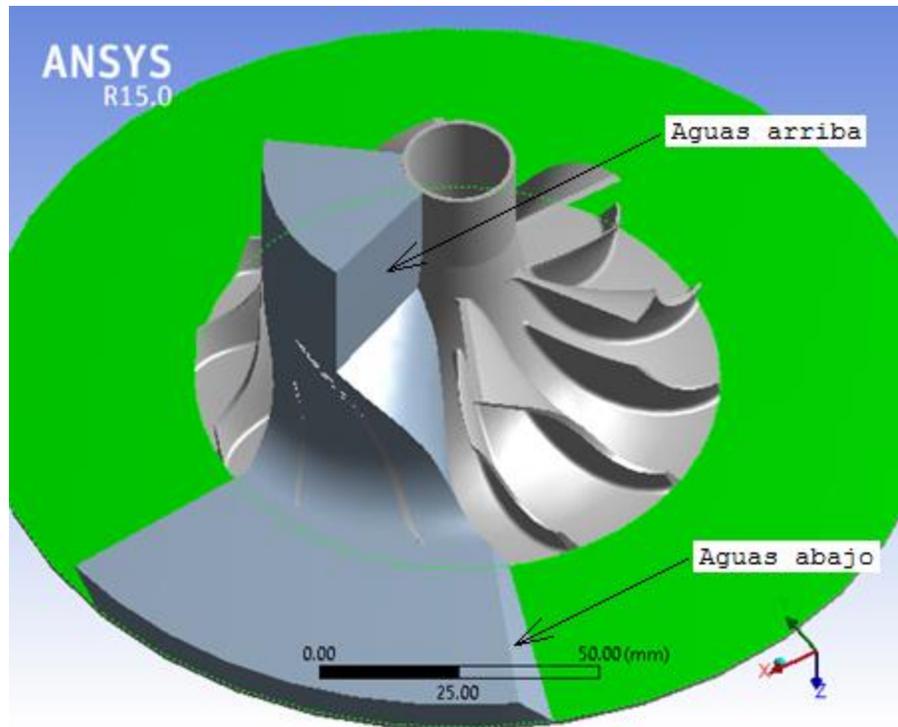


Figura 6.23 Volumen de control final desde aguas arriba hasta aguas abajo.

El compresor se modeló usando un total de 6 volúmenes periódicos consistiendo de un álabe principal y de un álabe divisor cada uno. Estos volúmenes se arreglaron simétricamente alrededor del eje z . El punto de máxima eficiencia del compresor según la lectura del mapa del fabricante (Figura 6.2) corresponde con el valor del 80%, y a partir de este dato se verifica que para este punto le corresponde un flujo másico de 0.4 kg/s (53 lb/min), una relación de presiones de 2.47 y una velocidad de rotación de 83902 rpm.

6.5 Mallado

Una vez definido el volumen de control, lo siguiente es construir una malla adecuada que permita capturar detalladamente las características de la geometría del pasaje de fluido. En este trabajo se usan dos diferentes tipos de mallas; una tetraédrica no estructurada realizada en ICEM Mesh (Figura 6.24), y otra estructurada hexaédrica realizada en

TurboGrid (Figura 6.25). Más adelante se comentan la influencia de cada una en el proceso de simulación.

ICEM Mesh permite crear mallas no estructuradas en un tiempo relativamente corto, con la opción de seleccionar la preferencia física para CFD y el solucionador para CFX, preferencias que se configuraron en este caso. Por otra parte, el mallador especializado de ANSYS TurboGrid permite la elaboración de mallas estructuradas hexaédricas con gran capacidad de adaptación a las complejas formas geométricas del impulsor del compresor centrífugo gracias a las topologías tipo H, J, C, L y O disponibles para su uso en el proceso de mallado manual tradicional. A pesar de que el modo de mallado con topología automatizada (ATM) de TurboGrid es una poderosa herramienta en muchos de los casos, en este trabajo se utilizó el modo de mallado tradicional debido a la forma de la punta del borde de ataque del álabe principal, la cual es del tipo *cutoff* o punto de corte. Además el proceso de mallado presentó una complicación adicional ya que en modelo real del impulsor, los álabes cuentan con filetes de 1 mm de radio a lo largo de toda su raíz en la maza. La combinación de estas dos características (el tipo de punta en el borde de ataque del álabe principal y el filete a todo lo largo en la raíz de los álabes) hizo que el proceso de mallado fuera complicado desde el principio hasta alcanzar el mínimo error en los parámetros de calidad en las diferentes densidades de malla, ya que como se creó una malla estructurada, el mismo número de celdas de malla tuvo que ajustarse dentro del plano álabe-álabe tanto en la maza como en la cubierta. Además el área de la superficie álabe-álabe en la maza es también mucho menor comparada a la de la cubierta, ampliamente debido a la presencia de los filetes en los álabes. Finalmente lo anterior conduce a que las celdas cercanas y sobre el plano álabe-álabe en la maza tengan baja ortogonalidad a causa de la pequeña área para su acomodo.

De la misma manera que se hizo en ANSYS Mesh, en TurboGrid se elaboran tres mallas, gruesa, mediana y fina (Figura 6.25), asegurándose que cada una de estas cumpliera con los parámetros de calidad requeridos para llevar a cabo la simulación, además de realizar el estudio de malla cuyo análisis permitiera establecer la independencia de los resultados de la simulación sobre la malla utilizada como se muestra adelante.

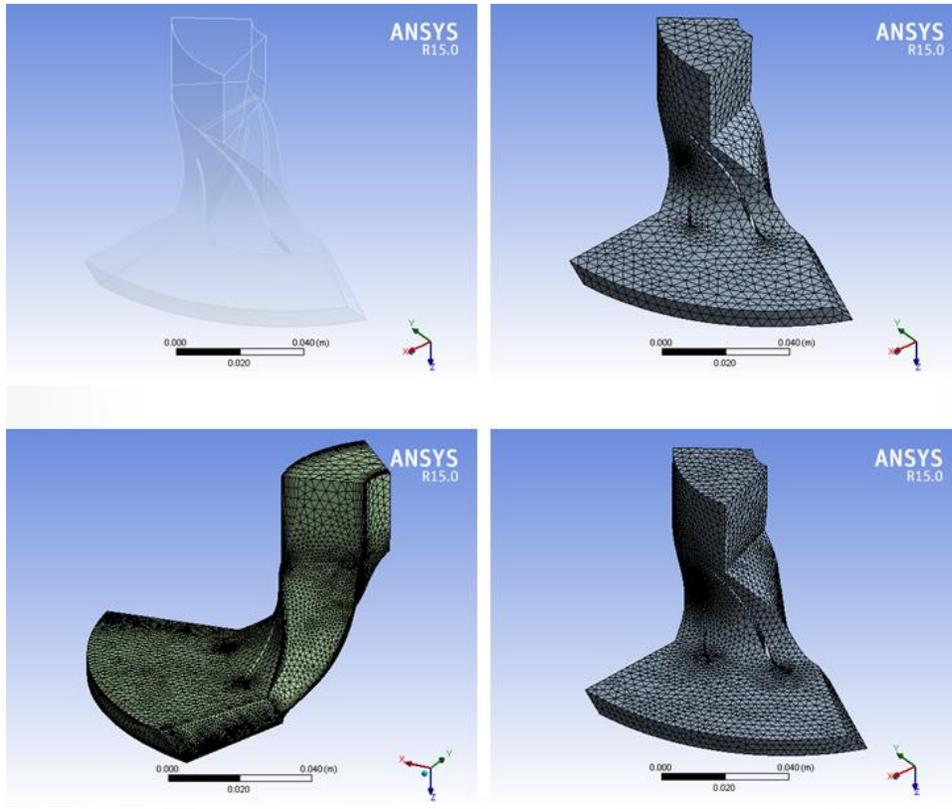


Figura 6.24 Malla tetraédrica no estructurada (dominio computacional, malla gruesa, mediana y fina; desde extremo superior izquierdo en sentido horario).

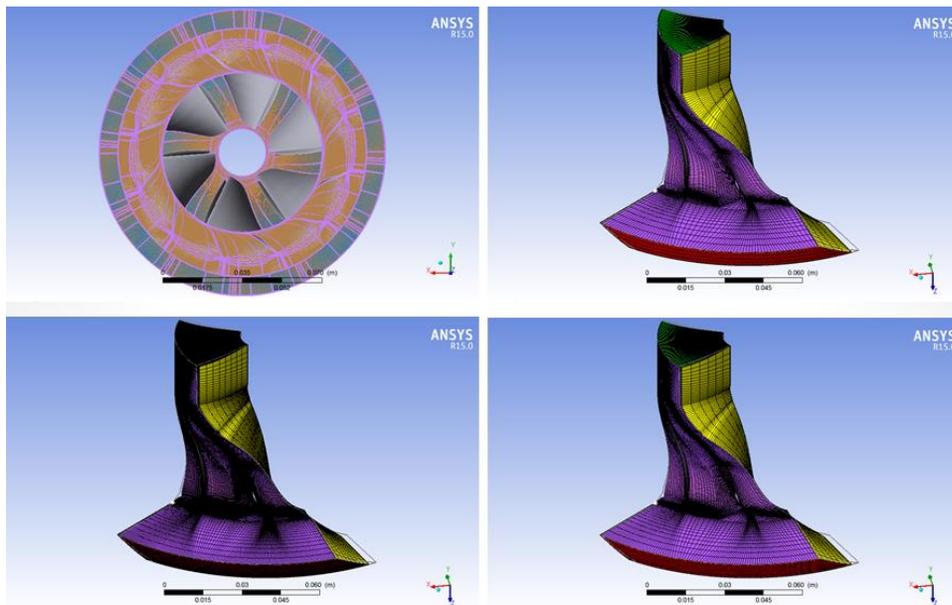


Figura 6.25 Malla hexaédrica estructurada (Topología, malla gruesa, mediana y fina; desde extremo superior izquierdo en sentido horario).

6.5.1 Calidad de la malla

Existen múltiples características que contribuyen a la calidad global de la malla computacional. ANSYS TurboGrid permite al usuario inspeccionar esas características y ajustar las propiedades de la malla para mejorar la calidad global de ésta hasta minimizar en todo lo posible el porcentaje de error. A continuación se mencionan los criterios fundamentales a partir de los cuales se derivan algunas otras características:

- Ortogonalidad. Ángulo mínimo entre los bordes de una celda. Este ángulo se mide en todas direcciones y tiene un valor entre 0° y 90° .
- Relación de expansión. Tamaño de la variación entre dos superficies de celdas adyacentes en una dirección específica. El rango abarca entre 1 y 100.
- Desviación angular. Variación angular entre dos superficies de celdas adyacentes en todas direcciones. El rango abarca entre 0° y 180° .
- Relación de aspecto. Longitud de una celda dividida por su ancho. El rango de valores va desde 1 hasta 50,000.

La Figura 6.26 muestra los valores alcanzados en el proceso de mallado con ANSYS TurboGrid para la malla con más alta densidad.

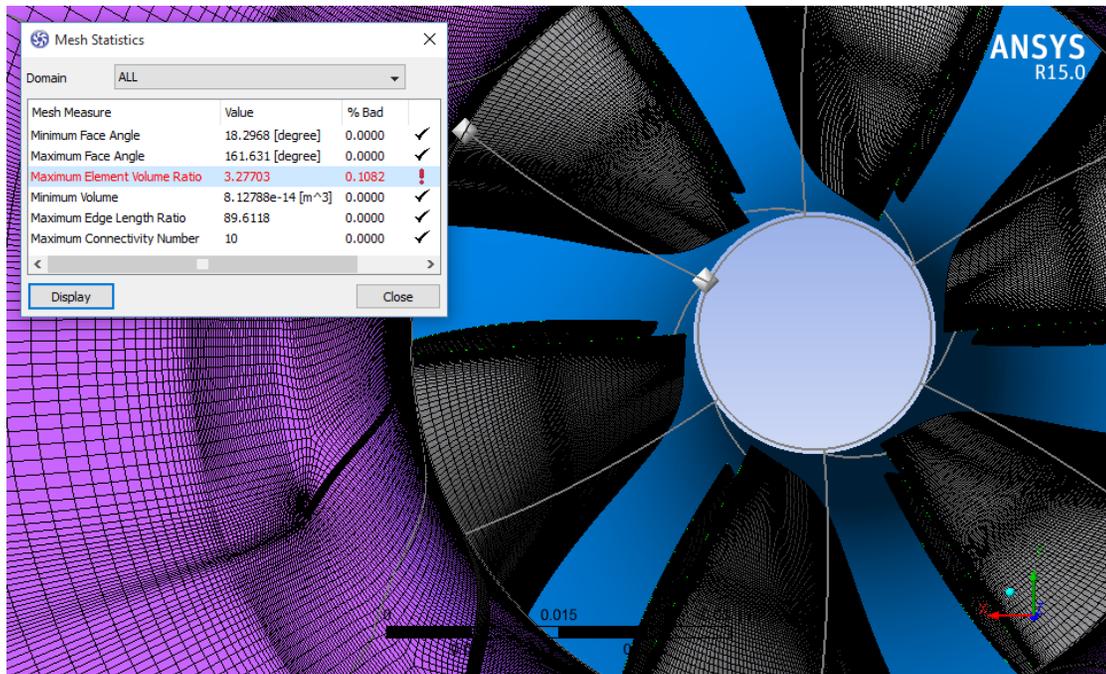


Figura 6.26 Características geométricas de la malla estructurada fina.

Se puede observar en las estadísticas un error de 0.1082 % para la relación máxima de volumen de elemento, que es la relación de volúmenes de los elementos del más grande al más pequeño que rodean a un nodo. Este error se presenta en las zonas de conflicto mencionadas anteriormente y el mínimo porcentaje del mismo se considera aceptable y no afectará de manera significativa el resultado de la simulación.

En la Tabla 6.4 se muestra el resumen de las características de las mallas utilizadas en la simulación.

ICEM Mesh (método semiautomático no estructurado)			
Tipo de malla	Densidad de la malla	Número de nodos	Número de elementos
Tetraédrica	Gruesa	71284	396248
Tetraédrica	Mediana	131381	740881
Tetraédrica	Fina	406351	2347090
TurboGrid (método manual estructurado)			
Tipo de malla	Densidad de la malla	Número de nodos	Número de elementos
Hexaédrica	Gruesa	93421	88249
Hexaédrica	Mediana	257112	242897
Hexaédrica	Fina	1243968	1175104

Tabla 6.4 Resumen del mallado.

6.6 Configuración de CFX Pre

Con el mallado apropiado listo, se procede a transferir los datos del dominio computacional al solucionador, que como ya se mencionó se utiliza ANSYS CFX. En CFX Pre el primer paso es hacer la configuración básica que consiste en especificar el tipo de máquina, las coordenadas del marco, el eje de rotación y el tipo de análisis; como muestra la Tabla 6.5.

Parámetro	Valor
Tipo de máquina	Compresor centrífugo
Coordenadas del marco	[0,0,0]
Eje de rotación	Z
Tipo de análisis	Estado estable

Tabla 6.5 Configuración básica CFX Pre.

A continuación (Tabla 6.6) se define el componente periódico R1

Parámetro	Valor
Tipo de componente	Rotatorio
Valor	83092 rpm
Malla	Importada
Configuración de la pared	Claro en el extremo de la cubierta

Tabla 6.6 Parámetros del componente periódico R1.

Lo siguiente es definir la física del problema como se muestra en la Tabla 6.7.

Fluido	
Aire	Como gas ideal
Datos del modelo	
Presión de referencia	0 atm
Transferencia de calor	Energía total
Turbulencia	k-Épsilon
Condiciones de frontera de flujo	
Entrada	Presión total

Salida		Flujo másico
Entrada		
Presión total		1 atm
Temperatura total		298 K
Dirección del flujo		Normal a la frontera
Salida		
Flujo másico		Por máquina
Tasa de flujo másico		0.4 kg/s
Parámetros del solucionador		
Esquema de advección		Alta resolución
Control de convergencia		Escala de tiempo automática
Opción de escala de tiempo		Conservativa

Tabla 6.7 Parámetros de la física del problema.

Se continúa definiendo las interfaces y las fronteras (Tabla 6.8).

Fronteras	Tipo	Influencia
Álabe	Pared	No deslizamiento
Maza (Hub)	Pared	No deslizamiento
Entrada	Presión total	Marco estacionario
Salida	Tasa de flujo másico	
Cubierta (Shroud)	Pared	Contador de la pared rotatoria

Tabla 6.8 Fronteras e interfaces del componente R1.

Antes de salir de CFX Pre, se configuran algunos monitores indispensables para evaluar el desarrollo del cálculo numérico, tales como monitores de balances y residuales, además de

algunos controles del solucionador como esquemas de advección, la modelación de la turbulencia, el número mínimo y máximo de iteraciones, control de la escala de tiempo de fluido y por supuesto los criterios de convergencia que en todo caso se fijaron en el orden de 10^{-6} . La Figura 6.27 muestra la configuración descrita sobre el dominio computacional.

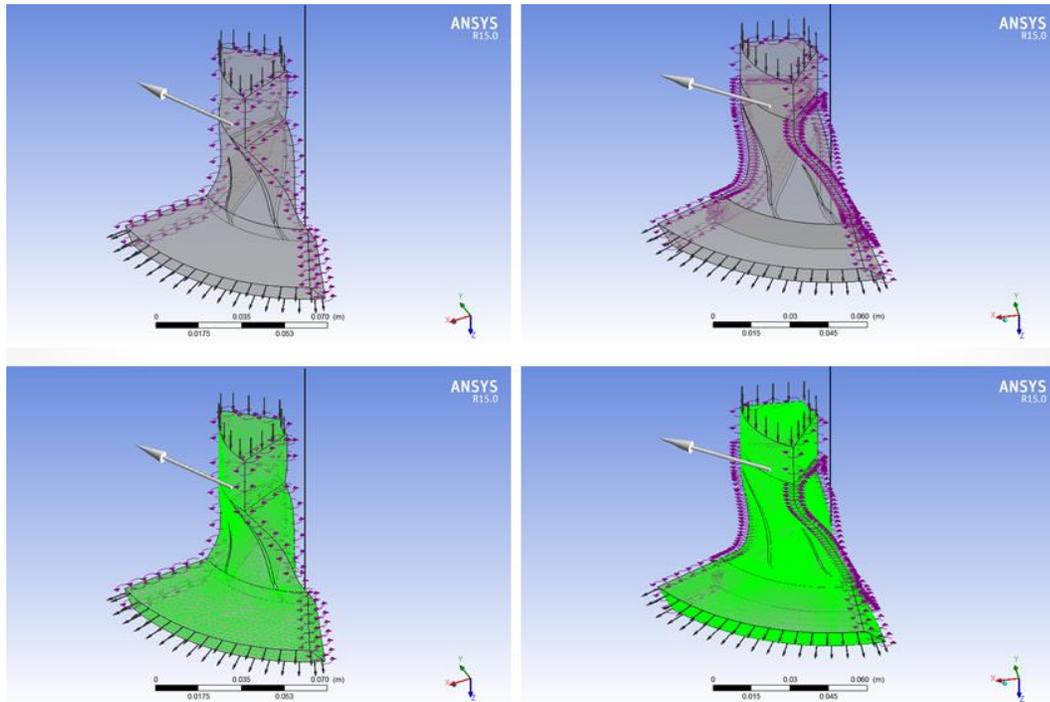


Figura 6.27 Configuración del dominio computacional en CFX Pre, donde se muestran las condiciones de frontera y periodicidad (Columna izquierda para malla no estructurada, columna derecha con malla estructurada).

Para evaluar el desarrollo de los cálculos numéricos se configuraron monitores de momento y masa, transferencia de calor, turbulencia (kE), eficiencia e imbalances (Figuras 6.28 a 6.32) y se evalúan los mínimos cambios en la tendencia de éstos para cada malla, con la finalidad de establecer la independencia de los resultados con respecto a la malla utilizada en la discretización del dominio. El monitor de eficiencia (Figura 6.31) es un parámetro de referencia típicamente usado en la práctica.

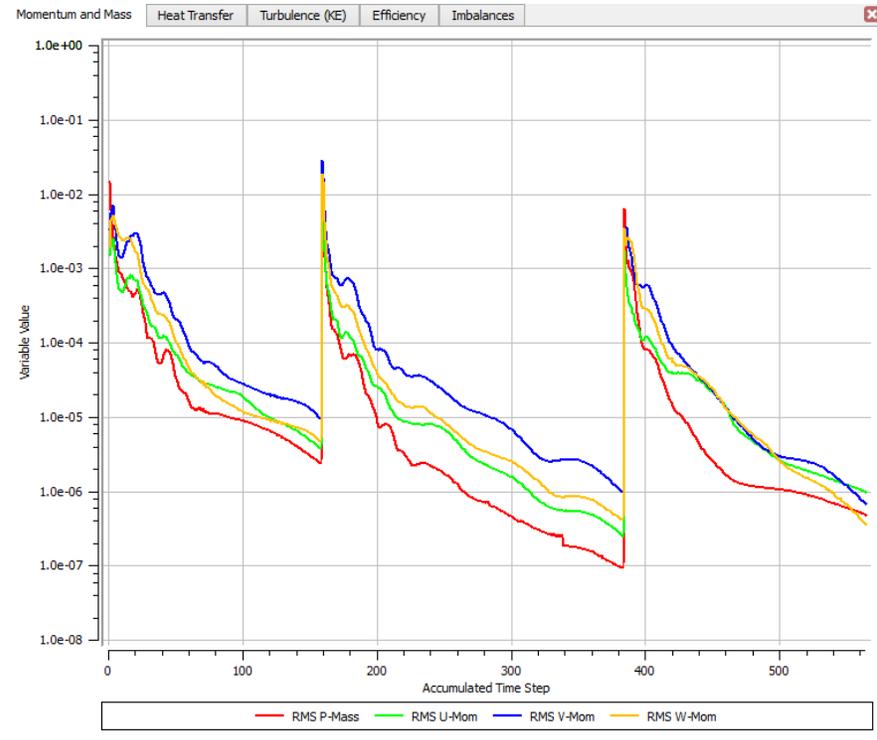


Figura 6.28 Monitor de momento y masa.

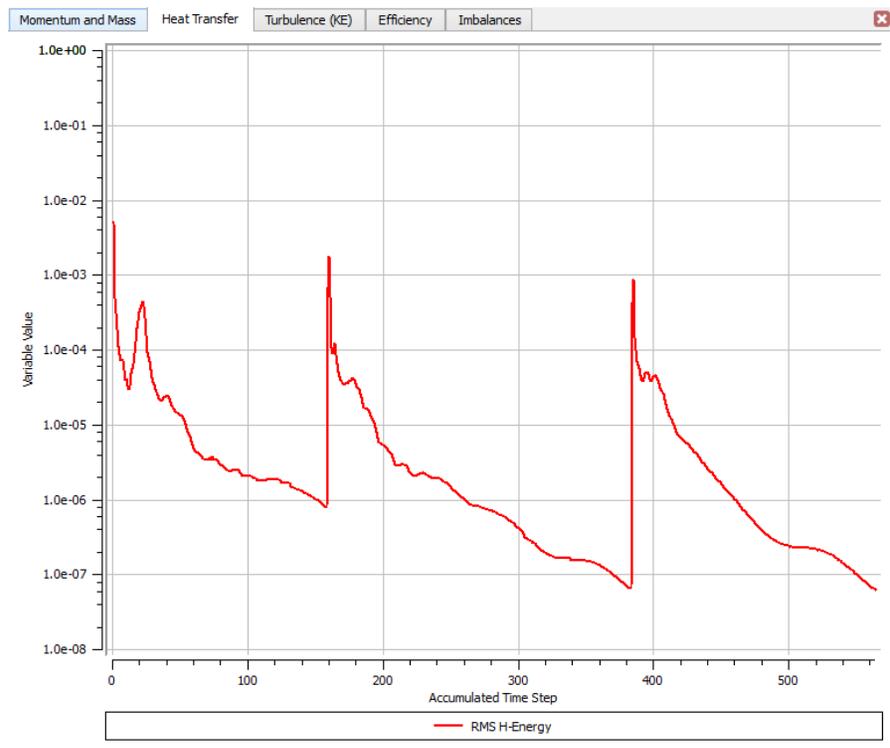


Figura 6.29 Monitor de transferencia de calor.

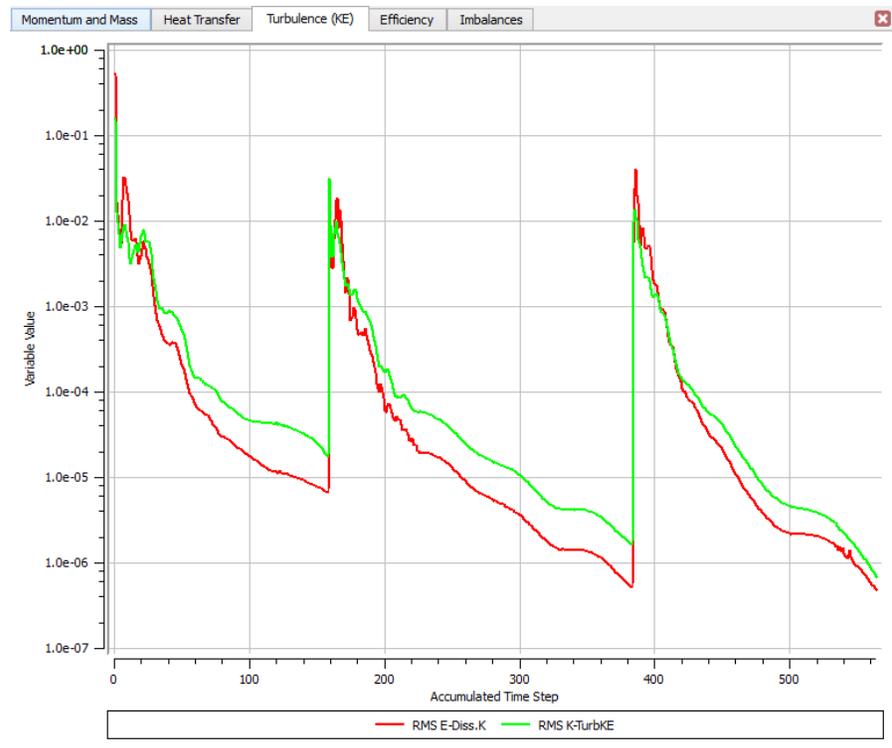


Figura 6.30 Monitor de turbulencia (kE).



Figura 6.31 Monitor de eficiencia.

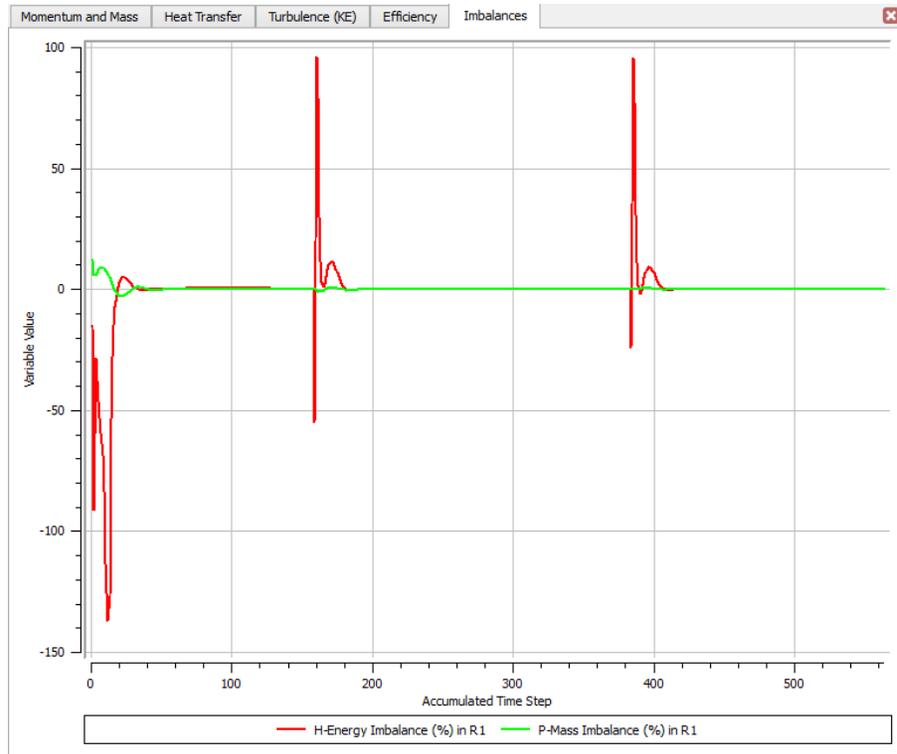


Figura 6.32 Monitor de imbalances.

CAPÍTULO VII

7 Resultados

7.1 Termodinámica

Se comienza mostrando los resultados de la simulación numérica realizada para el compresor a través de los gráficos de contorno en una vista álabes-álabes para las magnitudes de presión en porcentajes de 25, 50 y 75% de la distancia desde la maza hasta la cubierta a lo largo del pasaje de fluido (Figuras 7.1 a 7.3) con la intención de evaluar algún cambio importante en el comportamiento de esta propiedad.

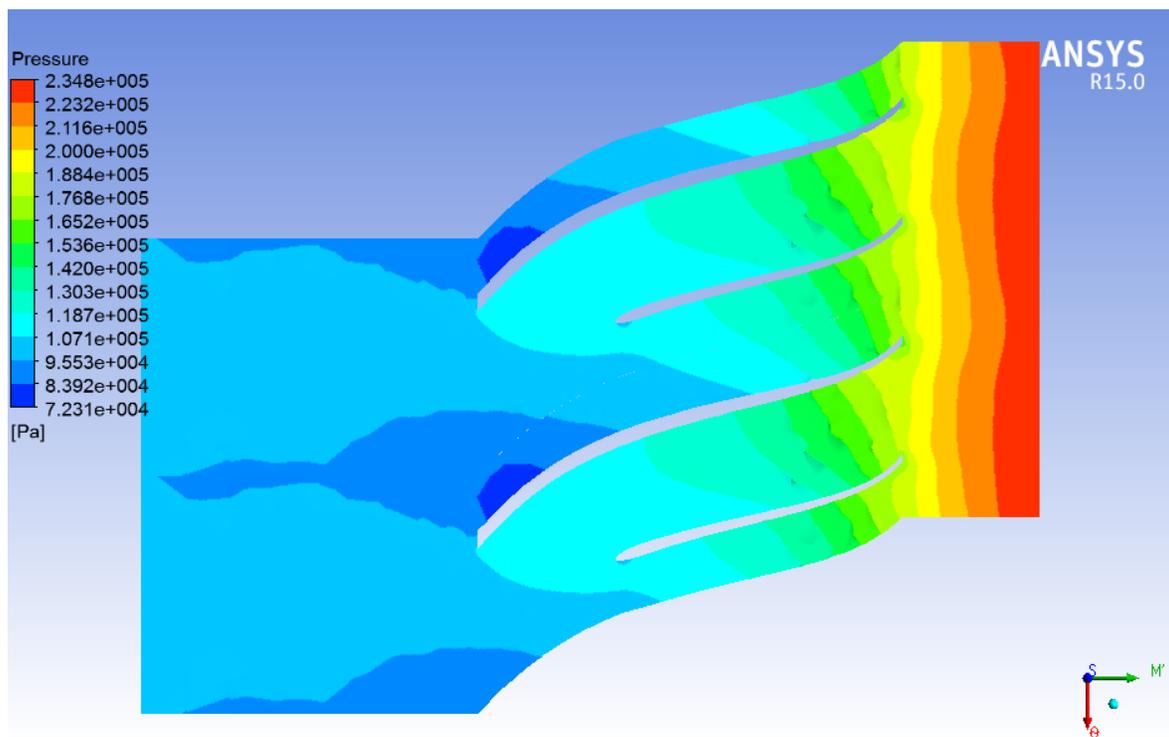


Figura 7.1 Contornos de presión local al 25% de la envergadura de álabes en el compresor.

Se puede notar que la magnitud de la presión del fluido cambia drásticamente desde la entrada en el inductor hasta la salida en el difusor a medida que éste circula a través de los álabes. De la misma forma se observa claramente como la presión disminuye del lado de succión del álabes y alcanza su valor

mínimo en la zona próxima al borde de ataque del álabe principal. Sin embargo esto no ocurre con la misma intensidad en el álabe divisor en donde la diferencia de presión no es tan marcada en ambos lados de presión y succión.

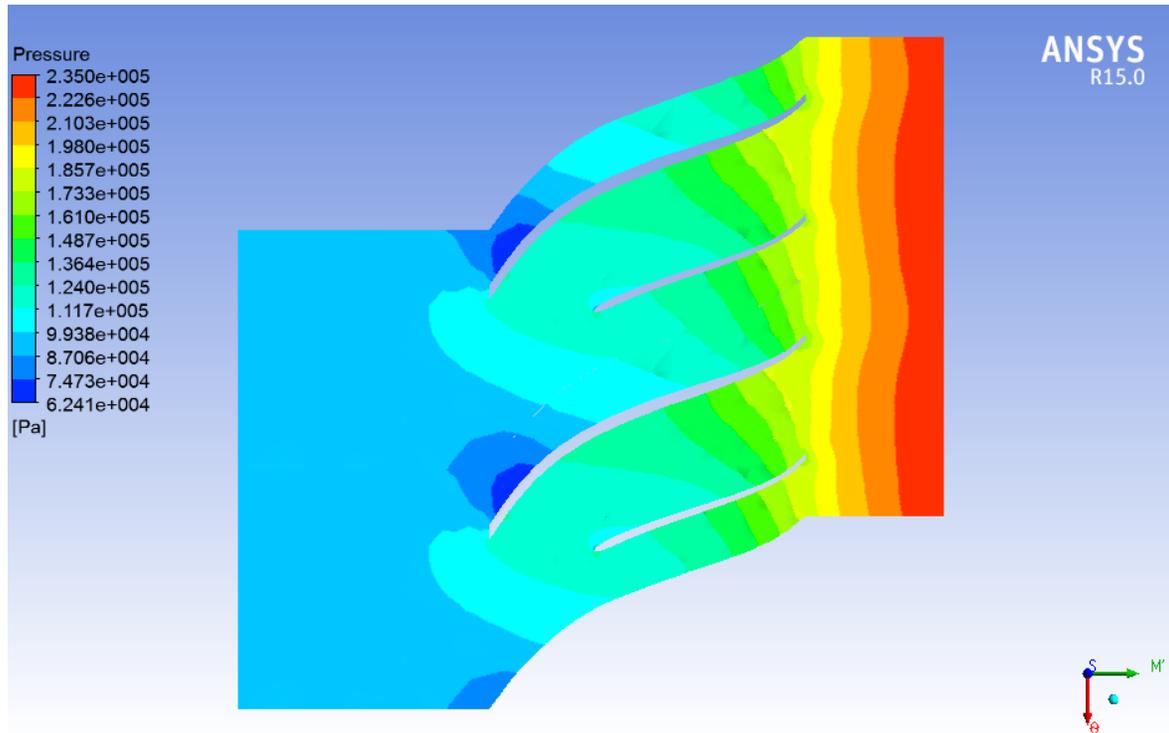


Figura 7.2 Contornos de presión local al 50% de la envergadura de álabe en el compresor.

En dirección perpendicular a la vista álabe-álabe entre el 25 y 75% del espacio entre la maza y la cubierta se observa el mayor cambio en la magnitud de la presión y se presenta en la zona delimitada por la entrada y el inductor; después de que el fluido atraviesa este lugar, los cambios observados en la presión son mínimos.

Al igual que la presión, los campos de densidad y temperatura (Figuras 7.4 y 7.5) presentan un comportamiento similar, elevando drásticamente sus valores desde las condiciones ambientales, respondiendo a las importantes variaciones que se dan y alcanzando su máximo valor a la salida del difusor.

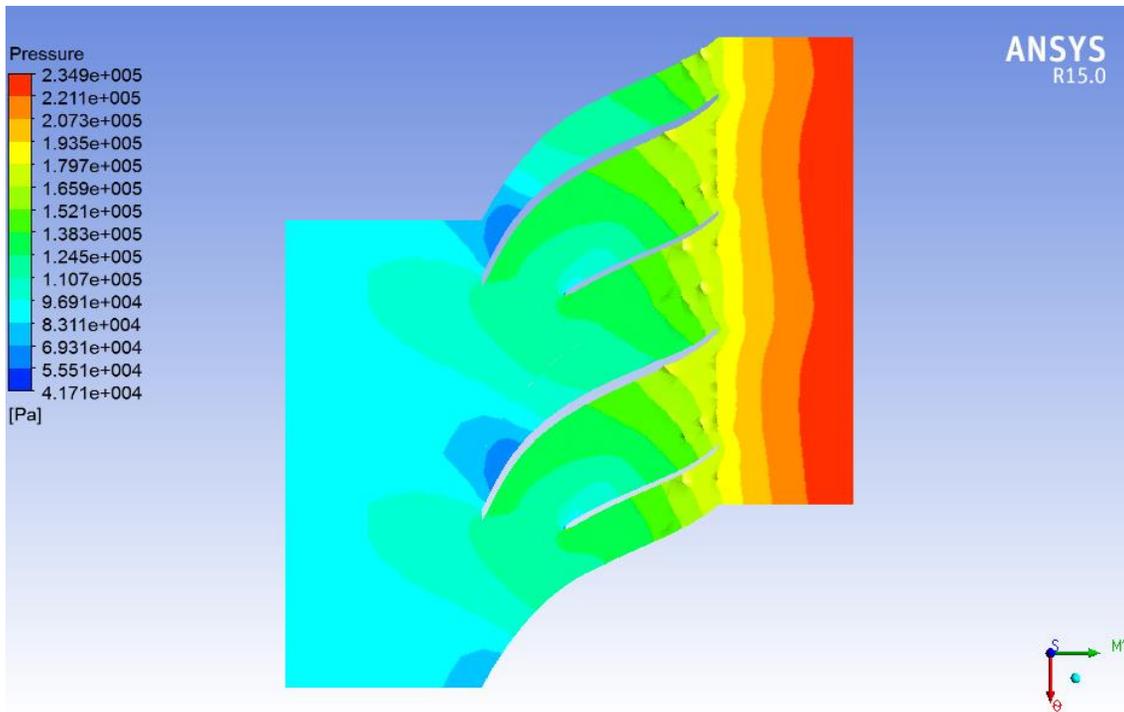


Figura 7.3 Contornos de presión local al 75% de la envergadura de álabe en el compresor.

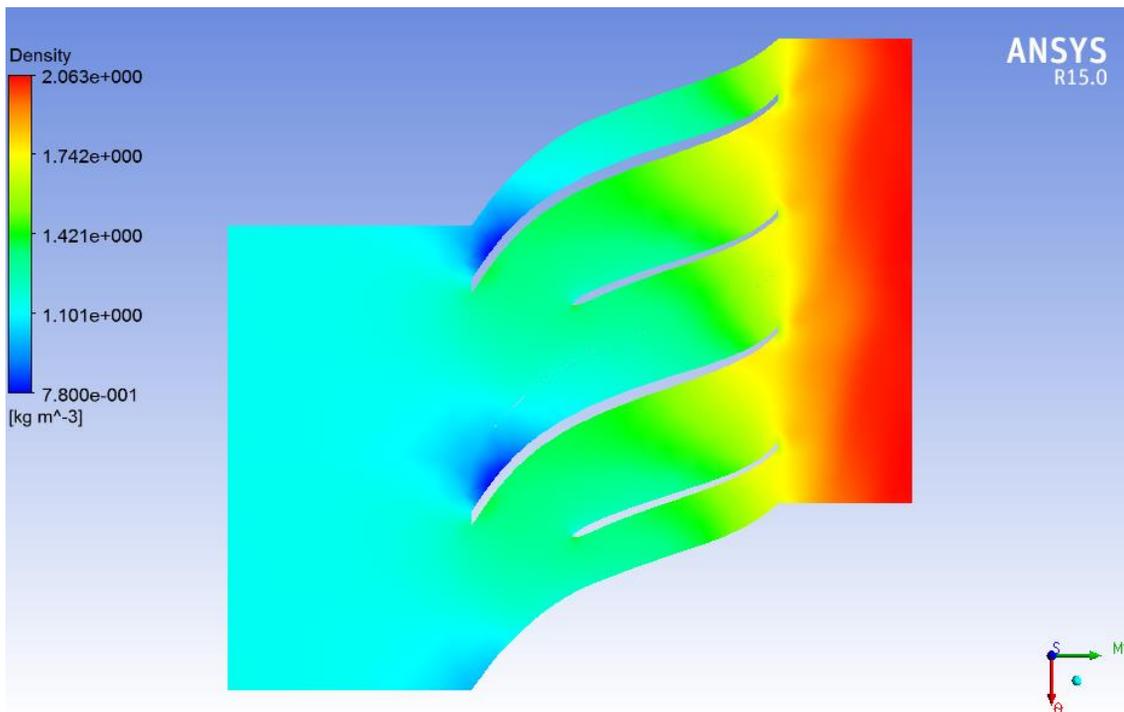


Figura 7.4 Magnitud de la densidad al 50% de la envergadura de álabe en el compresor.

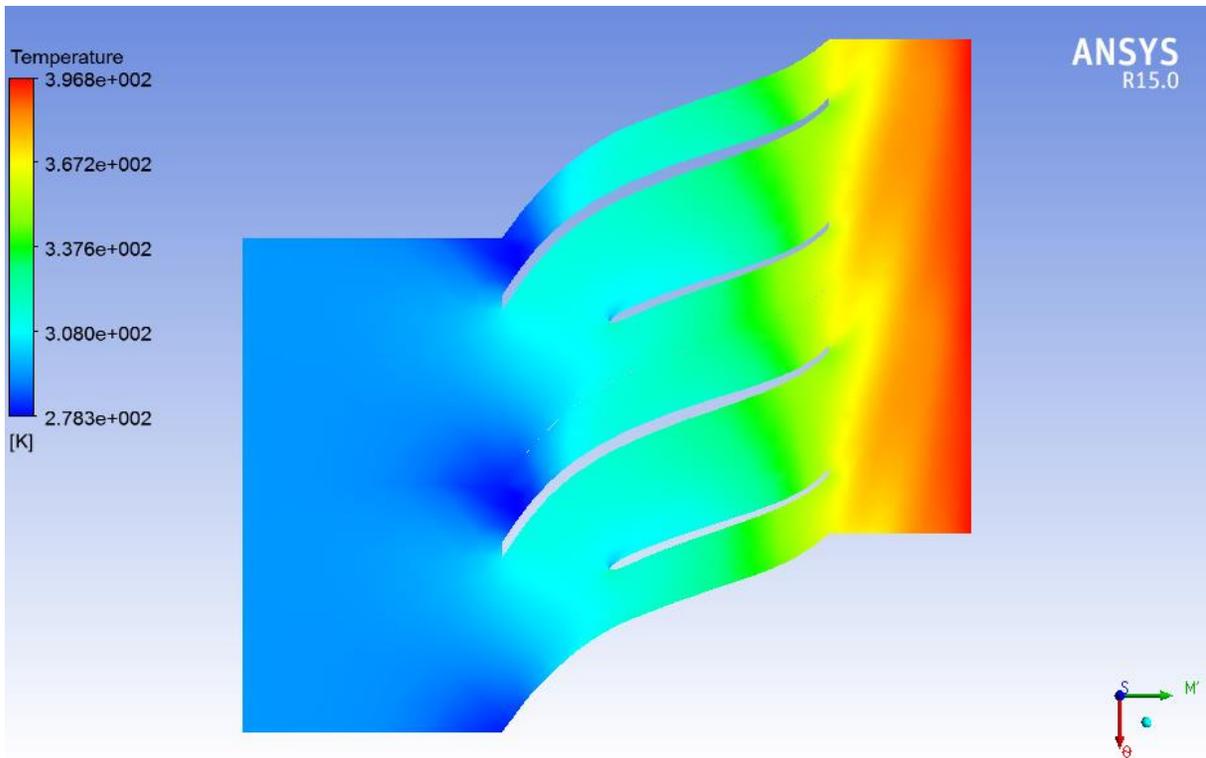


Figura 7.5 Magnitud de la temperatura al 50% de la envergadura de álabe en el compresor.

A continuación se presentan los gráficos de vectores en la vista álabe-álabe, además de los contornos de magnitud en el plano meridional y una vista 3D de la región turbo Figuras 7.6, 7.7 y 7.8).

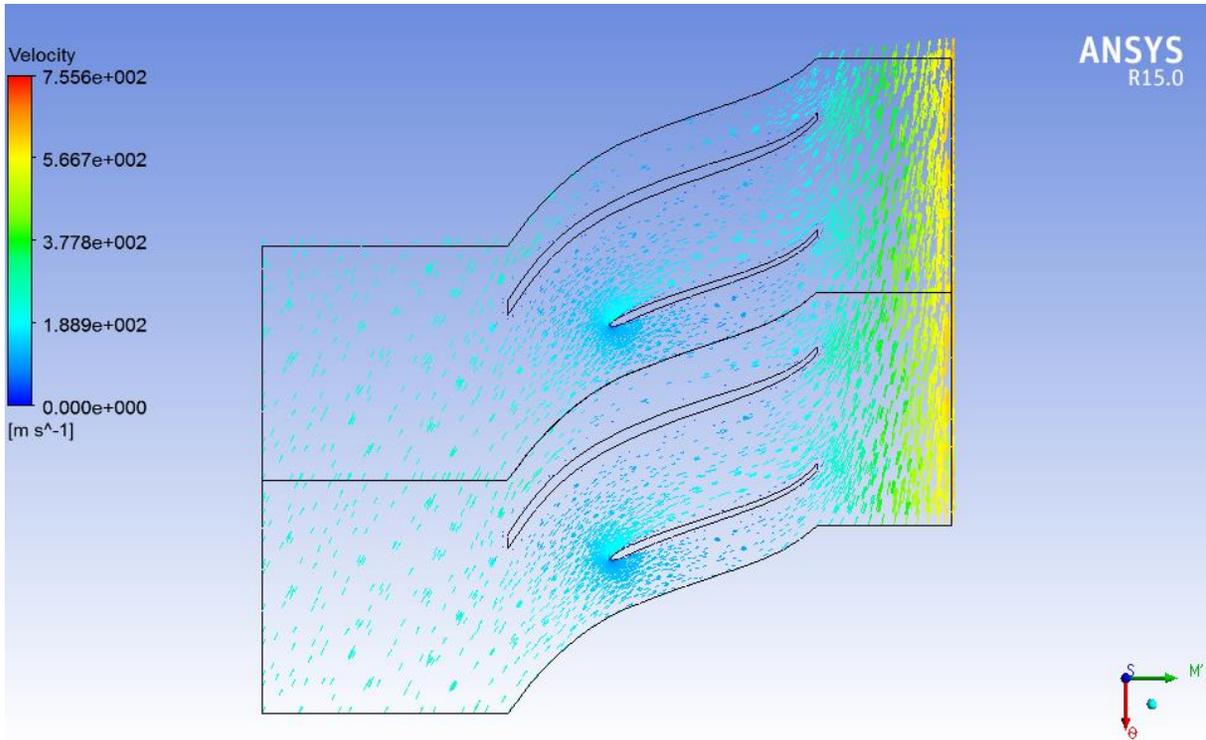


Figura 7.6 Vectores de velocidad en vista álabes-álabes.

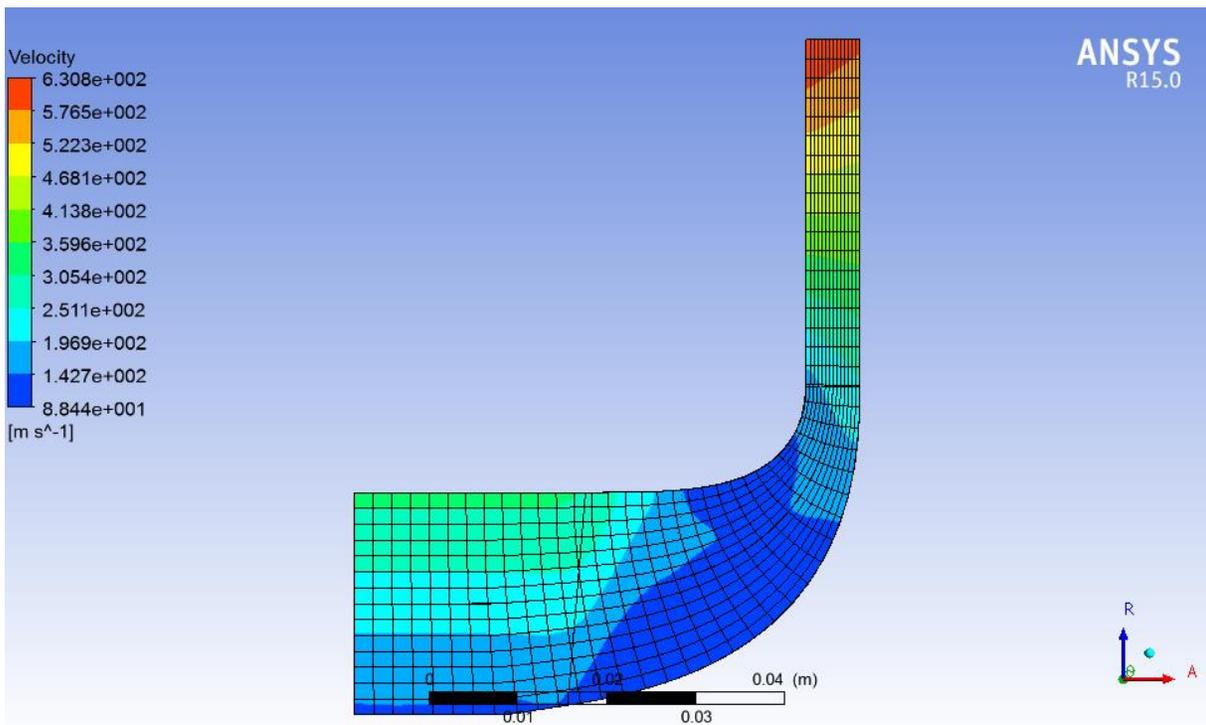


Figura 7.7 Contornos de magnitud de velocidad en el plano meridional.

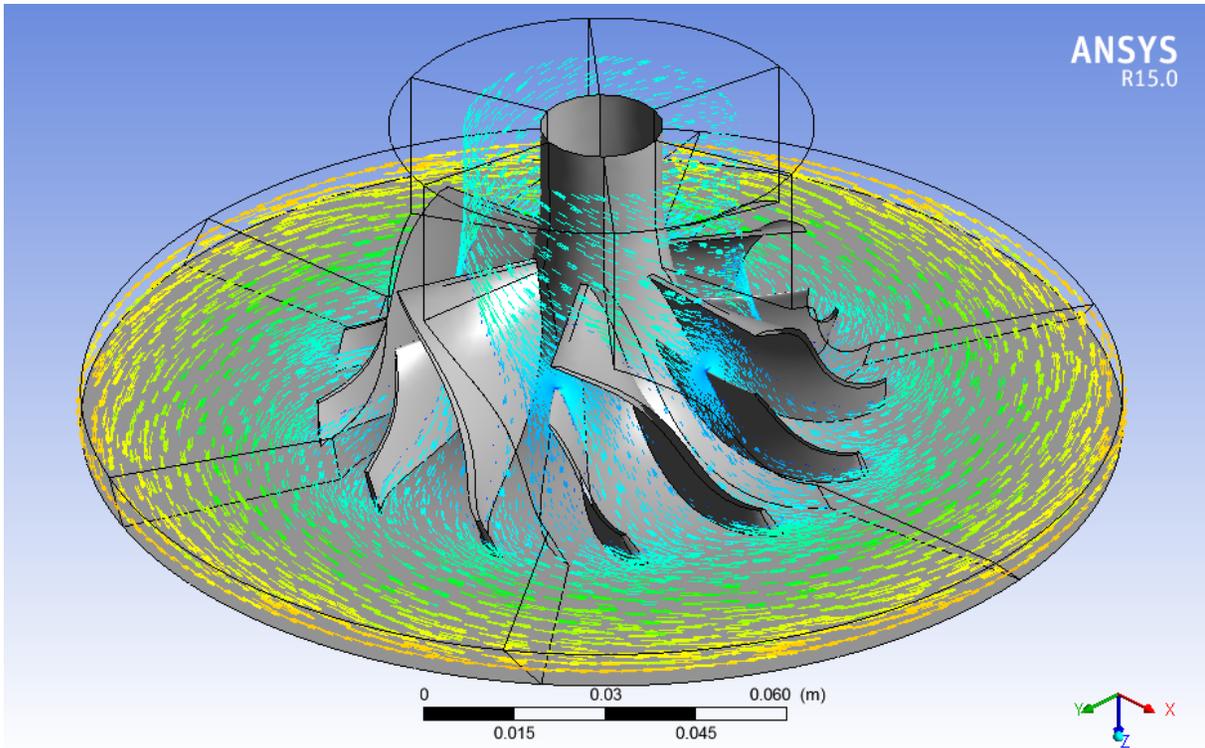


Figura 7.8 Vectores de velocidad en vista 3D.

Como se muestra en las figuras anteriores por medio de los gráficos de vectores se observa claramente que no existen regiones de recirculación del fluido en el punto de máxima eficiencia del compresor centrífugo en el régimen evaluado, de acuerdo al resultado de la simulación. Se confirma además al evaluar las líneas de corriente en la siguiente vista 3D (Figura 7.9).

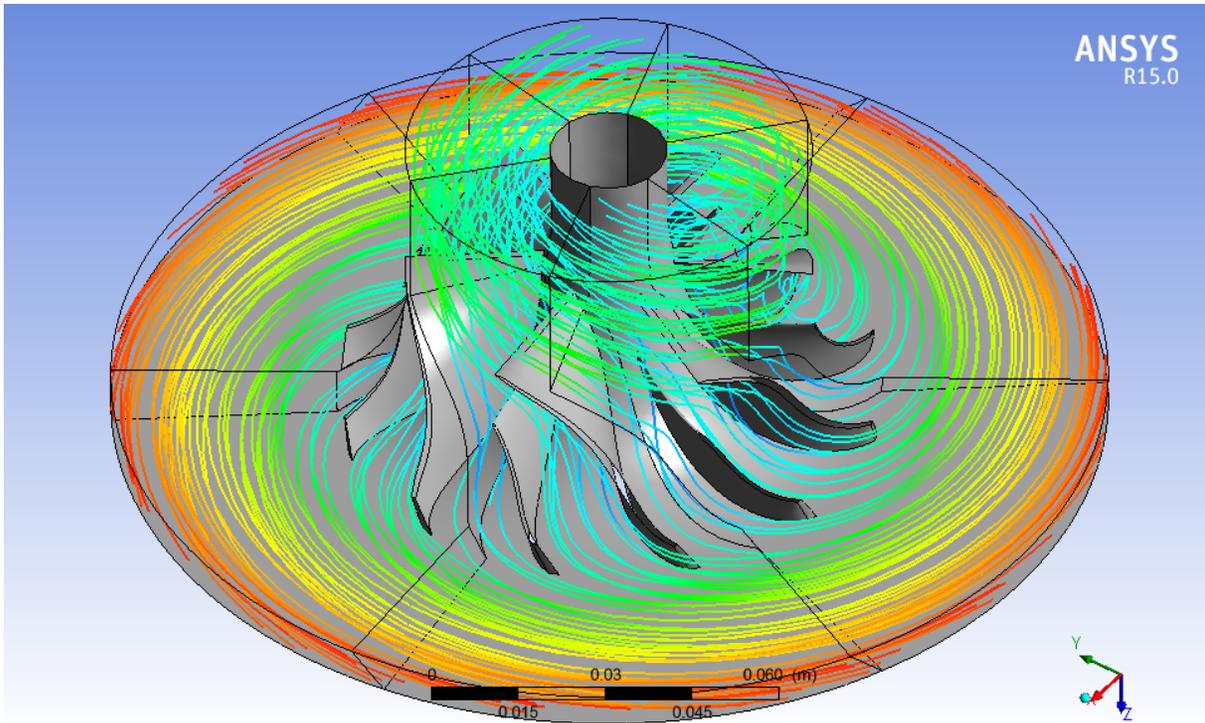


Figura 7.9 Líneas de corriente en vista 3D.

La magnitud del número de Mach observada mediante su gráfico de contornos (Figura 7.10) permite identificar los regímenes de flujo presentes en la operación del turbocompresor. El fluido comienza circulando desde su condición subsónica a la entrada del inductor aumentando su velocidad conforme pasa a través del pasaje entre los álabes, convirtiéndose en transónico a la entrada del difusor para finalmente alcanzar la condición supersónica a la salida del difusor. Sin embargo debido al acabado superficial en los álabes, el fluido queda prácticamente estancado en todo el rededor de los álabes, con excepción del borde de ataque del álabe divisor en donde se minimiza tal condición.

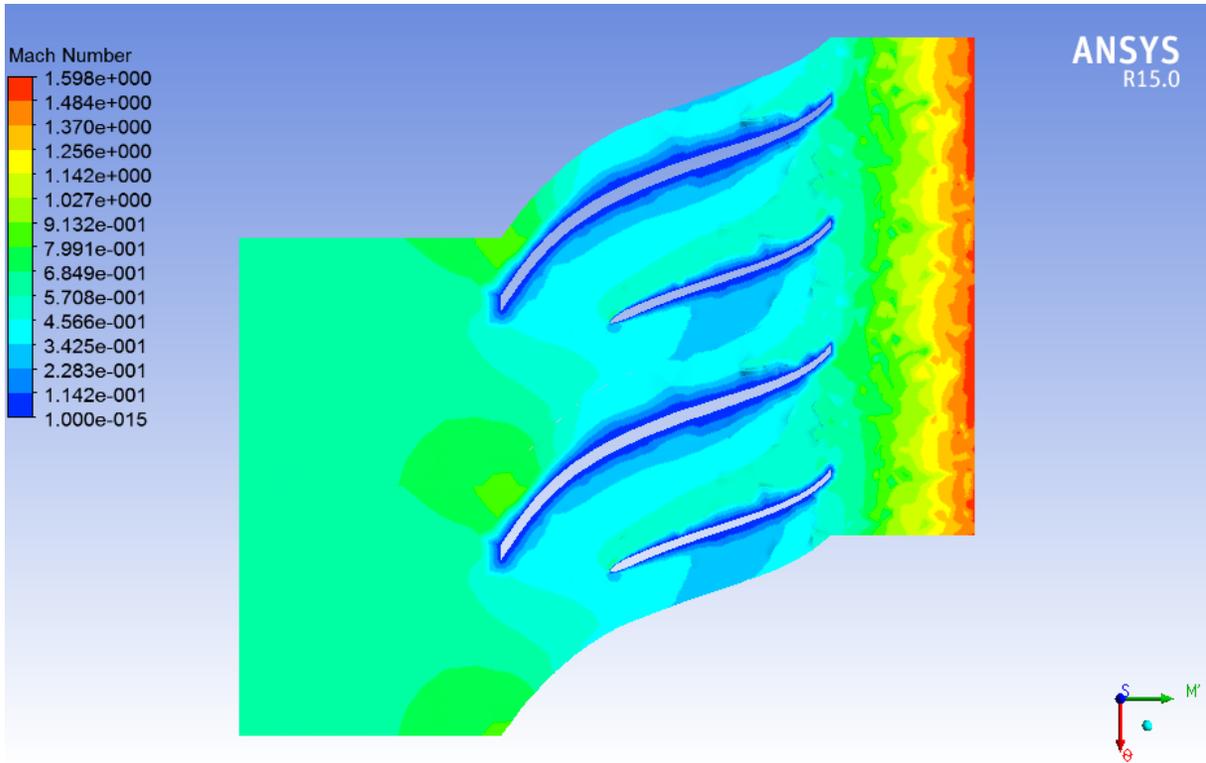


Figura 7.10 Contornos de número de Mach vista álabes-álabes.

En la siguiente figura (número 7.11) se muestran los contornos del número de Mach sobre el plano meridional, lo que permite visualizar que la transición entre los rangos de flujo mencionados anteriormente sucede con mayor rapidez sobre las líneas de corriente en las cercanías de la cubierta. Se infiere que esto ocurre debido al menor recorrido que realiza el fluido en la zona próxima a la cubierta del impulsor y a la inercia con que es impulsado hacia dicha cubierta.

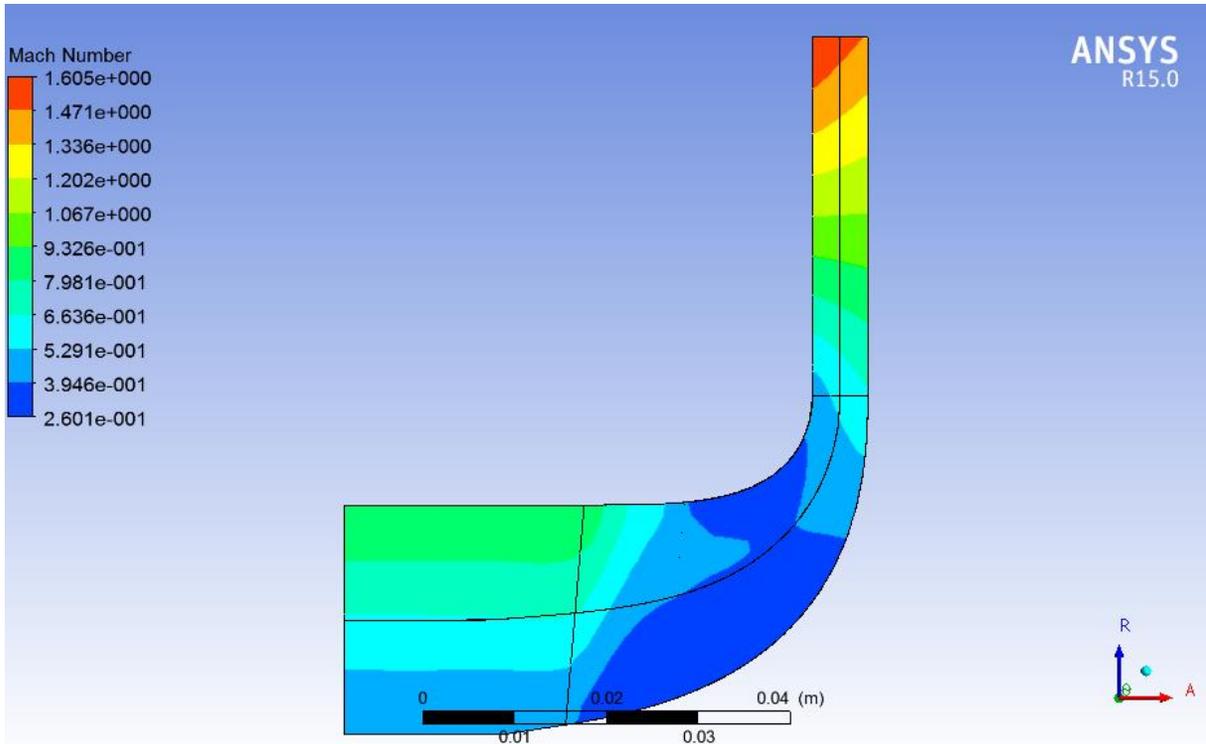


Figura 7.11 Contornos de número de Mach en el plano meridional.

Por otra parte el campo de energía cinética turbulenta (Figura 7.12) permite identificar su punto de mayor intensidad y la zona de influencia por la formación de ésta.

Estos contornos de energía cinética turbulenta nos muestran también que la turbulencia comienza a formarse a partir de que el fluido hace contacto con el borde de ataque del álabe principal y continúa desarrollándose a lo largo del perfil de la cubierta y en una zona reducida que no rebasa la línea media de la envergadura de los álabes, hasta casi llegar a la salida del pasaje entre álabes, para alcanzar su concentración máxima a la salida del difusor en las cercanías de su base.

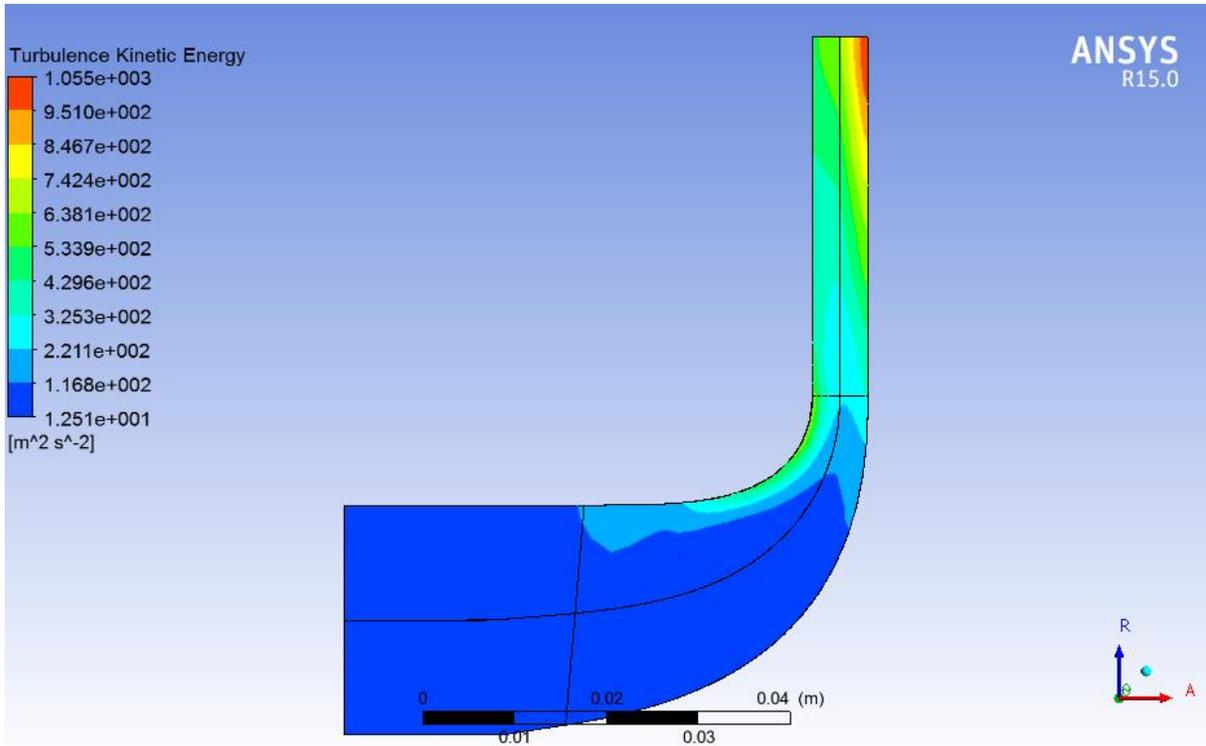


Figura 7.12 Contornos de energía cinética turbulenta sobre el plano meridional.

Un comportamiento similar se registra con la disipación de esta energía cinética de turbulencia, pero además se encuentra que hay un valor alto de disipación en la entrada del difusor, justo cuando el fluido abandona el impulsor a través del extremo superior del borde de salida de los álabes como se muestra en la Figura 7.13.

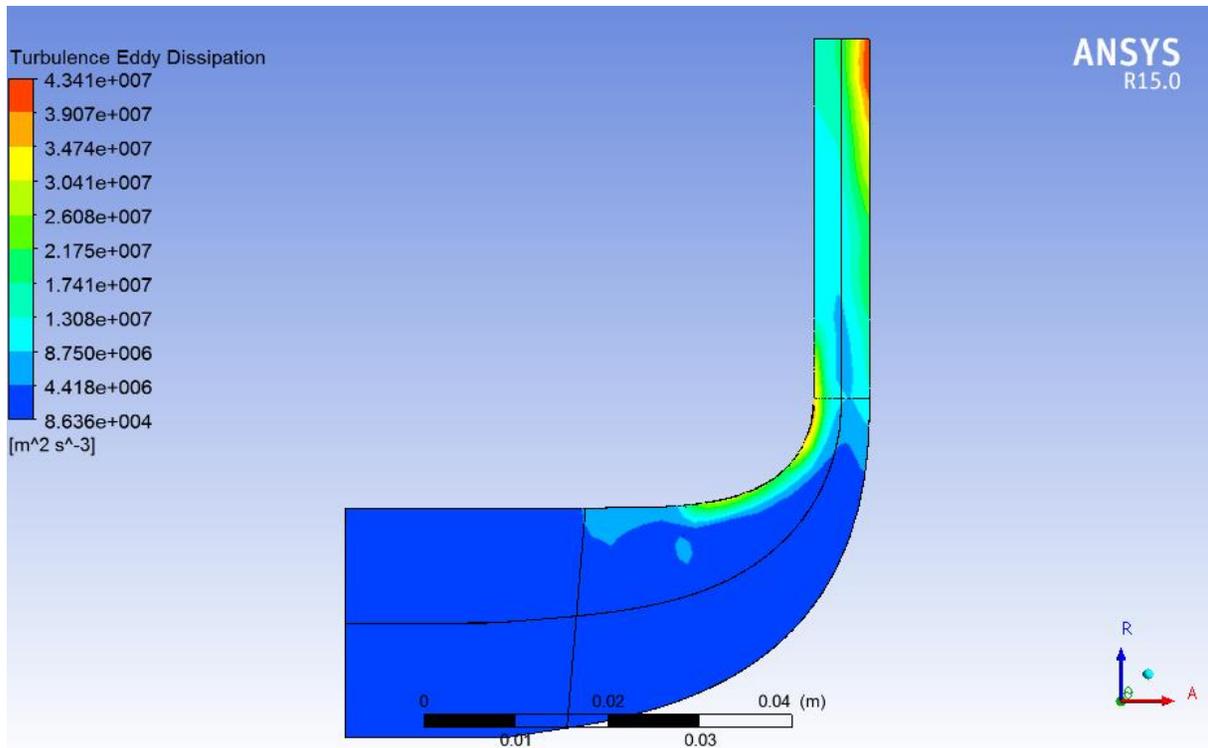


Figura 7.13 Contornos de disipación de la energía cinética turbulenta.

A continuación se resumen los resultados de operación (Tabla 7.1)

Parámetro	Valor	Unidades
Velocidad rotacional	8786.2000	[radian s ⁻¹]
Tasa de flujo másico	0.4000	[kg s ⁻¹]
Presión total de entrada	101353.0000	[Pa]
Temperatura total de entrada	298.1500	[K]
Remolino de entrada	0.0000	[grados]
Gas R	287.0530	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Gas Cp	1004.6900	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Gas (γ) Gamma	1.4000	[-]

Diámetro	0.0940	[m]
Velocidad periférica	412.9620	[m s ⁻¹]
Número de Mach en el extremo	1.1930	[-]
Densidad total de entrada	1.1842	[kg m ⁻³]
Viscosidad dinámica	0.0000	[Pa s]
Coefficiente de flujo	0.0926	[-]
Número de Reynolds	2472000.0000	[-]
Potencia de entrada	46888.8000	[W]
Relación de presión t-t	2.7575	[-]
Relación de presión t-s	2.0132	[-]
Eficiencia Isentrópica t-t %	85.9000	[-]
Eficiencia Isentrópica t-s %	56.5500	[-]
Eficiencia Politrópica t-t %	87.7500	[-]
Eficiencia Politrópica t-s %	60.5300	[-]

Tabla 7.1 Resultados de operación.

7.2 Aerodinámica

Las Figuras 7.14 a 7.16 muestran el desempeño aerodinámico del impulsor las cuales evalúan el número de Mach.

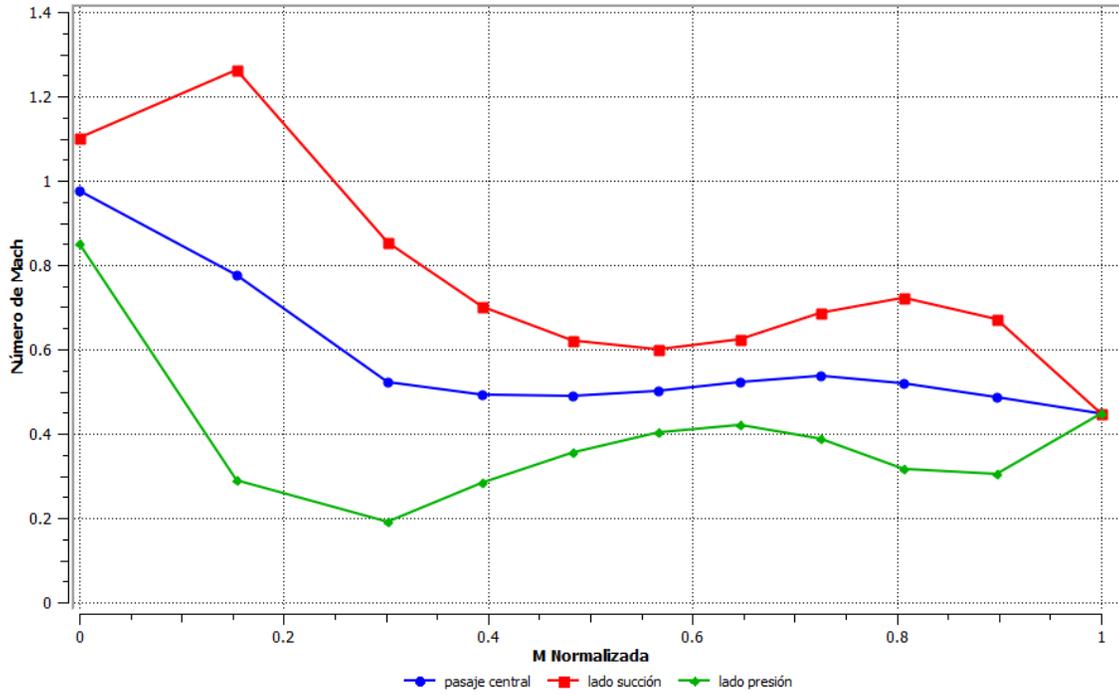


Figura 7.14 Número de Mach sobre la línea de corriente en el extremo.

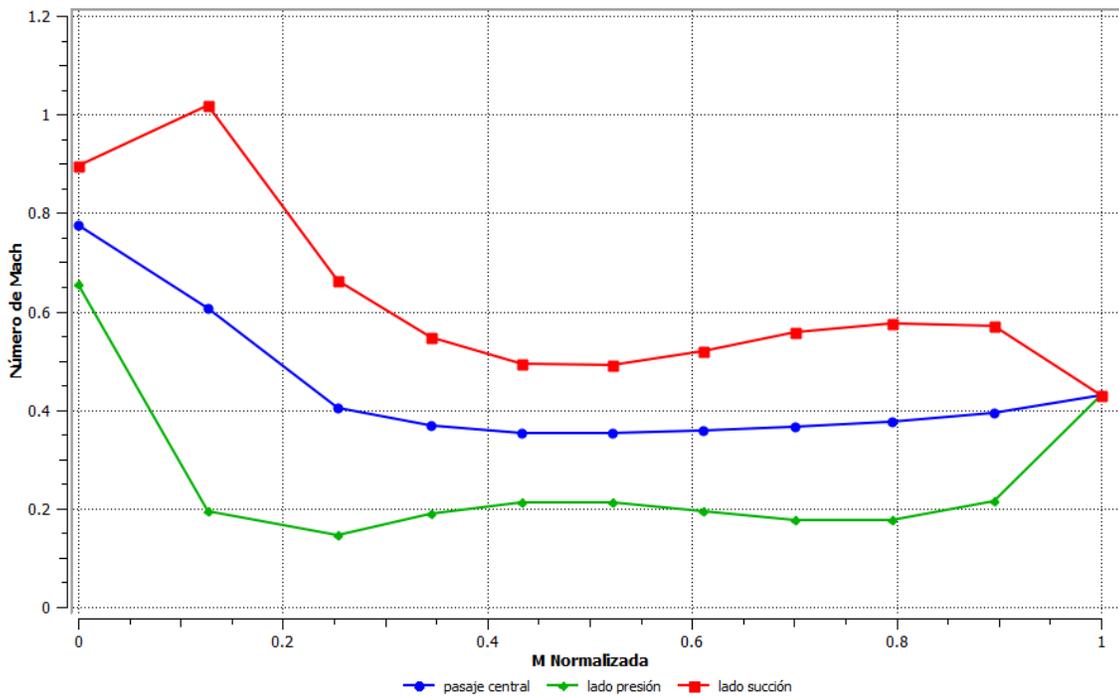


Figura 7.15 Número de Mach sobre la línea de corriente central.

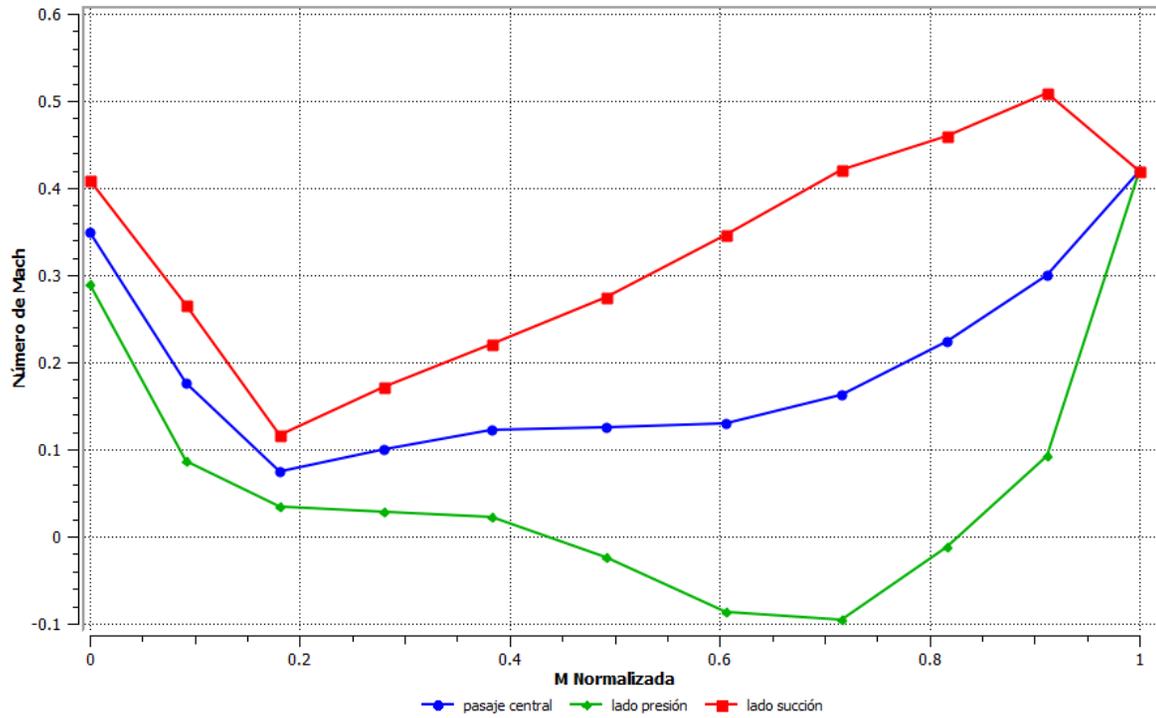


Figura 7.16 Número de Mach sobre la línea de corriente de la maza.

Ahora, las Figuras 7.17 a 7.21 evalúan el comportamiento del flujo con respecto al álabe.

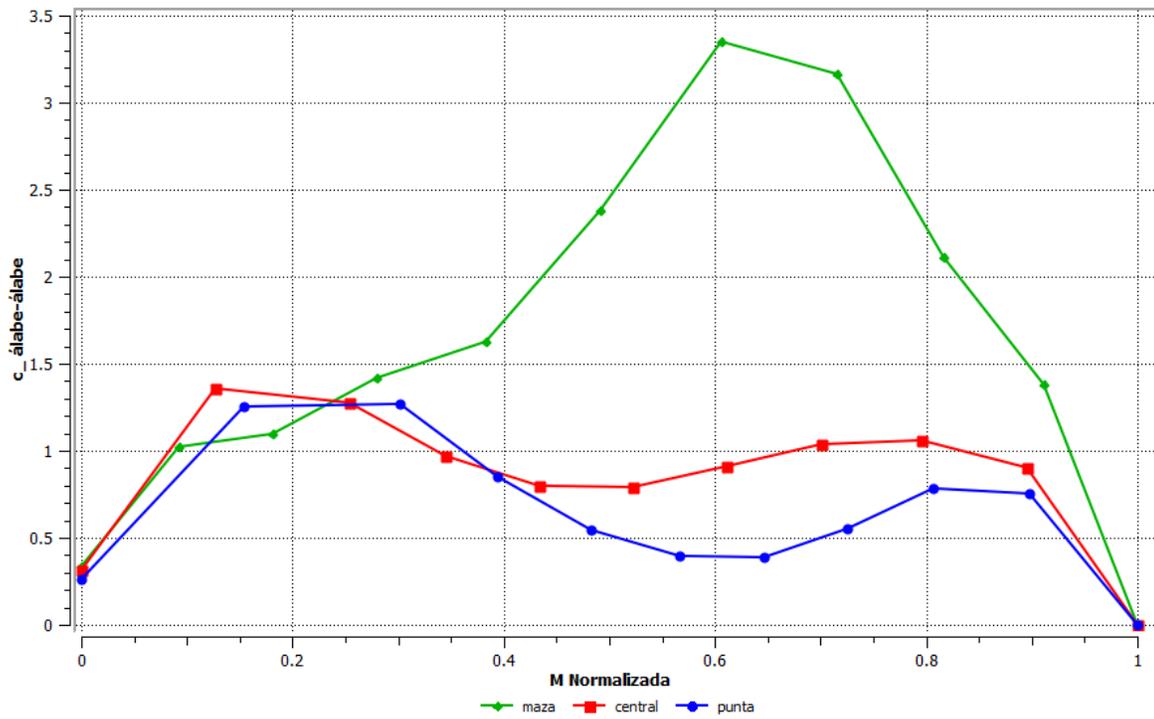


Figura 7.17 Variación Meridional en el parámetro de carga álabes-álabes.

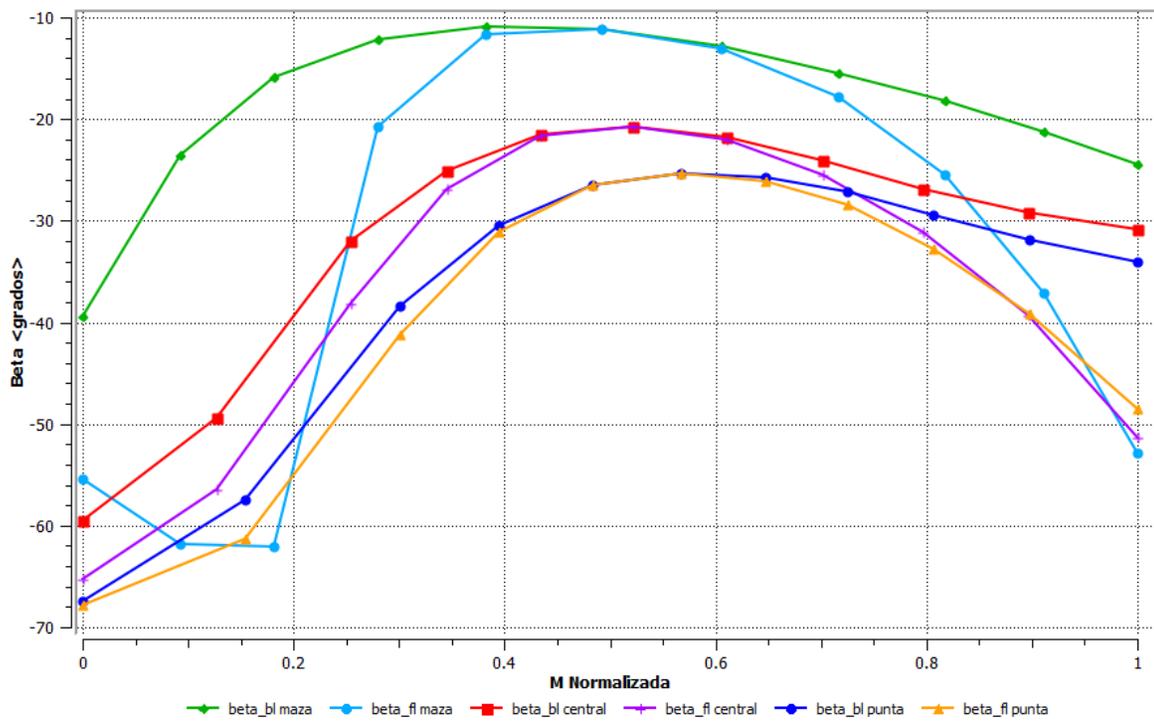


Figura 7.18 Variación meridional en los ángulos Beta de álabes y de flujo.

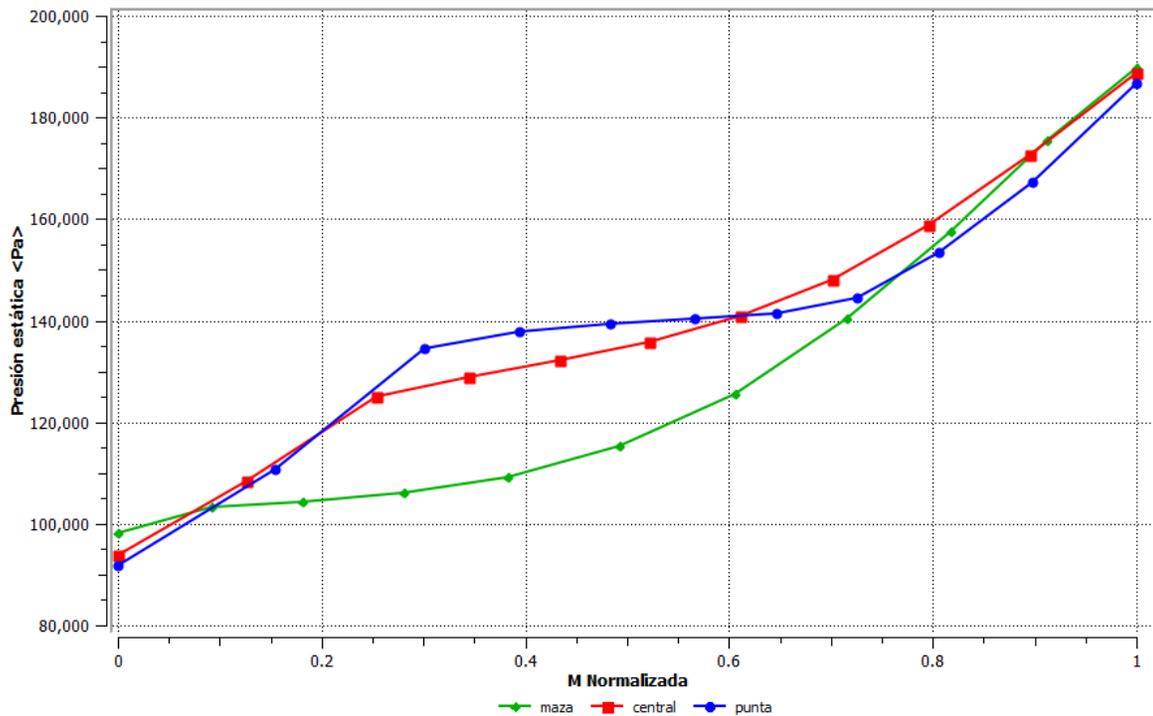


Figura 7.19 Variación meridional en la presión estática.

Debido a que el diseño de un compresor centrífugo está limitado por una serie de consideraciones no aerodinámicas en las que se incluyen el costo, el tamaño total del marco, la inercia de los componentes rotatorios y la durabilidad general. Obtener relaciones de presión elevadas mediante una mayor velocidad en la punta del impulsor dicta el uso de aleaciones de titanio en lugar de aluminio, lo que genera un aumento considerable en el costo. Sin embargo requisitos actuales para las relaciones de presión pueden conseguirse a velocidades de rotación adecuadas para impulsores de aluminio, y la necesidad de cambiar a un material alternativo todavía no es abrumadora. Si la velocidad de la punta del impulsor debe limitarse por consideraciones de esfuerzos, el aumento de la relación de presión sólo se puede lograr por la reducción de la magnitud del ángulo de salida del impulsor. Esto conducirá a una reducción en el rango de operación, lo que podría ser recuperado a través de la aplicación de un remolino positivo en la entrada del impulsor. En ausencia de la capacidad de aumentar la velocidad de punta

del álabe, esto a su vez crea la necesidad de reducir aún más el ángulo de salida en la cuchilla con el fin de lograr la relación de presión deseada. En consecuencia, la aplicación de una prerotación de entrada puede considerarse con el fin de reducir el número relativo de Mach a la entrada y aumentar el rango de operación del compresor.

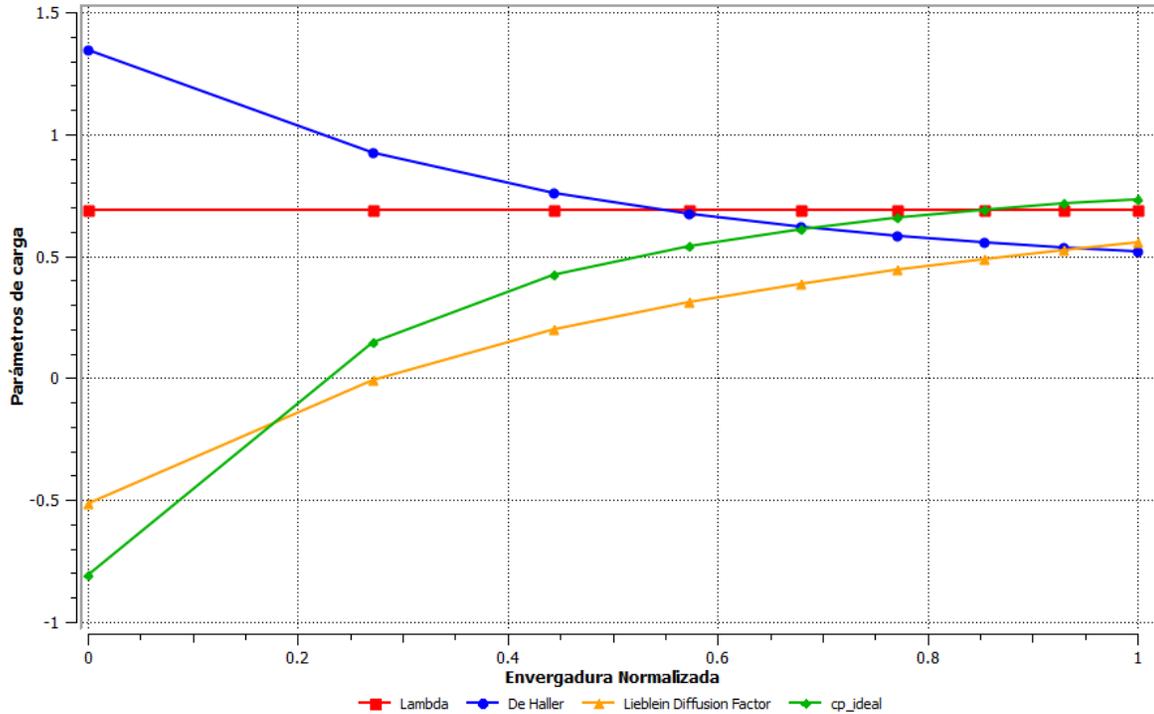


Figura 7.20 Variación de los parámetros de carga a lo largo de la envergadura del álabe.

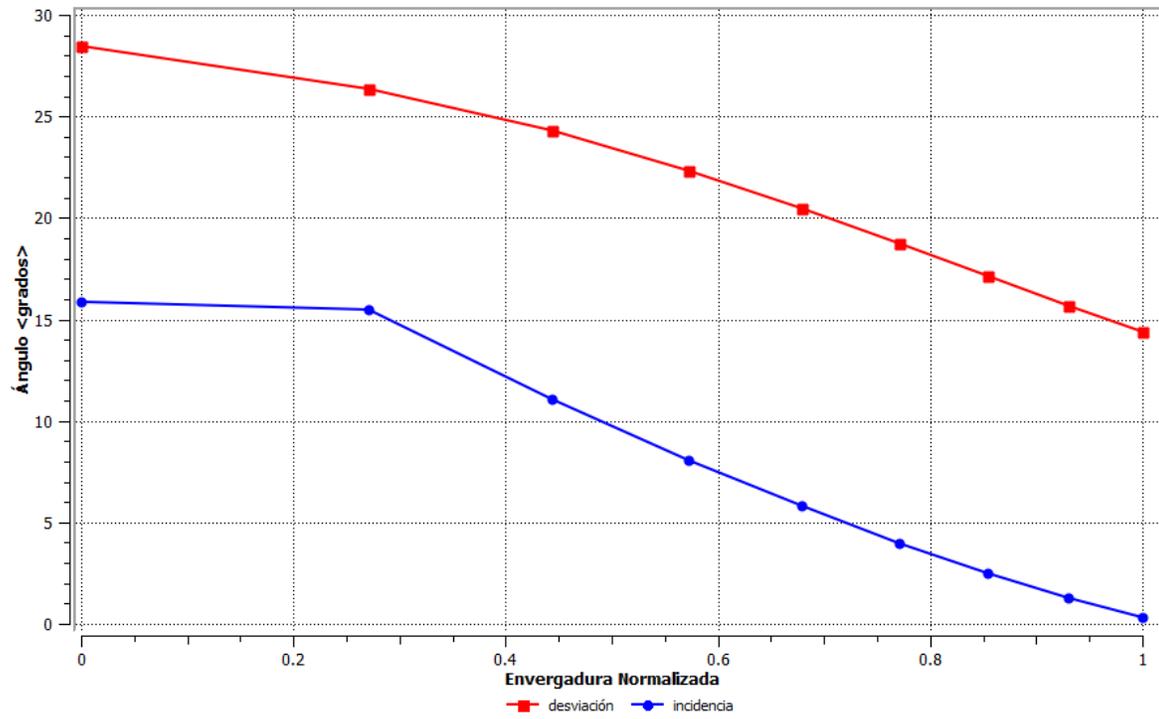


Figura 7.21 Variación de los ángulos de incidencia y desviación a través de la envergadura del álabe.

Conclusiones

Hacer uso de la tecnología de escaneo láser como base en el proceso de modelación de geometría en turbomaquinaria proporciona una gran ventaja respecto a otros métodos en cuanto al costo, el tiempo y la exactitud alcanzada.

El haber obtenido un modelo sólido de gran precisión de los elementos del turbocompresor permitió generar un pasaje fluido entre álabes con todo detalle de modo que el mallado estructurado construido sobre el dominio computacional logra capturar de forma adecuada cada característica de diseño del compresor, logrando realizar el análisis de flujo estacionario cuyos resultados se aproximan de manera muy cercana a los valores de referencia de presión y flujo másico registrados en el mapa del fabricante en el régimen de operación estudiado.

Para el proceso fundamental de discretización, el mallador especializado para turbomaquinaria TurboGrid de Ansys provee plantillas topológicas que brindan una gran capacidad de adaptación manual sobre la compleja geometría de los álabes del rodete, lo que se ve reflejado en el detalle con que la simulación captura el comportamiento del flujo de aire a través del compresor.

Al obtener resultados confiables del análisis de flujo estable por medio de simulación numérica se está en posibilidad de ampliar la zona de estudio a diferentes regímenes de operación del turbocompresor y explorar con cierta facilidad las fronteras de funcionamiento seguro para la turbomáquina.

Como una alternativa seria y muy atractiva a los costosos análisis experimentales, la simulación numérica de flujo resultó bastante efectiva en la caracterización del turbocompresor estudiado en este trabajo. Además deja al descubierto características del flujo que sería hasta el momento prácticamente imposible de medir, comprender y evaluar de forma experimental. Por tanto la Dinámica de Fluidos Computacional resulta ser una herramienta muy poderosa bajo los fundamentos científicos apropiados.

Finalmente, la mejora en el diseño del turbocompresor planteada como parte de los objetivos de esta investigación se podrá llevar a cabo en futuros trabajos a partir de los resultados obtenidos a través de maximizar la eficiencia adiabática total-total, y relación de presión del impulsor en el punto de diseño original, teniendo en cuenta la tasa de flujo másico constante, la velocidad de rotación nominal, y el par casi constante. De tal manera que se recomienda para todo lo anterior realizar la parametrización de la geometría del impulsor conservando constantes los diámetros tanto del inductor como del exductor en lo posible y recurrir a un adecuado algoritmo de optimización para hallar la relación de parámetros más ventajosa por medio de simulación numérica en este caso.

Bibliografía/Referencias

1. F. Payri and J. M. Desantes, eds. Motores de combustión interna alternativos. Reverté, 2011.
2. K. Mollenhauer and H. Tschoeke. Handbook of Diesel Engines. Springer, 2010.
3. J. R. Serrano, F. J. Arnau, V. Dolz, A. Tiseira, and C. Cervelló, "A model of turbocharger radial turbines appropriate to be used in zero-and one-dimensional gas dynamics codes for internal combustion engines modelling". In: Energy Conversion and Management 49.12 (2008), pp. 3729-3745.
4. J. Galindo, J. R. Serrano, H. Climent, and A. Tiseira, "Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines". In: Experimental Thermal and Fluid Science 32.3 (2008), pp. 818-826.
5. Escobar, J. "Turbine Engine History", Aircraft Maintenance Technology Magazine, April, 2006.
6. <http://www.3kwarner.de/es/products/turbochargerHistory.aspx>
7. Damian Kuiper, "TURBOCHARGER DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS PART 1 OF 2 (Compressor Analysis)". Proceedings of the Gas Machinery Research Council; Gas Machinery Conference 2007. October 1-3, 2007 - Dallas Texas.
8. Ivaldi, E., "New Generation of Gasoline Engine: The Real Engines Diesel Challenge" Conference Thiesel 2006, Valencia September 2006.
9. R. A. Tough, A. M. Tousi, J. Ghaffari. "Improving of the micro-turbine's centrifugal impeller performance by changing the blade angles". ICCES, vol.14, no.1, pp.1-22. Copyright © 2010 ICCES.
10. F. Payri, J. Galindo, J. R. Serrano, F. J. Arnau. "Analysis of Numerical Methods to Solve One-Dimensional Fluid-Dynamic Governing Equations under Impulsive Flow in Tapered Ducts". International Journal of Mechanical Sciences Volume 46, Issue 7, July 2004, pp. 981-1004.
11. Turbocompresores de Geometría Variable. Estudio y Diseño Mario Ortega Alvear. ISBN: 84-7897-568-3. RA-MA Editorial, 2004 Madrid España.
12. Schlichting, H., "Boundary Layer Theory," Seventh Edition, McGraw-Hill, New York, 1979
13. Aghaei tog R., Tousi A. M., "Design and CFD Analysis of Centrifugal Compressor for a Microgasturbine", Journal of Aircraft Engineering and Aerospace Technology, Emerald, London, Vol 79/ 2/07 issue (March/April 07), 2007.

14. Roe, P. L., "Discrete Models for the Numerical Analysis of Time-Dependent Multidimensional Gas Dynamics," NASA Contract Report CR-172574, Mar. 1985.
15. Pulliam, H. P. and Steger, J. L., "Implicit Finite-Difference Simulations of Three-Dimensional Compressible Flow," AIAA Journal, Vol. 18, pp. 159-167, Feb. 1980.
16. Rivera, C. J., "Numerical Simulation of Dynamic Stall Phenomena in Axial Flow Compressor Blade Rows," Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Aug. 1998.
17. A.N. Kolmogorov, "The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for very large Reynolds numbers", Doklady Akademii Nauk SSSR Proceedings of the Academy of Sciences of the USSR, Vol. 30, pp. 299-303, (1941).
18. T. Poinso y D. Veynante, "Theoretical and Numerical Combustion", 2nd Ed. Edwards, Philadelphia, (2005).
19. J.H. Ferziger y M. Peric, "Computational Methods for Fluid Dynamics", Springer - Verlag, Berlin, (2002).
20. D.C. Wilcox, "Turbulence Modeling for CFD", DCW Industries, Inc., (1998).
21. A. Favre, "Statistical equations of turbulent gases", Problems of hydrodynamics and continuum mechanics, SIAM, Philadelphia, pp. 231-266, (1969).
22. J. Boussinesq, "Théorie de l'Écoulement Tourbillant", Mem. Présentés par Divers Savants Acad. Sci. Inst. Fr., Vol. 23, pp. 46-50, (1877).
23. L. Prandtl, "Investigations on turbulent flow", Zeitschrift fur angewandte Mathematik und Mechanik, Vol. 5, p. 136, (1925).
24. B.S. Baldwin y H. Lomax, "Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows", AIAA Paper, pp. 78-257, (1978).
25. P.S. Granville, "Baldwin-Lomax factors for turbulent boundary layers in pressure gradients", AIAA Journal, Vol. 25, No. 12, pp. 1624-1627, (1987).
26. A.M.O. Smith y T. Cebeci, "Numerical solution of the turbulent boundary layer equations", Douglas aircraft division report DAC 33735, (1967).
27. B.S. Baldwin y T.J. Barth, "A one-equation turbulence transport model for high Reynolds number wall-bounded flows", NASA TM 102847, (1990).
28. P.R. Spalart y S.R. Allmaras, "A one-equation turbulence model for aerodynamic flows", AIAA Paper, pp. 92-0439, (1992).
29. P.R. Spalart y S.R. Allmaras, "A one-equation turbulence model for aerodynamic flows", La Recherche Aérospatiale, No. 1, pp. 5-21, (1994).

30. W.P. Jones y B.E. Launder, "The prediction of laminarization with a 2-equation model of turbulence", International Journal of Heat and Mass Transfer, No. 15, p. 301, (1972).
31. V. Yakhot y S.A. Orszag, "Renormalization Group Analysis of Turbulence: 1. Basic Theory", Journal of Scientific Computing, Vol. 1, pp. 3-51, (1986).
32. V. Yakhot, S.A. Orszag et al., "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", Physics of Fluids A, Vol. 4, pp. 1510-1520, (1992).
33. D.C. Wilcox, "Re-assessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models", AIAA Journal, Vol. 26, No. 11, pp. 1299-1310, (1988).
34. F.R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", AIAA Journal, Vol. 32, pp. 269-289, (1994).
35. P. Durbin, "Separated flow computations with the $k-\varepsilon-\overline{v^2}$ model", AIAA Journal, Vol. 33, pp. 659-664, (1995).
36. M. Popovac y K. Hanjalic, "Compound wall treatment for RANS computation of complex turbulent flows and heat transfer, Flow, Turbulence and Combustion", DOI 10.1007/s10494-006-9067-x, (2007).
37. B.E. Launder, G.J. Reece y W. Rodi, "Progress in the development of a Reynolds-stress turbulent closure", Journal of Fluid Mechanics, Vol. 68, No. 3, pp. 537-566, (1975).
38. Gabriel Fernando García Sánchez, Jorge Luis Chacón Velasco, Arlex Chaves Guerrero, "Modelling of combustion in Diesel engines: a review of the state of the art". Grupo de Investigación en energía y Medio Ambiente - GIEMA, CICT-Energías, Universidad Industrial de Santander (UIS), Cra 27 Calle 9, Bucaramanga Colombia.
39. TURBO-MACHINERY DYNAMICS Design and Operation, A. S. Rangwala, McGRAW-HILL MECHANICAL ENGINEERING SERIES 2005, United States of America, 0-07-145369-5, eBook 0-07-146704-1, DOI: 10.1036/0071467041.
40. Liu, Y. and Vinokur, M., "Upwind Algorithms for General Thermo-Chemical Nonequilibrium Flows," AIAA Paper 89-0201, Jan. 1989.
41. Turbocharger Design & Analysis Solutions, Bill Holmes, Brad Hutchinson. Detroit, October 2012. Automotive Simulation World Congress.
42. Màquines tèrmiques motoras. Jesús Andrés Álvarez Flórez. ed. Ismael Callejón Agramunt, ed. Alfaomega 2005 Edicions UPC, S.L. Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, España, ISBN 84-8301-644-3.
43. Kindl, H., Schorn, N., Schulte, H., Serrano, J.R., Margot, X., Tiseira, A., "Influence of Various Compressor Inlet Designs on Compressor Performance", 9th Supercharging Conference, 2004 Dresden Germany.

44. Luján, J.M, Serrano, J.R., Arnau, F., Dolz, V., "Heat Transfer Model to Calculate Turbocharged HSDI Diesel Engine Performance", SAE-2003-01-1066, 2003.
45. Onorati, A., Ferrari, G., D'Errico, G., "Fluid Dynamic Modeling of the Gas Flow Chemical Spacie Transport through the Exhaust Manifold of a Four Cylinder SI Engine", SAE 1999-01-557.
46. B. Schweizer and M. Sievert. Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines, Journal of Sound and Vibration, (2009).
47. V. Ramamurti, D.A. Subramani and K. Sridhara. Free Vibration Analysis of a Turbocharger Centrifugal Compressor Impeller, Elsevier Science Ltd, (1995).
48. BANCO DE PRUEBAS PARA UN TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO HOLSET HT3B. MEMORIAS DEL XVIII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM 19 al 21 DE SEPTIEMBRE, 2012 SALAMANCA, GUANAJUATO, MÉXICO.
49. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. THE FINITE VOLUME METHOD. Second Edition. H K Versteeg and W Malalasekera. Pearson, Prentice Hall. ISBN 978-0-13-127498-3.
50. C.A.J. Fletcher. Computational Techniques for Fluid Dynamics 1. Fundamental and General Techniques. Second Edition. Springer-Verlag. ISBN 0-387-53058-4.
51. Klaus A. Hoffmann & Steve T. Chiang COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS. Vol. 1, 4th Edition. Engineering Education System™, P.O. Box 20078 Whichita, KS, USA. ISBN 0-9623731-0-9.
52. Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, S. L. Dixon, B.Eng., Ph.D. FOURTH EDITION in SI/METRIC UNITS, Butterworth-Heinemann. A division of Reed Educational and Professional Publishing Ltd. A member of the Reed Elsevier plc group. 1998, Madras, India. ISBN 0 7506 7059 2.
53. Turbomachinery Design and Theory, Rama S. R. Gorla, Aijaz A. Khan. USA, 2003 by Marcel Dekker, Inc. ISBN: 0-8247-0980-2.
54. Roe, P. L., "Some Contributions to the Modeling of Discontinuous Flows," Large-Scale Computations in Fluid Mechanics, Edited by B. E. Engquist, S. Osher and R. C. J. Somerville, Vol. 22, Pt. 2, Lectures in Applied Mathematics, ASME, Providence, RI, pp. 163-193, 1985.

Anexo

ANSYS Turbo System

A.1 Introducción

El portafolio de ANSYS incluye herramientas líderes en la industria para la simulación de fluidos y mecánica, así como algunas aplicaciones de propósito especial desarrolladas específicamente para la industria de Turbomaquinaria. En esta breve presentación, y a manera de tutorial, se presenta a las herramientas que componen el Sistema de Turbo ANSYS CFX (Figura A.1) que son las que se usan para la simulación numérica en esta investigación, con la finalidad de familiarizarse con el flujo de trabajo del proceso. Los componentes de software que se van a introducir incluyen ANSYS BladeModeler, que se utiliza para crear y modificar la geometría del álabe; ANSYS TurboGrid, para la generación de malla de componentes alabeados; ANSYS CFX, para la simulación CFD; y ANSYS Mechanical, para la simulación FEA. Mediante la plataforma ANSYS Workbench que posee una innovadora visión esquemática de los proyectos la cual combina el proceso completo de simulación, además de conectividad CAD bidireccional, un potente mallado altamente automatizado, un mecanismo de actualización a nivel de proyectos, gestión de parámetros generales y herramientas de optimización integradas, la plataforma ANSYS Workbench proporciona una ventaja sin precedentes, permitiendo el desarrollo de productos impulsados por la simulación.

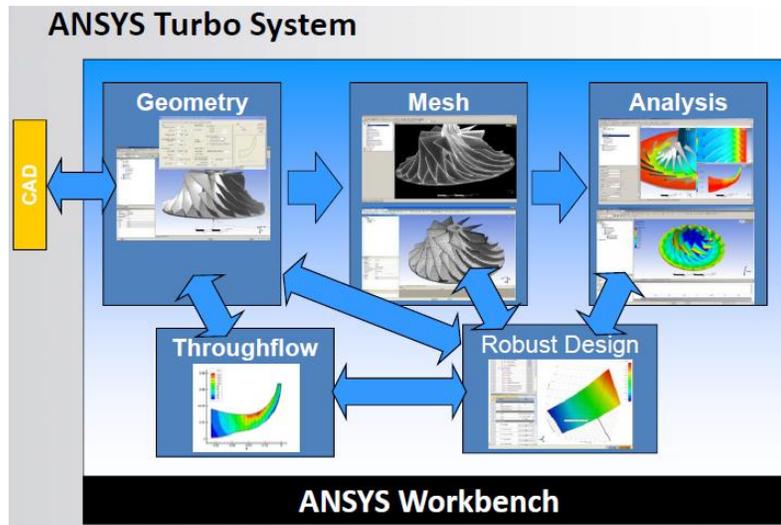


Figura A.1 Características de ANSYS Turbo System.

A.2 Análisis del compresor del turbocompresor

A.2.1 Metodología

- Pre CFD
 - Comience con la geometría que cumpla con las especificaciones de diseño
 - Desde Vista CCD, CCM, TF y BladeModeler
- Análisis sólo del impulsor
 - El impulsor es el corazón del sistema de compresión (Comprenderlo primero)
 - Rendimiento general: cuán bueno puede ser, ¿puede ser mejor?
 - Naturaleza del flujo, fortalezas y debilidades
 - ¿Qué factores afectan el rendimiento? ¿Predicciones?
- El sistema entero
 - Análisis impulsor-difusor-voluta
 - Análisis únicamente de la voluta...¿útil?
- Post-procesamiento
 - Cuantitativo y cualitativo

A.2.2 Geometría

- Diseño 1D desarrollado en VISTA CCD
 - Basado en prescritos de servicio, restricciones de diseño
- Geometría del impulsor
 - VISTA CCD, CCM → BladeModeler → VISTA TF
 - Haga los ajustes de acuerdo a las limitaciones de los paquetes, reglas de diseño, enfoque etc.
 - Trayectoria meridional
 - Perfil del álabe/espesor
 - Maza/cara posterior
 - Espacio libre de la punta
- Geometría de la voluta
 - Diseño basado en la hoja de cálculo
 - Enfoque en la conservación de masa + momento angular (vórtice libre)
 - Conducir una geometría DesignModeler parametrizada

A.2.3 Requisitos de Diseño del Compresor

En la Tabla A.1 se muestran los requerimientos típicos de diseño para un compresor, los cuales se busca satisfacer de la manera más eficiente posible.

Parámetro	Valor
Diámetro	[mm]
Número de álabes completos y divisores	[-]
Temperatura de entrada	[K]
Presión de entrada	[kPa]
Tasa de flujo másico	[kg/s]
Relación de presión	[-]
Velocidad en el extremo	[m/s]
Velocidad del eje	[rpm]

Tabla A.1 Requisitos de diseño del compresor.

Se necesita conocer el flujo específico alto del impulsor con su relación de radios para el difusor con o sin paletas; por ejemplo, la capacidad típica de un motor a gasolina es 1.6 l. Además un punto de operación medio del mapa.

A.2.4 Dimensionamiento inicial

- Vista CCD se utiliza para crear una geometría a partir de los requisitos de diseño. A través de la interfaz, el usuario alimenta tales requisitos en las pestañas de Datos Aerodinámicos y de Servicio, Propiedades del Gas y Geometría (Figura A.2).

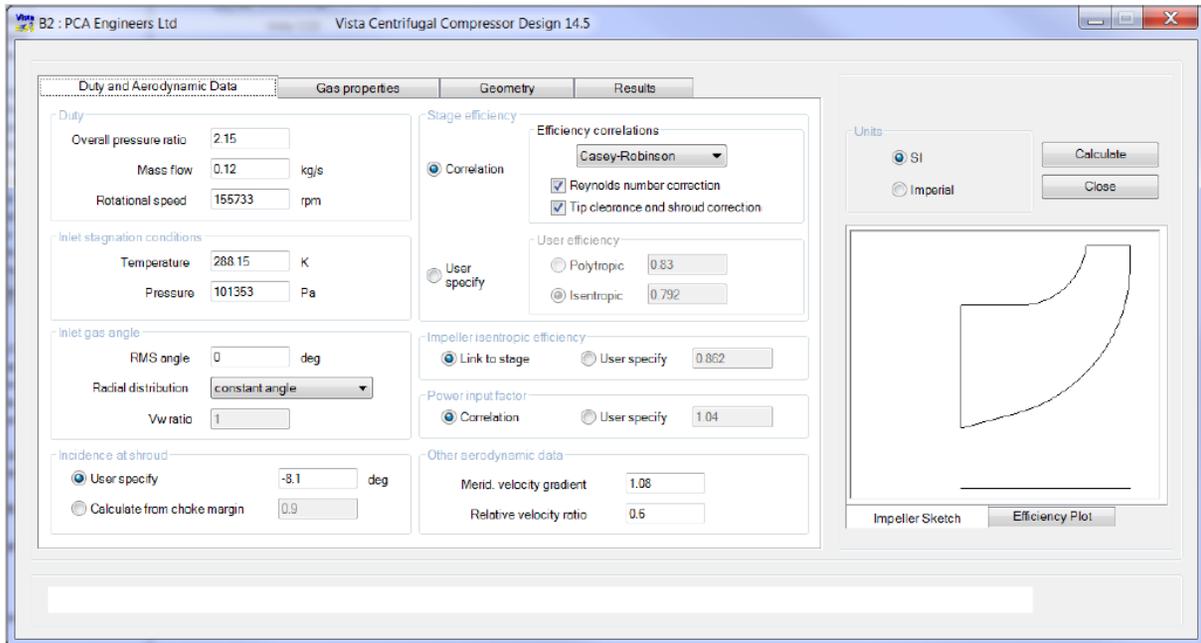


Figura A.2 Vista CCD, pestaña de datos aerodinámicos y de servicio.

A.2.5 Vista CCD: Salida

- Iterar en CCD para lograr el diseño preliminar aceptable, evaluando los resultados en cada cálculo (Figura A.3).

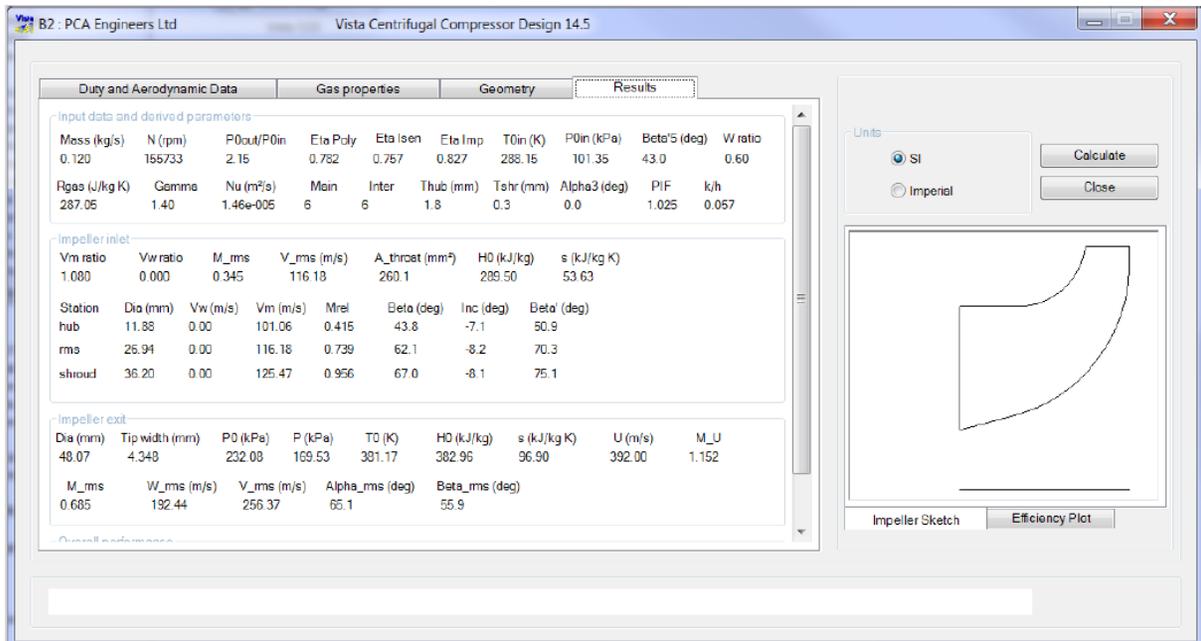


Figura A.3 Vista CCD, pestaña de resultados y bosquejo del impulsor.

A.2.6 Vista CCM: Entrada

- Vista CCM se utiliza para crear un mapa preliminar del compresor. Esto permite visualizar de manera rápida el comportamiento del diseño actual (Figura A.4).

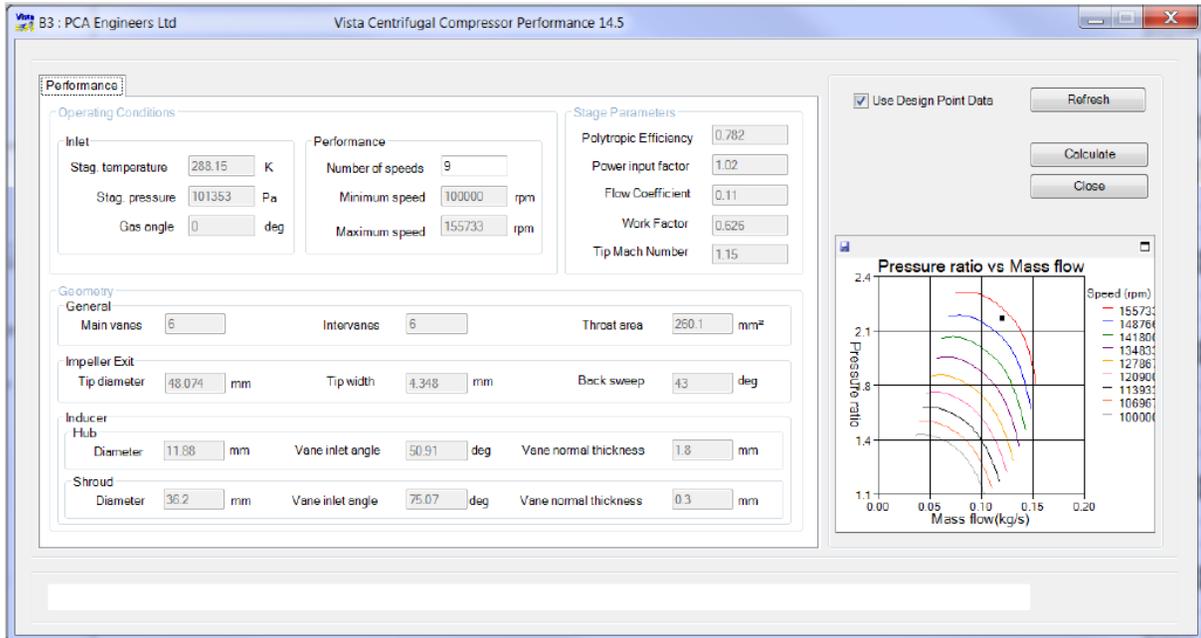


Figura A.4 Vista CCM, pestaña de desempeño.

A.2.7 Vista CCM: Salida

- El compresor del turbocompresor está típicamente operando fuera de diseño como muestra su mapa de desempeño (Figura A.5).

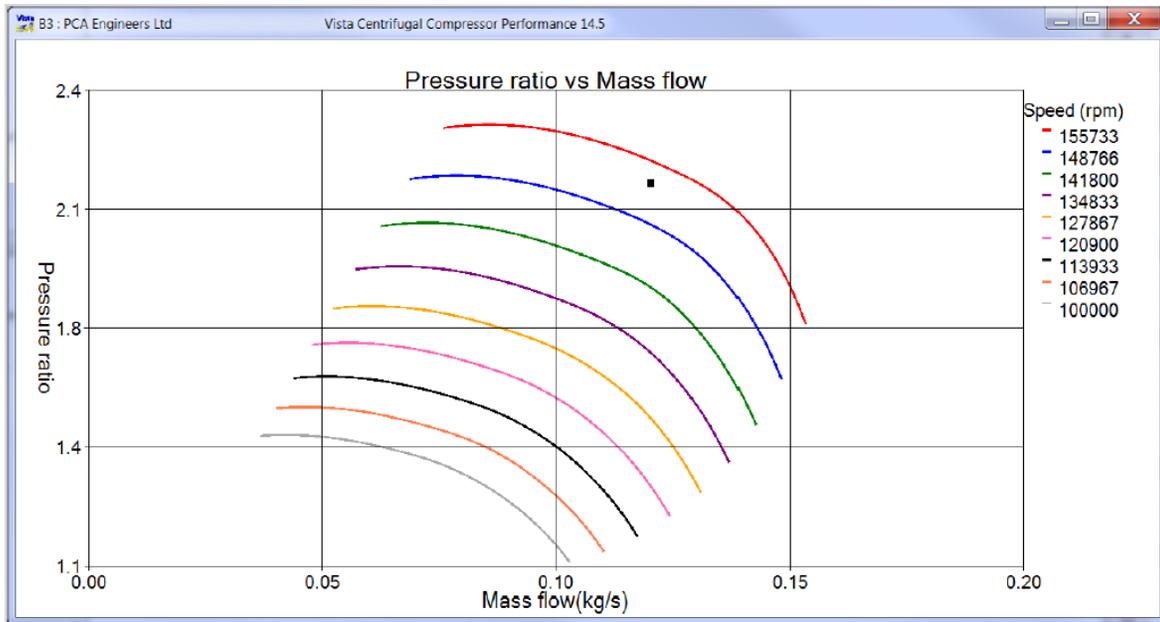


Figura A.5 Vista CCM, mapa preliminar del compresor.

A.2.8 Creación de Geometría inicial

- Vista TF requiere una geometría: desde BladeModeler (Figuras A6 y A7).
 - Presione el botón solución desde Vista CCD

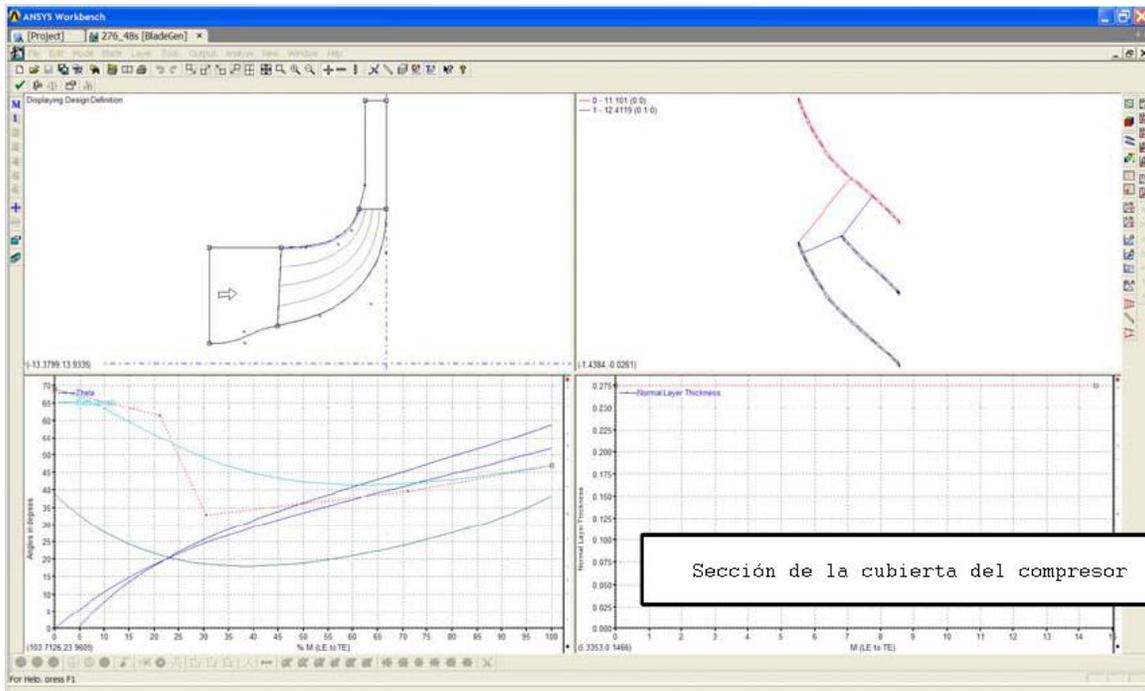


Figura A.6 Vista TF, sección de la cubierta en BladeGen.

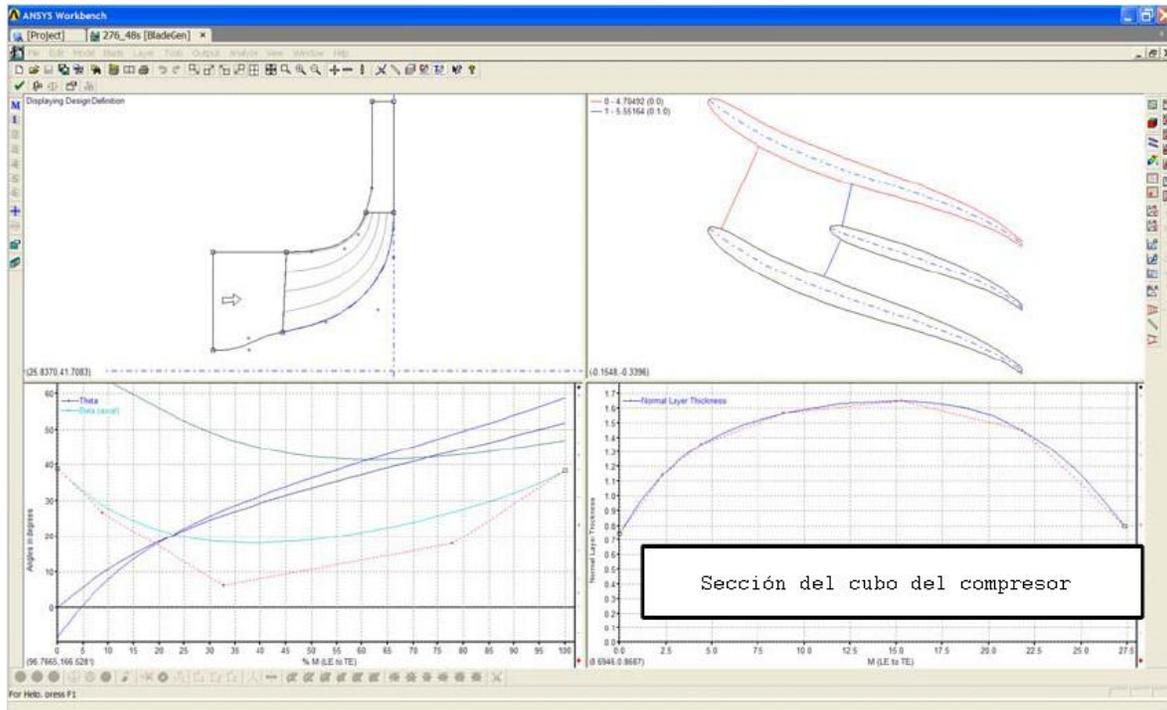


Figura A.7 Vista TF, sección del cubo en BladeGen.

A.2.9 Vista TF: Análisis 2D

- Vista TF es un solucionador a través del flujo (curvatura de línea de corriente)
 - Se utiliza para proporcionar más información sobre el diseño
 - Gráficas de contorno muestran cantidades promediadas circunferencialmente (Figura A.8)
 - Cartas 2D (Figura A.9) muestran varios parámetros de diseño tales como carga, incidencia y desviación
- Basándose en los resultados, la geometría puede ser modificada de forma rápida y analizada nuevamente
 - Mejorar el diseño del álabe y los patrones de flujo
 - El desempeño puede ser parametrizado y optimizado

A.2.10 Vista TF: Salida cualitativa

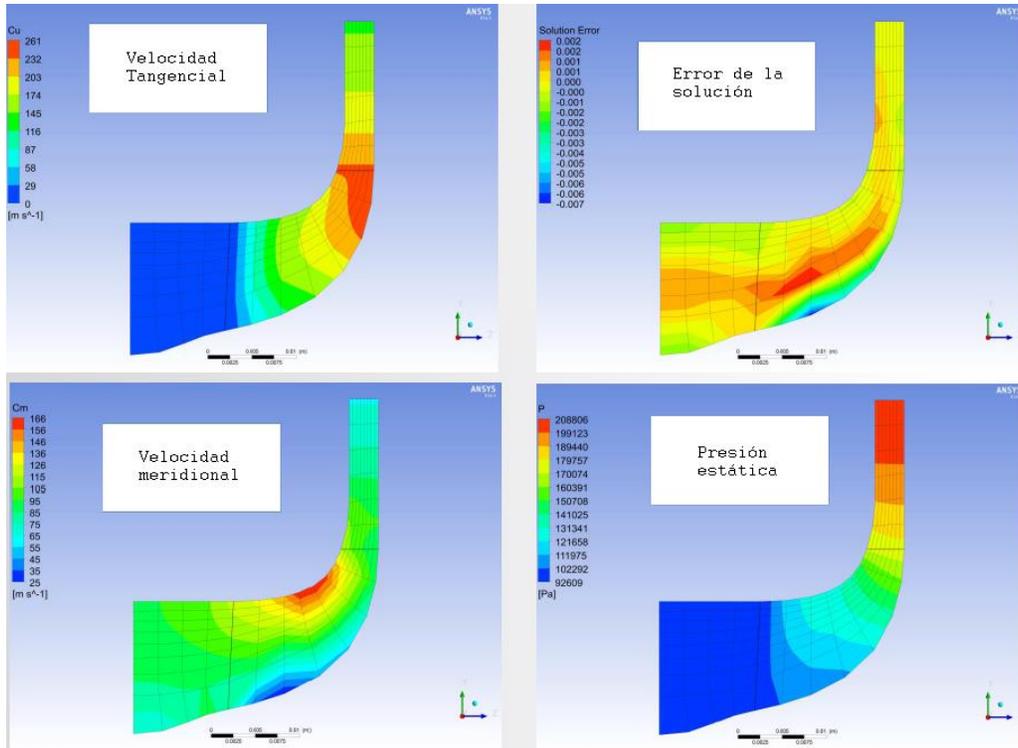


Figura A.8 Vista TF, gráficas de contorno para diferentes variables.

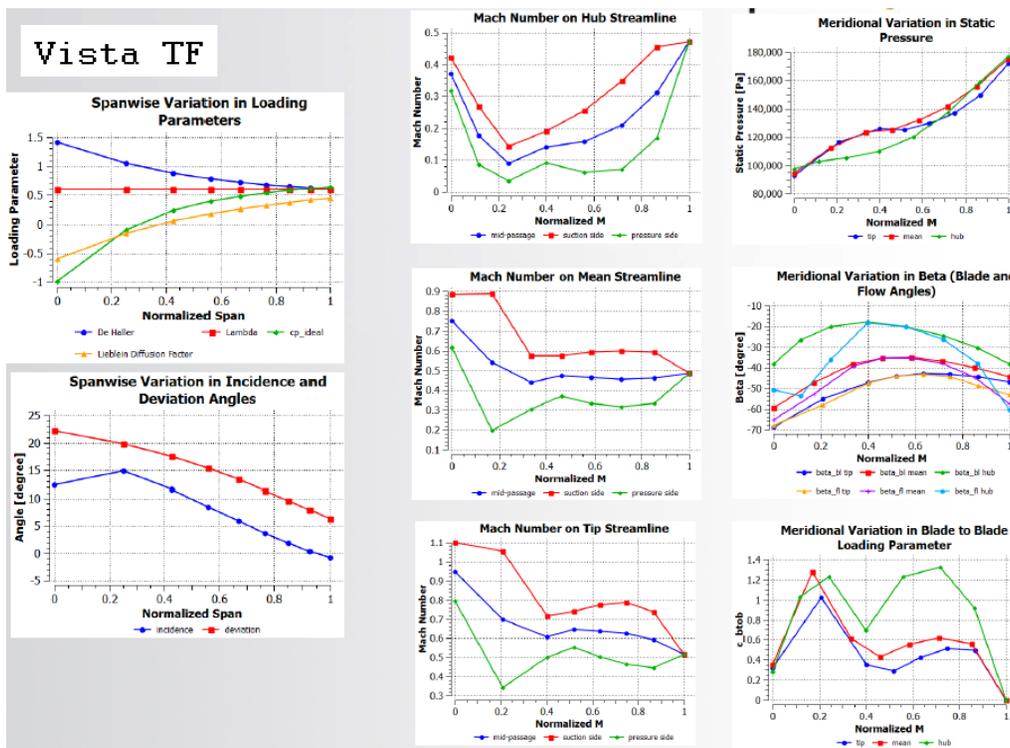


Figura A.9 Vista TF, gráficas 2D muestran distintos parámetros de diseño.

A.2.11 Diseño final del impulsor

- Pasos finales de la geometría del impulsor antes del mallado
 - Directo a TurboGrid para hex
 - Crear la trayectoria de flujo del fluido para mallado tet
- La geometría de la voluta (Figura A.10) se genera para que coincida con el impulsor
 - Detalles más tarde

A.2.12 Geometrías finales

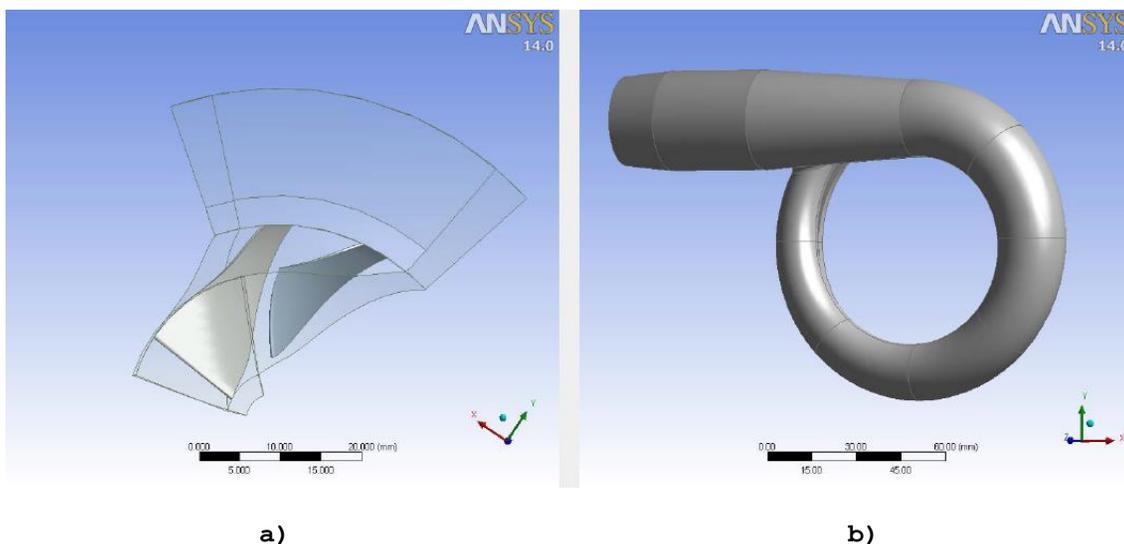


Figura A.10 a) Impulsor y difusor sin paletas, b) Voluta.

A.2.13 Mallado

- Malla del impulsor
 - Utilice una malla de hexaedros:→ TurboGrid ATM
 - Prestar atención a:
 - El objetivo del tamaño de malla
 - El balance
 - Resolución de la capa límite
 - Y^+
 - Espacio libre en el extremo
 - Relación de aspecto
- Malla de la voluta

- Mallado ANSYS
 - Tetraedros + prismas para la resolución de la capa límite
 - Refinamiento de la malla local cerca de la lengua
 - Ajuste de la distribución de la malla a lo largo de la envergadura en la entrada y salida de la voluta

A.2.14 Análisis solamente del impulsor

- Impulsor + parte de difusor sin paletas
 - ¿Cuánto del espacio sin paletas para modelar?
- Estudio de refinamiento de malla
 - Malla: El factor más importante que afecta a las predicciones
 - Elementos tetraédricos Vs. elementos hexaédricos
 - Comprender el efecto del tamaño de la malla en la predicción
 - Objetivo: tamaño de la "malla de trabajo" con $Y^+=2$
 - Lo ideal es que el tamaño de la malla sea doble/mitad en cada dirección
 - Trabajar tamaño de malla 1/8X, 1X, 8X
 - Estime la independencia de la solución-malla
 - Efecto de los filetes
 - Mirar los puntos clave en el mapa
 - Diseño nominal, línea de sobrecarga cercana, estrangulación cercana, estrangulación

A.2.15 Estudio de independencia de malla

Ejemplo, practique el siguiente análisis:

- Impulsor + difusor sin paletas analizado a 155,733 rpm
- Tres puntos de operación
 - (1) Tasa de flujo de diseño
 - (2) Cerca de la estrangulación
 - (3) Cerca del desprendimiento/sobrecarga
- Malla Hexaédrica comparada contra malla Tetraédrica