



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



GRADO EN INGENIERÍA AEROSPACIAL



---

# Ingeniería Inversa y Optimización del Rodete de un Compresor Centrífugo

---

REALIZADO POR: D. JOSÉ ANTONIO MARÍN GARCÍA

TUTOR: D. ROBERTO NAVARRO GARCÍA

Valencia, septiembre de 2017



# Ingeniería Inversa y Optimización del Rodete de un Compresor Centrífugo

José Antonio Marín García

7 de septiembre de 2017



# Índice general

Lista de figuras	v
Lista de tablas	ix
Resumen	xiii
Abstract	xv
<b>I Memoria del Proyecto</b>	<b>1</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>3</b>
1.1. Motivación . . . . .	3
1.2. Antecedentes . . . . .	4
1.3. Objetivos del trabajo . . . . .	5
1.4. Metodología . . . . .	6
<b>2. Modelado CFD del turbocompresor</b>	<b>9</b>
2.1. Proceso del estudio CFD . . . . .	9
2.1.1. Preproceso . . . . .	9
2.1.2. Cálculo . . . . .	10
2.1.3. Postproceso . . . . .	10
2.2. Definición geométrica del turbocompresor . . . . .	10
2.2.1. Rodete . . . . .	11
2.2.2. Voluta y tubo de entrada al rodete . . . . .	13
2.3. Mallado del turbocompresor . . . . .	15
2.3.1. Mallas con ANSYS Mesh . . . . .	15
2.3.2. Mallas con TurboGrid . . . . .	17
2.4. Mallado de la geometría . . . . .	21
2.5. Preproceso en CFX . . . . .	23
2.5.1. Tubo Mode en CFX . . . . .	23
2.5.2. Modelos de turbulencia . . . . .	25
2.5.3. Condiciones de contorno . . . . .	25
2.5.4. Solver Control . . . . .	26

2.5.5.	Output Control . . . . .	26
2.5.6.	Criterio de convergencia . . . . .	27
<b>3.</b>	<b>Estudio de Independencia de Malla</b>	<b>31</b>
3.1.	Comparación de las mallas . . . . .	32
3.2.	Selección de la malla . . . . .	36
<b>4.</b>	<b>Análisis de sensibilidad del <i>splitter</i></b>	<b>41</b>
4.1.	Variación de la posición del <i>splitter</i> en “ANSYS BladeGen” . . . . .	42
4.2.	Análisis de las prestaciones del turbocompresor . . . . .	45
4.2.1.	Relación de compresión . . . . .	45
4.2.2.	Par . . . . .	46
4.2.3.	Rendimiento global . . . . .	47
4.3.	Análisis del flujo a través del turbocompresor. . . . .	50
4.3.1.	Contornos de Velocidad relativa sobre el rotor en la vista “blade to blade” . . . . .	50
4.3.2.	Contornos de Número de Mach sobre el rotor en la vista “blade to blade” . . . . .	53
4.3.3.	Contornos de Presión relativa sobre el rotor en la vista “blade to blade” . . . . .	56
4.3.4.	Contornos de Temperatura relativa sobre el rotor en la vista “blade to blade” . . . . .	59
4.3.5.	Visualización de la Velocidad $w$ en el plano XY para $z$ constante	61
4.3.6.	Visualización de la Presión en el plano XY para $z$ constante . .	65
<b>5.</b>	<b>Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>69</b>
5.1.	Conclusiones . . . . .	69
5.2.	Trabajos futuros . . . . .	70
<b>II</b>	<b>Pliego de condiciones</b>	<b>71</b>
<b>6.</b>	<b>Pliego de Condiciones</b>	<b>73</b>
6.1.	Ordenanzas generales de la seguridad e higiene en el trabajo . . . . .	73
6.1.1.	Artículo 11: Obligaciones y derechos de los trabajadores . . . . .	73
6.1.2.	Artículo 13: Seguridad estructural . . . . .	74
6.1.3.	Artículo 14: Superficies y cubicación . . . . .	74
6.1.4.	Artículo 15: Suelos, techos y paredes . . . . .	75
6.1.5.	Artículo 25: Iluminación. Disposiciones generales . . . . .	75
6.1.6.	Artículo 29: Iluminación de emergencia . . . . .	75
6.1.7.	Artículo 30: Ventilación, temperatura y humedad . . . . .	75
6.1.8.	Artículo 31: Ruidos, vibraciones y trepidaciones . . . . .	76
6.1.9.	Artículo 51: Protección contra contactos en equipos eléctricos . .	77
6.1.10.	Artículo 57: Electricidad estática . . . . .	78

6.1.11. Artículo 81: Almacenamiento, manipulación y transporte de ma- terias inflamables . . . . .	78
6.1.12. Artículo 82: Prevención y extinción de incendios . . . . .	79
<b>III Presupuesto</b>	<b>81</b>
7. Presupuesto	83
<b>IV Bibliografía</b>	<b>85</b>
Bibliografía	87



# Índice de figuras

1.1. Motor con un compresor centrífugo junto a uno de los aviones que se le incorporó dicho motor. . . . .	4
1.2. Posición de referencia del <i>splitter</i> que es la mitad de la distancia de los dos álabes principales. . . . .	6
2.1. Partes del turbocompresor real escaneado . . . . .	11
2.2. Partes escaneadas del turbocompresor real . . . . .	11
2.3. Comparación del rodete real escaneado y la réplica en “BladeGen”, figura obtenida del PFC de García, En referencia [3] . . . . .	12
2.4. Comparación de la vista “blade to blade” del <i>splitter</i> de partida y modificado en la posición 0 de <i>spanwise</i> . . . . .	13
2.5. Volúmenes fluidos del tubo de entrada y de la voluta que forman el turbocompresor centrífugo . . . . .	14
2.6. Geometría del turbocompresor centrífugo completa . . . . .	15
2.7. Tipos de elementos utilizados en el mallado de la geometría del tubo de entrada y de la voluta. . . . .	16
2.8. Malla del tubo de entrada realizada con “ANSYS Mesh” . . . . .	22
2.9. Malla del rotor completo junto a la de un pasaje realizadas con “ANSYS TurboGrid” . . . . .	22
2.10. Malla de la voluta realizada con “ANSYS Mesh” . . . . .	23
2.11. Evolución de las variables globales en cada iteración para evaluar la convergencia de estas . . . . .	28
2.12. Estudio de la convergencia con un error de $\pm 1\%$ en las últimas iteraciones a partir del valor medio calculado. . . . .	30
3.1. Comparación de las diferentes mallas generadas para el tubo de entrada	33
3.2. Comparación de las diferentes mallas generadas para el rotor . . . . .	34
3.3. Comparación de las diferentes mallas generadas para la voluta . . . . .	35
3.4. Resultados medios de las variables globales obtenidos para cada una de las mallas generadas . . . . .	37
3.5. Proyección de la velocidad en el plano XY para $z = -0.0015$ m que corta la voluta y el final del rodete . . . . .	38

3.6. Proyección de la velocidad en el plano XZ para $y = 0$ m que corta el conjunto del turbocompresor por la mitad. . . . .	38
4.1. Diagrama de funcionamiento del turbocompresor. En rojo los puntos de funcionamiento de la Tabla 4.1. En referencia [5] . . . . .	42
4.2. Paso 1. Selección del álabe que se desea modificar. . . . .	43
4.3. Paso 1. Casilla para editar las propiedades del álabe seleccionado. . . . .	43
4.4. Ventana para ajustar la posición y vista <i>Blade to Blade</i> adquirida por el <i>splitter</i> . . . . .	44
4.5. Vista del rotor en 3D en la que se comparan las tres posiciones del <i>splitter</i>	44
4.6. Relación de compresión en función del gasto másico para cada una de las geometrías de estudio. . . . .	46
4.7. Par en función del gasto másico para cada una de las geometrías de estudio. . . . .	47
4.8. Eficiencia en función del gasto másico para cada una de las geometrías de estudio. . . . .	48
4.9. Vectores y contornos de velocidad relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,1092$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade” . . . . .	50
4.10. Vectores y contornos de velocidad relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0767$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade” . . . . .	51
4.11. Vectores y contornos de velocidad relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0595$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade” . . . . .	52
4.12. Contornos del Número de Mach relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,1092$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”	53
4.13. Contornos del Número de Mach relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0767$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”	54
4.14. Contornos del Número de Mach relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0595$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”	55
4.15. Contornos de la Presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,1092$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade” . . .	56
4.16. Contornos de la Presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0767$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade” . . .	57
4.17. Contornos de la Presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0595$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade” . . .	58
4.18. Contornos de la Temperatura relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,1092$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”	59
4.19. Contornos de la Temperatura relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0767$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”	60
4.20. Contornos de la Temperatura relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0595$ Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”	61

4.21. Representación del plano XY para $z = -0.0115$ m. . . . .	62
4.22. Contornos de la Velocidad $w$ y vectores de Velocidad en Stn Frame en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,1092$ Kg/s, proyectado en el plano XY para $z = -0.0115$ m. . . . .	62
4.23. Contornos de la Velocidad $w$ y vectores de Velocidad en Stn Frame en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0767$ Kg/s, proyectado en el plano XY para $z = -0.0115$ m. . . . .	63
4.24. Contornos de la Velocidad $w$ y vectores de Velocidad en Stn Frame en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0595$ Kg/s, proyectado en el plano XY para $z = -0.0115$ m. . . . .	64
4.25. Contornos de la presión en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,1092$ Kg/s, proyectado en el plano XY para $z = -0.0115$ m. . . .	65
4.26. Contornos de la presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0767$ Kg/s, proyectado en el plano XY para $z = -0.0115$ m. . . .	66
4.27. Contornos de la presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto $\dot{m} = 0,0595$ Kg/s, proyectado en el plano XY para $z = -0.0115$ m. . . .	66



# Índice de tablas

2.1. Valor medio y sobreoscilación de las variables globales obtenidas en uno de los casos de estudio. . . . .	29
3.1. Parámetros del punto de funcionamiento del caso de estudio. . . . .	31
3.2. Número de elementos de cada una de las mallas utilizadas para la realización de este estudio . . . . .	32
3.3. Comparación numérica de los resultados obtenidos de las tres mallas generadas. . . . .	36
4.1. Datos de entrada de los diferentes puntos de funcionamiento. . . . .	41
4.2. Tabla resumen con los resultados obtenidos de la relación de compresión ( $\pi_c$ ), del par y de la eficiencia para cada uno de los gastos másicos y la posición de referencia del <i>splitter</i> . Respecto de estos datos han sido normalizados los resultados de los otros casos dando como resultado los valores de la tabla 4.3. . . . .	49
4.3. Tabla resumen con los resultados obtenidos de la relación de compresión ( $\pi_c$ ), del par y de la eficiencia normalizados para cada uno de los gastos másicos y de las posiciones del <i>splitter</i> . . . . .	49
7.1. Importe de los Recursos Humanos . . . . .	83
7.2. Coste de la licencia del software ANSYS durante el periodo de realización del TFG. . . . .	84
7.3. Coste de amortización del equipo informático. . . . .	84
7.4. Presupuesto total del Trabajo Final de Grado. . . . .	84



# Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría dar las gracias a mi tutor Roberto Navarro por haberme brindado la oportunidad de realizar este trabajo final de grado. A los compañeros del departamento por su ayuda a la hora de trabajar con los programas utilizados. A Alba Olmedo por su ayuda en la revisión del *Abstract*. Además, a mis compañeros de clase por su apoyo durante los tiempos de agobio, en especial a un compañero dentro y fuera de clase, Moisés.

A mis padres y mi hermana y al resto de mi familia, por haberme acompañado y animado durante toda la carrera siempre que lo he necesitado.

Finalmente, a una persona muy especial para mí, que aunque no esté conmigo día a día, me transmite esa energía necesaria para conseguir nuestras metas y objetivos. Porque siempre perdure nuestra afinidad característica, Rosa María.



# Resumen

Se parte de una geometría de compresor centrífugo que ha sido reconstruida mediante el *software* “ANSYS BladeGen” a partir de un modelo real, siguiendo un proceso de Ingeniería Inversa. Tras un análisis de independencia de malla para optimizar el tiempo de cálculo frente a la calidad del resultado, se ha realizado un estudio paramétrico mediante cálculo computacional (CFD). En este, una de las variaciones es geométrica, es decir, se varía la posición del *splitter* desde el la posición original, que es la mitad de los dos álabes, hasta la cara de presión del álabe contiguo o hacia la cara de succión del álabe situado en el lado contrario. Otra de las variaciones que se realiza es en el punto de operación de la turbomáquina, ya que se varía el gasto másico de entrada principalmente. Resultan así un total de nueve casos diferentes para comparar. Por último, se evalúan las condiciones del flujo a través del turbocompresor centrífugo, dando una perspectiva más visual y descriptiva de los fenómenos que se llevan a cabo en el seno de este.

**Palabras clave:** Ingeniería Inversa, turbomáquina, turbocompresor centrífugo, splitter, Estudio Paramétrico, Independencia de Malla, CFD, TurboGrid, CFX.



# Abstract

This Project starts with a centrifugal compressor geometry which has been rebuilt by the software ANSYS BladeGen from a real model, following a Reverse Engineering process. After a mesh independence analysis to optimise the calculation time against the quality of results, a parametric study has been done by computational calculation (CFD). One of the variations is geometric, that is, the splitter position varies from its original position, which is in the middle of two blades distance, to pressure side of adjacent blade or to the suction side of the contrary blade. The operating point is another variation which is done in the turbomachine, as the inlet mass flow rate varies. There are nine different cases to compare. Finally, flow conditions through centrifugal turbocharger are analysed to give a more visual and descriptive perspective of the phenomena that take place in it.

**Keywords:** Reverse engineering, turbomachine, centrifugal turbocharger, splitter, parametric study, mesh independence, CFD, TurboGrid, CFX.



# Parte I

## Memoria del Proyecto



# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1. Motivación

En el presente Trabajo Final de Grado aparece el concepto de “Ingeniería Inversa”. A través de este concepto, se pretende dar a conocer al lector que la ingeniería no solo se basa en el diseño y desarrollo de nuevos componentes, si no también de revisar aquellos que ya han sido utilizados para optimizar su comportamiento y extraer el máximo beneficio posible [1].

Esta rama de la ingeniería puede ser aplicada en multitud de campos, que en este caso va a estar enfocada al ámbito de las turbomáquinas, concretamente en el compresor centrífugo. Las turbomáquinas que emplean los efectos centrífugos para incrementar la presión del fluido se llevan utilizando desde hace más de un siglo. Las primeras máquinas que utilizaron este principio fueron las denominadas bombas hidráulicas, seguidas posteriormente por ventiladores soplantes [2]. A continuación, se va a dar una pequeña introducción de los usos que tienen los turbocompresores centrífugos tanto en el campo de la aeronáutica como en el de la automoción.

Uno de los primeros motores de aviación de propulsión a chorro utilizaba un compresor centrífugo y aunque este tipo de compresores siguió desarrollándose a mediados de los años cincuenta, era evidente que para los motores de mayor tamaño requeridos para la propulsión aérea, eran preferibles los motores axiales ya que el área frontal era menor y el rendimiento era superior. Sin embargo, si el gasto de aire es muy bajo, el rendimiento de los compresores axiales disminuye, por lo que los compresores centrífugos resultan más ventajosos en ese caso.

Un ejemplo de un motor turboreactor que utilizaba un compresor centrífugo era “de Havilland Goblin” (1943) (Figura 1.1). Fue diseñado por Frank Halford en Londres en 1941, basándose en el diseño pionero de Frank Whittle, que usaba un compresor centrífugo. El primer avión al que se le incorporó este motor fue a “de Havilland Vampire” (Figura 1.1).



(a) de Havilland Goblin



(b) de Havilland Vampire

Figura 1.1: Motor con un compresor centrífugo junto a uno de los aviones que se le incorporó dicho motor.

A mediados de los años sesenta, debido a la necesidad de helicópteros militares más avanzados, que eran propulsados por pequeñas turbinas de gas, se originó un desarrollo más rápido de los compresores centrífugos. Los avances tecnológicos en este terreno estimularon a los diseñadores en un campo de aplicaciones más amplio, como el de vehículos, helicópteros comerciales, sobrealimentación de motores diésel, procesos químicos, suministro de aire en industria entre otros.

Ya que actualmente el uso de compresores centrífugos en aviación se ha visto muy reducido, este ha encontrado su lugar en la industria del automóvil como medio de sobrealimentación en los motores de combustión interna alternativos (MCIA).

Debido a la complejidad de realizar un estudio experimental de un turbocompresor centrífugo se ha optado por realizar un estudio computacional. Es importante destacar las ventajas que existen en la simulación computacional frente a estudios experimentales en turbomaquinaria. Una de ellas es que mediante el estudio computacional se pueden hacer variaciones en la geometría a partir de un software específico (En este trabajo “ANSYS BladeGen”) con un coste menor que en un estudio experimental en el que habría que disponer un rodete diferente por cada modificación que se desee realizar. Como se ha visto, existen multitud de aplicaciones del compresor centrífugo en distintos campos de la ingeniería por lo que el presente trabajo va dedicado hacia aquellos lectores que deseen optimizar el modelo compresor centrífugo de una forma eficiente.

## 1.2. Antecedentes

La idea de este trabajo surge a partir de los trabajos final de grado de García A. [3] y de Royo M. [4]. En el primero, el autor recrea la geometría escaneada de un

rodete de un compresor real a partir del software “ANSYS BladeGen”. Sin embargo, el procedimiento utilizado por este es un tanto artesanal y poco automatizado, por lo que no es extrapolable a otras geometrías de rodete. Por tanto, en una primera instancia se pretendía recrear la geometría del compresor desde cero, siguiendo un procedimiento automatizado en el que a partir de la discretización del modelo escaneado se pudiera recrear la geometría directamente en el software de una manera rápida y precisa, pero debido a la falta de recursos y conocimientos acerca de dicho programa, se optó por abortar esa idea.

Debido a que la recreación del rodete en el trabajo final de grado de García A. fue bastante aproximada, en el otro trabajo mencionado surgió la idea de modificar esta geometría de partida y realizar un estudio paramétrico en varios puntos de funcionamiento. Dichos cambios en la geometría consistieron en modificar el ángulo de ataque y de fuga del álabe principal un determinado número de grados.

Partiendo de esta idea, este trabajo se va a centrar en la posición del *splitter*. Se va a situar en dos posiciones diferentes y se calculará para distintos puntos de funcionamiento. El *splitter* es un álabe secundario ya que no se extiende a lo largo del rodete, si no que lo hace únicamente en la zona final, es decir, en la salida del flujo. Este se utiliza como un elemento añadido a los álabes principales para canalizar el flujo sin reducir la sección efectiva de entrada, evitando el tapón sónico, además de reducir la cantidad de material de fabricación, por lo que aumenta la eficiencia del rodete.

### 1.3. Objetivos del trabajo

El objetivo principal de este Trabajo Final de Grado se centra en modificar la posición del *splitter* de su posición original, siendo esta la mitad de la distancia entre álabes principales (Figura 1.2). Se van a estudiar dos posiciones diferentes: una a  $3/8$  de la distancia entre álabes, lo cual situaría al *splitter* cerca de la cara de presión y la otra a  $5/8$ , situándose cerca de la cara de succión del álabe principal.

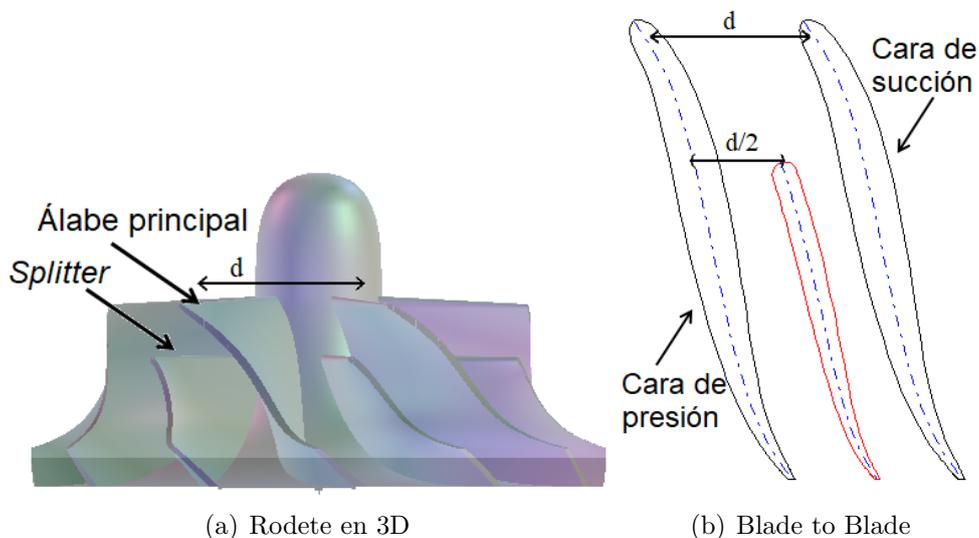


Figura 1.2: Posición de referencia del *splitter* que es la mitad de la distancia de los dos álabes principales.

Una vez se tenga el *splitter* en cada una de las posiciones anteriormente mencionadas, se realizará un estudio paramétrico mediante cálculo computacional en diferentes puntos de funcionamiento para así comprobar cómo afecta este en el comportamiento del compresor y comprobar cuál de ellas optimiza el rendimiento del compresor.

En una primera instancia, se pretendía recrear la geometría del compresor desde cero, pero debido a la falta de recursos y conocimientos acerca del módulo “ANSYS BladeGen” se ha decidido partir de un modelo aproximado del que ya se disponía. Como dicho modelo de rodete tiene algunas discrepancias con el modelo real escaneado, otro objetivo secundario que se plantea es mejorar la geometría, concretamente la del *splitter* ya que en esa parte es donde se va a focalizar este estudio y puede afectar en mayor orden a los resultados.

## 1.4. Metodología

El primer paso que se realiza en este estudio, es en el módulo de “ANSYS BladeGen”, en el cual se dispone de la geometría del rodete y se permite realizar las modificaciones oportunas. Para el mallado de este, se utiliza un mallador específico para turbomáquinas que se llama “ANSYS TurboGrid”. Este permite realizar un malla estructurada del rodete.

Por otro lado, como el estudio del compresor centrífugo requiere de un tubo de entrada al rotor y la voluta que serán mallados en el módulo de “ANSYS Mesh”, para

posteriormente ensamblarlos junto al rotor y disponer del sistema completo en el módulo “ANSYS CFX”. En este módulo se realiza el preproceso, que consiste en configurar las características del punto de funcionamiento, el modelo de turbulencia. Además, se definen las partes móviles y fijas, velocidad de giro, así como las *interfaces* y las condiciones de contorno.

Previamente se realiza un estudio de independencia de malla para optimizar el coste computacional en función de los resultados obtenidos. Este es un proceso que se ha de realizar en cualquier estudio riguroso que se realice en CFD. Tras la elección de la malla más apropiada, se calculan cada uno de los casos y se analizan los resultados obtenidos.

Siendo esta la forma de proceder en un Trabajo Final de Grado de estas características, finalmente se ha elaborado un pliego de condiciones y un presupuesto asociado para la realización del presente estudio.



# Capítulo 2

## Modelado CFD del turbocompresor

En el presente capítulo, se va a dar una pequeña introducción a la forma de proceder para realizar un estudio CFD. En este trabajo se ha llevado a cabo con ayuda del *software* “ANSYS” en su versión 18.0. Este programa informático se divide en varios módulos internos que serán utilizados en las distintas fases de este estudio.

En primer lugar, se va a dar una explicación general que se ha de seguir para resolver cualquier problema de este tipo, hasta una explicación más centrada en el estudio del turbocompresor. El modelado del turbocompresor parte de una primera etapa denominada preproceso. En ella, se define la geometría, el dominio, la malla y las condiciones de contorno. Después, está la parte del solver, donde hay que definir el modelo de turbulencia, así como las ecuaciones que utiliza dicho programa para calcular la solución. Finalmente, se analiza la solución obtenida.

Para realizar un estudio riguroso, es necesario llevar a cabo un estudio de independencia de malla, para optimizar el coste computacional obteniendo el menor error posible.

### 2.1. Proceso del estudio CFD

Un estudio en CFD se divide en tres partes fundamentales, esto es, preproceso, cálculo y posproceso. Para llevar a cabo cada una de las fases se ha hecho uso de las distintas herramientas de las que dispone el *software* ANSYS 18.0. Desde la geometría, hasta los cálculos en el módulo CFX específico para turbomáquinas.

#### 2.1.1. Preproceso

En esta primera etapa se han de definir todos los parámetros y entradas para el cálculo CFD. En esta etapa es necesario llevar a cabo las siguientes tareas:

- Definición de la geometría que se va a estudiar. En este caso, se trata de un

turbocompresor de la empresa *Garrett*, modelo GT17, que será presentado más adelante.

- Generación de la malla para la división del dominio total en subdominios más pequeños, es decir, en elementos o celdas.
- Selección del modelo y propiedades del fluido
- Elección de las condiciones de contorno, así como las condiciones iniciales más adecuadas para el problema a tratar.

### 2.1.2. Cálculo

Esta fase es la más importante ya que se lleva a cabo la resolución de las ecuaciones de conservación que gobiernan el problema de estudio. Existen diferentes técnicas para dicha resolución y pueden clasificarse en función del proceso de discretización, es decir, diferencias finitas, elementos finitos, volúmenes finitos y métodos espectrales. El módulo CFX está basado en el método de los volúmenes finitos, cuyo algoritmo numérico se desarrolla de la siguiente manera:

- Integración formal de las ecuaciones que gobiernan el flujo para cada uno de los elementos del dominio
- Discretizar las ecuaciones diferenciales para convertirlas en un sistema de ecuaciones algebraicas.
- Solución del sistema de ecuaciones a partir de un proceso iterativo.

### 2.1.3. Postproceso

En la última fase el proceso, se ha de realizar un análisis de la solución. Es importante utilizar criterios de convergencia para asegurar que se ha llegado a una solución, así como valorar la fiabilidad de esta con un análisis de independencia de malla y análisis de sensibilidad. Finalmente, de la solución obtenida se han de extraer los valores que toman ciertos parámetros y variables de interés complementando con imágenes para visualizar dicha solución.

## 2.2. Definición geométrica del turbocompresor

A continuación, se va a presentar el modelo real del turbocompresor, el cual ha sido escaneado con técnicas láser, para posteriormente recrearlo mediante el software “ANSYS BladeGen”. El modelo que va a ser objeto de estudio es el *GT17*(Figura 2.1), de la empresa *Garrett*, incluido en multitud de vehículos.

Una vez escaneado con técnicas láser, como se ha comentado anteriormente, se han obtenido las siguientes geometrías que sirven como base para recrear el rotor del

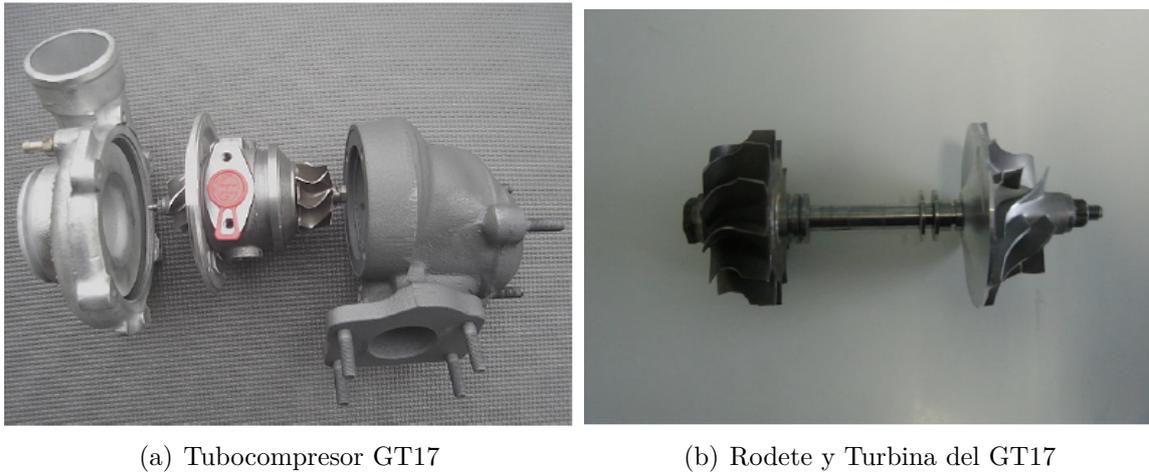


Figura 2.1: Partes del turbocompresor real escaneado

turbocompresor en el software citado anteriormente “ANSYS BladeGen” (Figura 2.2). A continuación, se van a mostrar las tres partes que componen el turbocompresor centrífugo. Se remarca un álabe principal con un *splitter* ya que es la zona de mayor interés para estudiar el comportamiento del compresor.

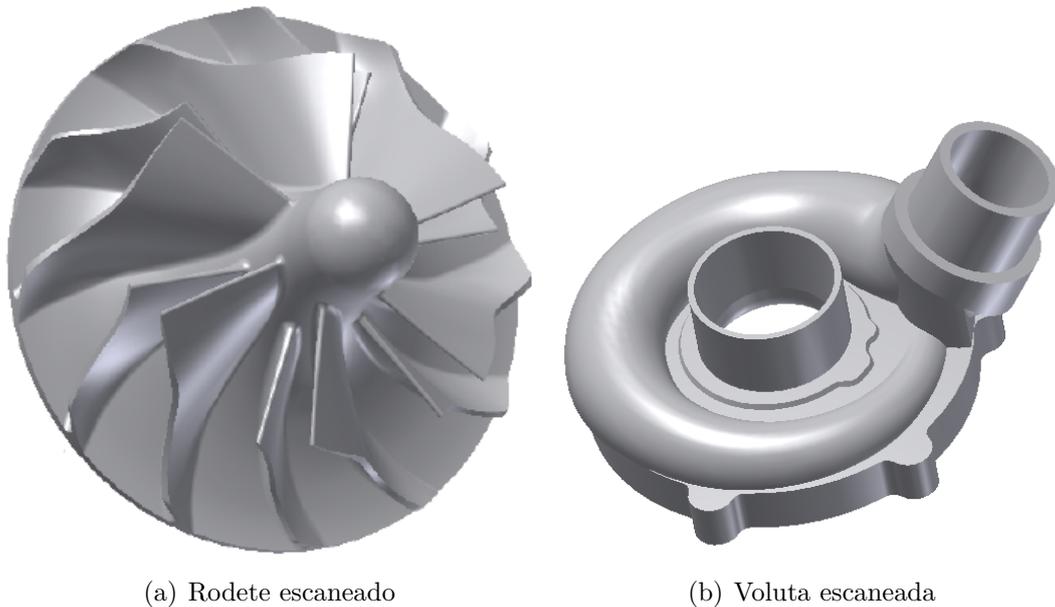


Figura 2.2: Partes escaneadas del turbocompresor real

### 2.2.1. Rodete

Como se ha comentado con anterioridad, se dispone de un modelo recreado en “ANSYS BladeGen”, del cual se ha partido para realizar este trabajo. En primer lugar,

se comparan la geometría del rodete escaneado con dicha recreación y se puede decir que a simple vista está muy lograda (Figura 2.3).

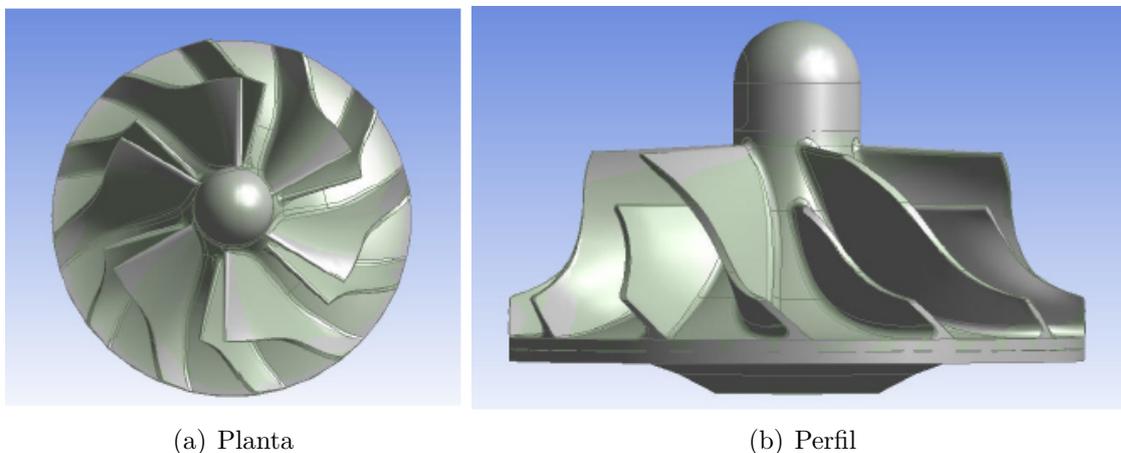


Figura 2.3: Comparación del rodete real escaneado y la réplica en “BladeGen”, figura obtenida del PFC de García, En referencia [3]

Entrando más en detalle y analizando la vista “*blade to blade*” se pueden observar ciertas discrepancias en cada una de las *layers*, sobre todo en el *splitter*. Además, en una posición de *spanwise* igual a 0, es decir, en el *hub* se aprecia como el ángulo de ataque de dicho *splitter* provocaría un encuellamiento en esa zona a la hora de desplazarlo hacia las otras posiciones de estudio. Ya que esta zona es de gran influencia en este estudio se va a proceder a su modificación (Figura 2.4).

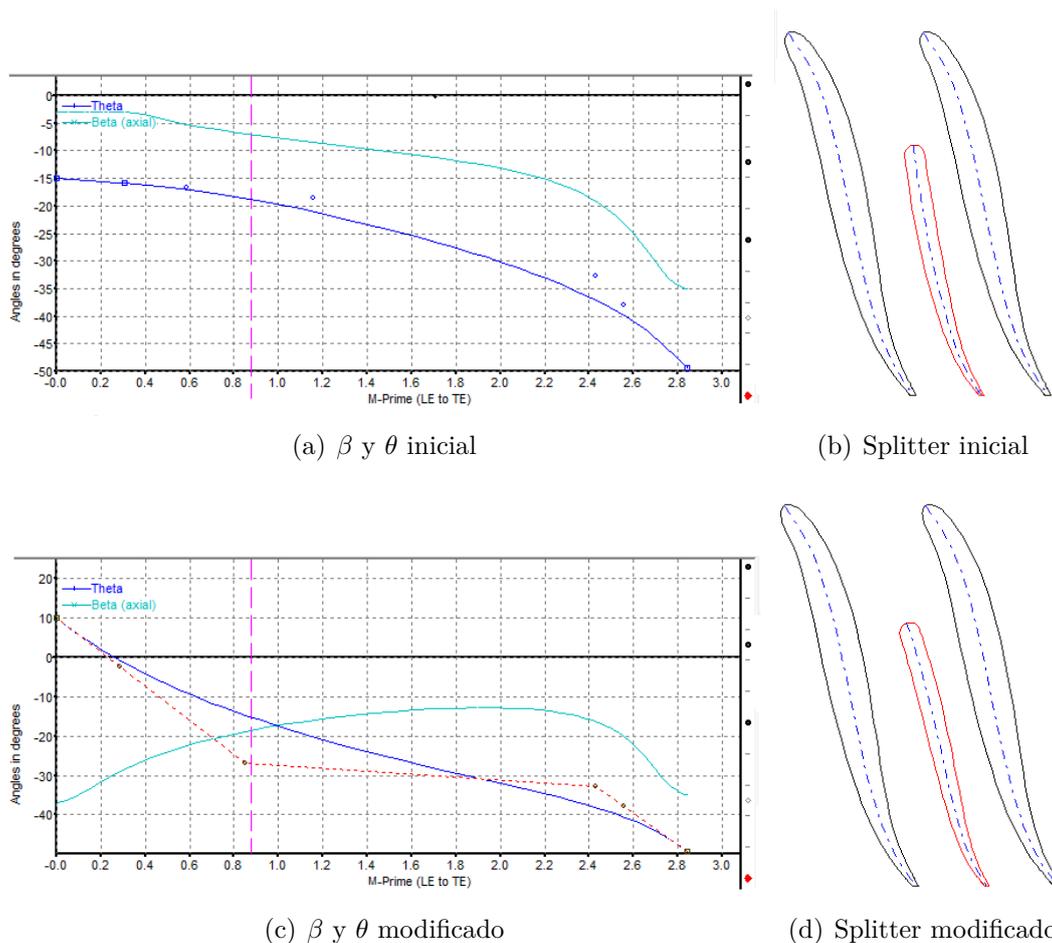


Figura 2.4: Comparación de la vista “blade to blade” del *splitter* de partida y modificado en la posición 0 de *spanwise*

Se puede observar en las vistas “blade to blade” anteriores como se ha modificado el ángulo de ataque del *splitter*, reduciendo el valor de este en el borde de ataque. Este cambio se ha realizado a partir de los valores de los ángulos  $\beta$  y  $\theta$  que se muestran en las gráficas de las figuras anteriores. El ángulo  $\theta$  pasa de ser negativo a positivo, mientras que el ángulo  $\beta$  reduce su valor en la zona inicial, añadiendo curvatura al *splitter*. Esta modificación hace que entre la zona de succión de este y la zona de presión del álabe principal no se produzca el encuellamiento cuando el *splitter* adquiere la posición de  $3/8$ , que se desplaza aún más hacia la zona de presión del álabe contiguo.

### 2.2.2. Voluta y tubo de entrada al rodete

Para realizar el estudio completo de un turbocompresor centrífugo se ha de incorporar dos partes independientes, que son un tubo de entrada de aire al rodete y una voluta (Figura 2.5). Cabe destacar que estas partes consisten en volúmenes flui-

dos generados con el módulo de “Geometry ANSYS”. La razón por la que se utilizan volúmenes fluidos es porque no existe un módulo de ANSYS especializado en dichas geometrías, no como en el caso del rodete que se ha creado la geométrica sólida en “ANSYS BladeGen” y este permite obtener el volumen fluido que lo envuelve. Todas estas partes van interconectadas mediante *interfaces* tras el proceso de mallado, por lo que han de ser compatibles geoméricamente y dimensionalmente.

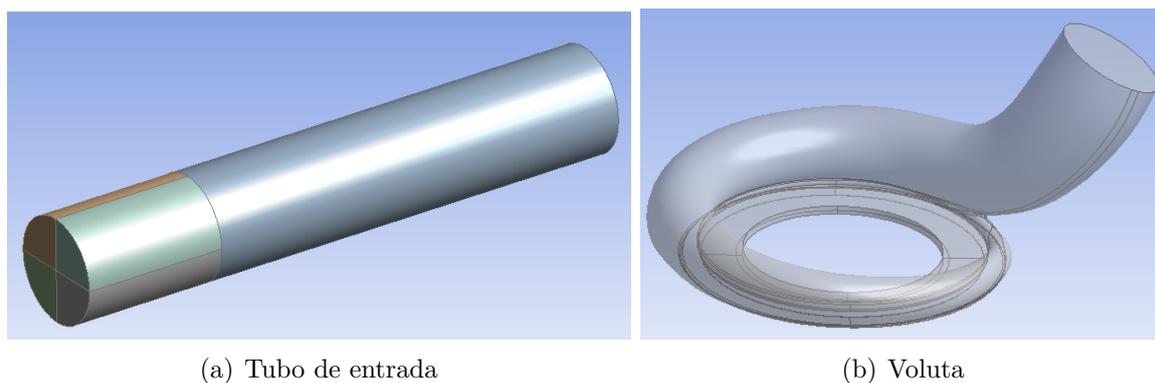


Figura 2.5: Volúmenes fluidos del tubo de entrada y de la voluta que forman el turbocompresor centrífugo

Finalmente, el conjunto ensamblado se muestra en la Figura 3.6, que es la geometría de partida para este estudio.

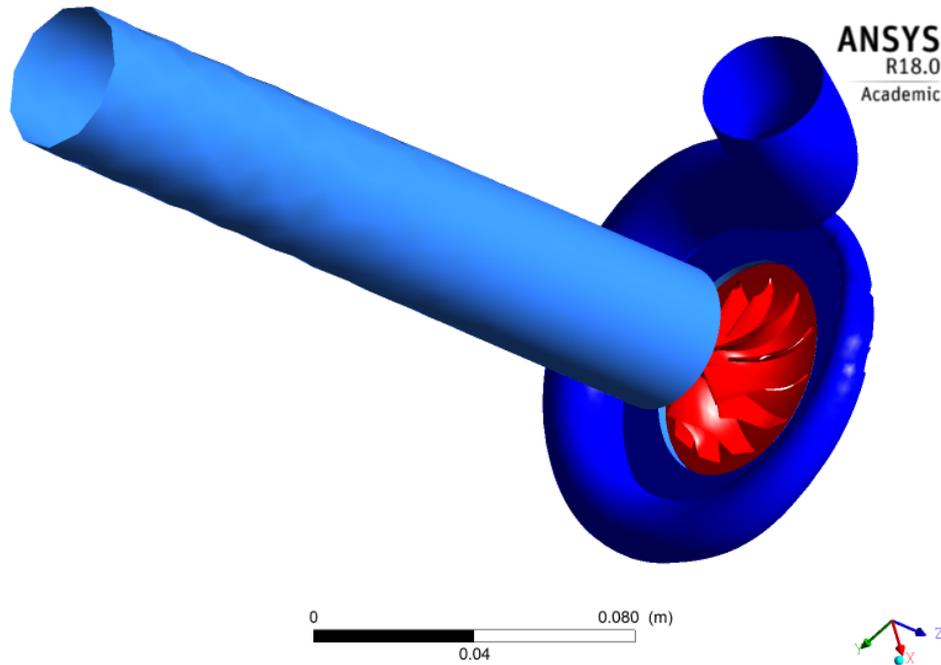


Figura 2.6: Geometría del turbocompresor centrífugo completa

## 2.3. Mallado del turbocompresor

Una vez se tiene la geometría completa de las tres partes que conforman el turbocompresor centrífugo, se tiene que llevar a cabo el proceso de mallado. El tipo de mallado que se realice es un a parte fundamental del trabajo ya que la solución va a depender de la calidad con la que esta se genere. El *software* empleado para realizar las mallas es “ANSYS Mesh” para el caso de la voluta y el tubo de entrada. Para el caso del rodete se va a emplear un *software* específico para mallado de turbomáquinas como es “ANSYS TurboGrid”.

### 2.3.1. Mallas con ANSYS Mesh

La forma de general las mallas en este módulo ha sido de forma automática, aunque si es cierto que se han tenido en cuenta aspectos como el tipo de elemento, la topología y la calidad de malla. Cabe destacar que en este trabajo solo se han utilizado mallas 3D ya que la geometría es tridimensional.

#### Elementos 3D

- Hexaedros: extensión tridimensional de los cuadrados. Presentan direcciones preferentes de cálculo y su principal problema es el ajuste a contornos irregulares y angulosos.

- Tetraedros: extensión de los triángulos. Se caracterizan por ser elementos versátiles puesto que no tienen una dirección preferente para el cálculo. Además, son adecuados para condiciones turbulentas donde no se conoce de antemano la dirección del cálculo.
- Wedges (prisma triangular o cuña): elementos de transición, que habitualmente se utilizan para la unión de distintos tipos de elementos. Solamente se han utilizado en las zonas de contacto entre el tubo de entrada y el rodete.

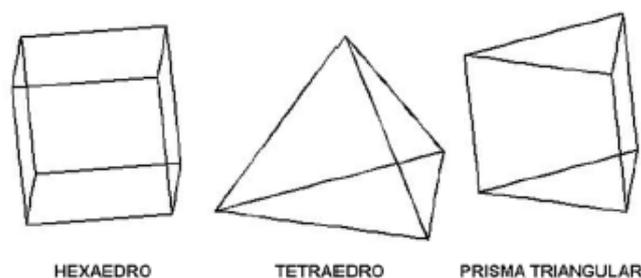


Figura 2.7: Tipos de elementos utilizados en el mallado de la geometría del tubo de entrada y de la voluta.

## Topología

Una vez que se han elegido los tipos de elementos de la malla, es necesario definir la estrategia de mallado. Básicamente se puede distinguir entre malla estructurada o no estructurada.

El mallado estructurado tiene mayor precisión numérica y permite un mayor control sobre la geometría. El inconveniente que aparece es que es más laboriosa de construir y no se puede aplicar a geometrías irregulares además de tener menos posibilidades para el refinado [3].

En el caso del mallado no estructurado se ajusta a la geometría que representa, por lo que las celdas y nodos están desordenados. Una de las ventajas es que se ajusta a cualquier geometría compleja, la precisión depende del refinamiento, pero requieren mucha memoria.

Debido a la complejidad de la geometría se ha optado por una malla no estructurada. Las opciones que ofrece este módulo son:

- Tetrahedron: se ha utilizado para el mallado de la voluta con el algoritmo de mallado *patch independent*, que mala primero el volumen, luego las caras y después los ejes.

- Hex dominant: este método ha sido utilizado para el mallado del tubo de entrada ya que se combinan tetraedros y cuñas.

### Calidad y tamaño de la malla

Un aspecto a tener en cuenta es que independientemente del tipo de malla que se esté utilizando, las celdas no deben estar excesivamente deformadas. Un parámetro que mide dicha deformación es el denominado *skewness*. Este varía desde 0, donde la deformación es mínima y por tanto, favorece la convergencia, hasta la unidad, donde puede provocar incluso la divergencia de la solución. Un valor aceptable sería inferior a 0.8, pero en ocasiones es difícil de conseguir.

En cuanto al tamaño de los elementos de la malla se refiere, hay que tener en cuenta que este tiene que ser adecuado para estudiar los fenómenos físicos que tienen lugar en el dominio a estudiar. Sin embargo, ha de haber un compromiso entre el coste computacional y la precisión que se desee obtener en la solución. Para hacer una estimación rigurosa es necesario el estudio de independencia de malla que se realizará en apartados sucesivos.

### 2.3.2. Mallas con TurboGrid

Para el mallado del rodete del compresor centrífugo se ha optado por utilizar un programa de mallado específico para turbomaquinaria, este es “ANSYS TurboGrid”. Este módulo permite crear mallas hexahédricas de alta calidad para elementos rotativos, reservando la geometría fundamental. Estas mallas se usan para resolver los complejos problemas en los canales de los álabes.

Una vez se dispone de la geometría del rotor en “ANSYS BladeGen”, se pasa al mallado siguiendo los siguientes pasos [4]

- Definición de la geometría.
- Definición de la topología.
- Modificación de los datos de la malla para aumentar o disminuir los elementos o parámetros de refinamiento.
- Modificación del número, así como la localización de las capas.
- Generación de la malla
- Comprobación de la calidad a través del análisis de los parámetros que determinan los errores además del porcentaje de elementos no satisfactorios.

## Topología

La topología de la malla consiste en una estructura de bloques que actúa a modo de esqueleto para situar los elementos de la malla. Dichos bloques se utilizan para controlar la posición de los elementos y así generar una malla válida en todo el dominio independientemente de su forma. La topología no varía del *hub* al *shroud*.

Los bloques se pueden organizar en un patrón regular (estructurado) o en un patrón irregular (desestructurado), así como crear un patrón que consiste en zonas estructuradas y desestructuradas. La elección del patrón ha de reducir el factor de máximo *skewness*. La topología, por tanto, se debe evaluar en varias capas, especialmente en la del *hub* y la del *shroud* para verificar la calidad. Los bloques contienen el mismo número de elementos y el tamaño de estos puede variar entre los diferentes bloques, de forma que hay una transición suave.

Existen dos formas de organizar los bloques, estas son, *ATM Optimized Topology* y *Traditional Topologies*. La primera de ellas permite generar mallas de alta calidad de forma prácticamente automática, mientras que la segunda proporciona un mayor control y por tanto el proceso de generación es más complejo. Por esta razón, se ha optado por hacer uso de la topología *ATM Optimized Topology*.

Se disponen de 3 opciones para la generación de esta:

- Automatic: selecciona la topología más adecuada en base a la forma *cut-off* y los ángulos del álabe.
- Topology Family: permite una selección manual de la topología.
- Manual: para hacer uso de esta opción se requiere un mayor conocimiento.

El uso de *ATM Optimized Topology* permite incluir *splitter* en la geometría del rodete únicamente si se cumplen las condiciones que se muestran a continuación:

- Tanto el álabe principal como el *splitter* deben tener bordes redondeados en el borde de ataque y *cut off* en el borde de fuga.
- El borde de ataque del álabe principal ha de estar por delante del borde de ataque del *splitter* en la vista meridional.
- Los bordes de salida de ambos álabes deben estar localizados en el mismo punto de la vista meridional.

## Mesh Data

Una vez seleccionada la topología de la malla, se procede a la configuración de las propiedades de esta. A través de la pestaña *Mesh Data* se pueden imponer un valor

aproximado del número de elementos y nodos. A continuación se desarrollan las principales opciones de esta pestaña.

- Mesh Size Tab: cuenta con una opción llamada *Lock Mesh Size Check Bok* y sirve para mantener las dimensiones de la malla con el objetivo de prevenir cualquier cambio en los controles globales o locales de la malla. Esta opción es muy útil en aquellos casos donde se quiera realizar variaciones en la geometría de referencia y no se desee modificar la malla en los distintos casos de estudio. Esto hace que la influencia de la malla sea menor en los resultados. Debido a que uno de los objetivos propuestos en este trabajo es modificar la posición del *splitter* esta opción se vuelve imprescindible.
  - Method: permite controlar la densidad de la malla.
    - Target Passage Mesh Size: establece el objetivo de nodos para el canal de la malla. Según se elija *Coarse*, *Medium* o *Fine* se tendrán 20000, 100000 o 250000 elementos respectivamente. Existe la posibilidad de introducir el número de elementos deseados.
    - Global Size Factor: solo válida para el ATM y define el tamaño de la malla en su totalidad. La resolución se incrementa con *Size Factor*, en un intervalo de 1 a 5. Cabe destacar que el incremento no es lineal y para valores superiores a 2 la malla no es viable debido a la gran densidad. Este factor se usa para realizar un estudio de refinamiento de malla.
    - Topology Block Edge Split: es válida en topologías tradicionales y define como de fina es la malla en cada una de las capas. No se hace uso de esta opción.
  - Boundary Layer Refinement Control: se utiliza para el refinado de la capa límite cuando se utiliza una topología *ATM Optimized Topology* que es el caso del presente trabajo. Esta opción presenta las siguientes posibilidades:
    - Proportional to Mesh Size: en función de los valores de *Factor Base* y *Factor Ratio* se controlan el número de elementos a través de la capa límite.
    - Edge Refinement Factor: con el aumento de este factor se aumenta la resolución de la malla. El intervalo está entre 0.1 y 10 y no aumenta de forma lineal, por lo que un aumento brusco puede provocar la generación de un gran número de elementos y la malla podría no ser viable.
    - First Element Offset: se controla la altura de los elementos próximos a la pared que sirve para calcular el factor de refinamiento. No se tiene en cuenta en este trabajo.
- Passage Tab: se ajustan las opciones de distribución de los elementos a lo largo del canal del rodete.

- Spanwise Blade Distribution Parameters: dentro de esta opción existen varios métodos para la distribución de elementos. Estos se controlan a lo largo del álabe y de la envergadura.
  - Element Count and Size: se ha de especificar el número de elementos a lo largo de la envergadura, así como indicar si la distribución es o no uniforme.
  - Boundary Layer: debe especificarse la distribución de los parámetros en tres secciones, estas son, la capa límite del *hub*, la capa límite del *shroud* y la sección intermedia. El parámetro *Layer offset* es el espesor de la capa límite, mientras que *Wall offset* es el espesor del primer elemento pegado a la pared.
  - Uniform: se especifica el número de elemento y el tamaño es igual para todos.
  - Proportional: es un método utilizado por defecto para la topología ATM que se ha utilizado. “ANSYS TurboGrid” calcula de forma automática el número y la distribución de elementos en la dirección de la envergadura. De esta manera los tamaños de los elementos cercanos al *hub* y al *shroud* coinciden con el tamaño del elemento del álabe. Un incremento de este factor aumenta la resolución y varía desde un valor de 0.5 a 3.
- Hub Tip and Shroud Tip Tab: se utiliza para el control de la distribución de elementos en la dirección de la envergadura que se sitúan en el *tip clearance*, por lo que se ha de incluir en las secciones del *hub* y/o *shroud*. Para una mayor simplificación, en este trabajo no se incluye la opción del *tip clearance*.
- Inlet/Outlet Tab: esta opción afecta a las zonas de mallado del *inlet* y el *outlet* del canal del rodete. Depende de si se activan las secciones en la pestaña de *Mesh Size*, los dominios de entrada y salida se generan como parte de la malla o no.

### Layers

También denominadas capas, tienen la función de proyectar la topología de la malla en una sección específica del álabe. Un aumento de *layers* hace que la topología se adapte mejor a la geometría local y por tanto mejora la calidad de la malla. Una mayor complejidad de geometría hace que se tengan que incluir un mayor número de capas. Las que vienen por defecto son las del *hub* y *shroud*, pero se requiere un mayor número de capas si se quiere mejorar la calidad de la malla.

### Mesh Analysis

Esta opción favorece a determinar la calidad de la malla marcando una serie de límites que no deben sobrepasarse. Aunque no aparece la opción de *skewness*, antes comentada, existen otros parámetros que indican lo mismo. A continuación, se explican algunos de los más importantes:

- **Maximum Face Angle:** ángulo entre los bordes de una cara que están en contacto con un nodo. El programa calcula los que hay en todos los elementos y muestra el valor máximo. Se considera una medida del *skewness*.
- **Minimum Face Angle:** utiliza el mismo procedimiento que el caso anterior pero ahora se muestra el valor más pequeño.
- **Connectivity Number:** determina el mayor número de elementos que están en contacto con un nodo.
- **Element Volume Ratio:** se trata de un factor que engloba desde el máximo volumen hasta el valor mínimo de elemento que está junto a un nodo. Este valor puede ser útil para averiguar la tasa de expansión local.
- **Minimum Volume:** asegura que no se crean volúmenes negativos en el canal, por lo que proporciona el mínimo volumen dentro de un elemento.
- **Edge Length Ratio:** es un ratio entre el borde más largo de una cara y el más corto de la misma. Se muestra el valor más elevado y sirve como medida del Aspect Ratio.

Existe un orden de prioridad en los parámetros estadísticos que muestran la calidad de la malla, en cuanto a cuáles deben cumplir las restricciones y cuáles son aceptables aun estando fuera de los límites establecidos.

En primer lugar, ha de asegurarse que el *Minimum Volume* sea nulo para poder utilizar la malla en los cálculos sucesivos. Además, tanto el *Minimum Face Angle* como el *Maximum Face Angle* deben estar dentro del intervalo  $[15^\circ, 165^\circ]$ . Si el valor está fuera pero cercano se puede aceptar.

El parámetro *Edge Length Ratio* se puede regular con el aumento del número de elementos desde el *hub* al *shroud*. El valor que viene dado por defecto es 100 pero se aceptan valores cercanos.

Para el caso del *Element Volume Ratio*, el cumplimiento de este depende de la malla. No es relevante para la obtención de una malla de calidad.

Finalmente, dependiendo del tipo de solver que se utilice el parámetro *Connectivity Number* puede ser más o menos importante.

## 2.4. Mallado de la geometría

En este apartado se muestra la malla de cada una de las partes que conforman la geometría del turbocompresor centrífugo. Más tarde se realizarán tres mallas diferentes para realizar un estudio de independencia de malla para seleccionar una malla que

proporcione resultados con una precisión aceptable y con el menor coste computacional.

En primer lugar, se muestra la malla del tubo de entrada (Figura 2.8). Este ha sido mallado con “ANSYS Mesh” ya que es una parte sencilla de la geometría y no se ha realizado un mallado estructurado.

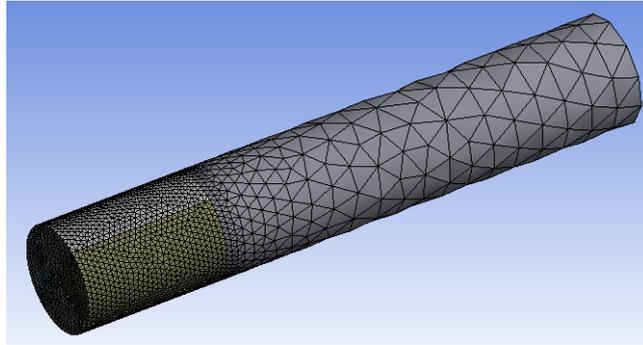
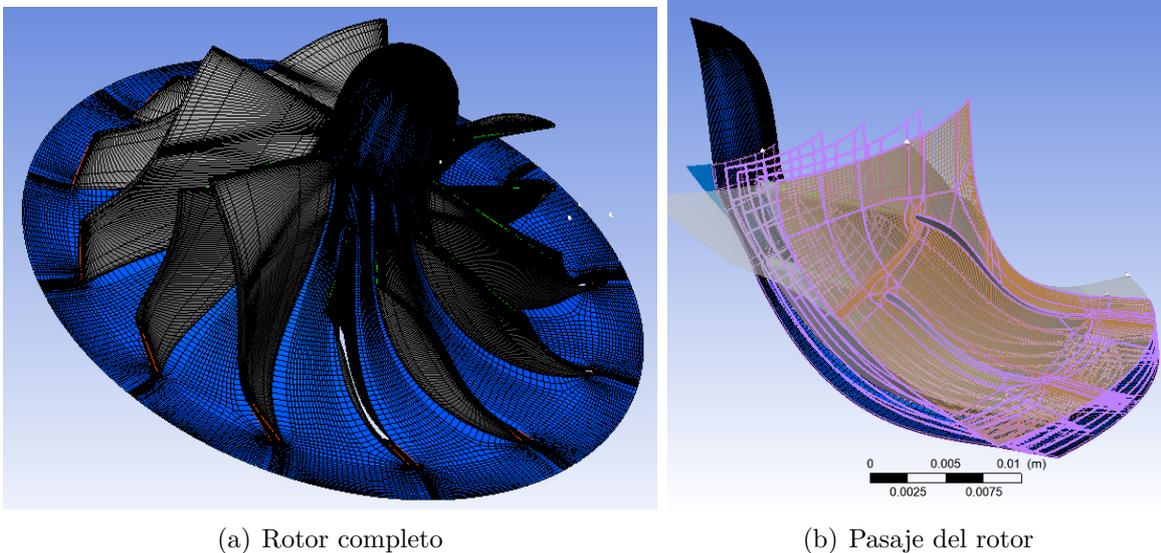


Figura 2.8: Malla del tubo de entrada realizada con “ANSYS Mesh”

En la Figura 2.9 se muestra la malla del rotor junto a la de un pasaje del mismo. Esta se ha realizado con el mallador específico para turbomáquinas “ANSYS TurboGrid” que realiza mallados estructurados. Como es una parte compleja del turbocompresor esta requiere de un mallado de estas características para una mejor predicción del comportamiento.



(a) Rotor completo

(b) Pasaje del rotor

Figura 2.9: Malla del rotor completo junto a la de un pasaje realizadas con “ANSYS TurboGrid”

Finalmente, queda mostrar la malla de la voluta en la Figura 2.10. Al igual que el

tubo de entrada, esta también se ha realizado en “ANSYS Mesh” y también una malla no estructurada.

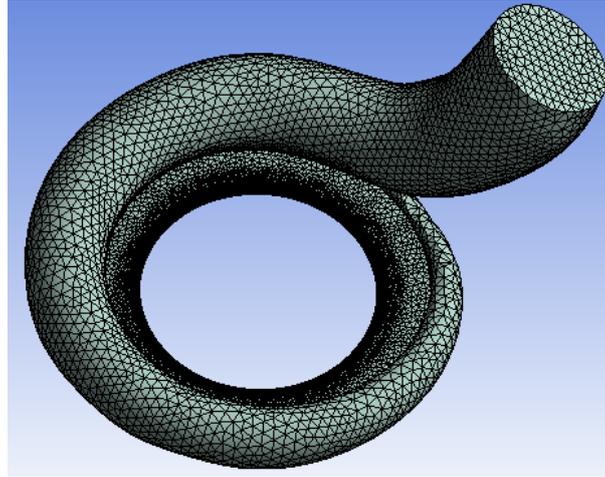


Figura 2.10: Malla de la voluta realizada con “ANSYS Mesh”

## 2.5. Preproceso en CFX

Continuando con el preproceso del problema, tras el mallado de cada una de las partes que conforman la geometría, es necesario el uso de un *software* que permita fijar las condiciones de cálculo. Para este problema se dispone de un nuevo módulo denominado “ANSYS CFX”, que es un *software* específico para el cálculo de turbomáquinas. Permite preparar el cálculo, calcularlo y postprocesar la solución obtenida con el mismo. En esta sección se mostrarán las opciones utilizadas durante el preprocesado del CFX y el orden seguido para la configuración.

Una vez traspasada la totalidad de la geometría mallada a este módulo, se definen cada una de las partes que forman el turbocompresor, se establecen condiciones de contorno, modelo de turbulencia, etc.

### 2.5.1. Turbo Mode en CFX

*Turbo Mode* es una herramienta especial que permite configurar simulaciones para turbomaquinaria, tales como compresores y turbinas de una forma sencilla. Cada componente del turbocompresor se define seleccionando el archivo que contiene a la malla y especificando algunos parámetros, con los que el programa genera automáticamente las condiciones de contorno y las *interfaces* entre los distintos componentes. A continuación se va a explicar el proceso que se ha de seguir para configurar esta opción.

### ***Basic Settings***

En esta primera pestaña se ha de introducir qué tipo de turbomáquina se está estudiando así como el eje de rotación del rodete. Además se debe especificar el tipo de análisis que se va a llevar a cabo, si bien estacionario o transitorio. Debido al coste computacional que requiere un análisis transitorio se opta por realizar un análisis estacionario teniendo en cuenta los errores que pueda conllevar.

### ***Component Definition***

En la siguiente ventana se establece el nombre de cada uno de los componentes así como indicar si son elementos fijos, como es el caso del tubo de entrada y la voluta, o rotatorios, como el rodete. Los componentes se han de colocar en orden, desde la entrada hasta la salida, es decir, tubo de entrada (S1), rodete (R1) y voluta (S2).

En el caso del rodete (R1) se ha de indicar la velocidad de giro del mismo, que es 158776 revoluciones por minuto.

### ***Physics Definition***

El siguiente paso consiste en definir las características físicas del fluido de trabajo, el modelo de turbulencia y las condiciones de contorno.

Para este cálculo, el fluido es aire en condiciones de gas ideal, la presión de referencia se impone nula para trabajar con presiones absolutas. En cuanto al modelo de turbulencia se elige Shear Stress Transport (SST) que es el más apropiado para el cálculo como se explicará en apartados sucesivos.

### ***Interface Definition***

En esta pestaña se muestran las *interfaces* a fin de que el usuario compruebe que se han creado de forma correcta. Dichas *interfaces* definen las superficies comunes entre elementos, para dar continuidad a la geometría total. Las superficies comunes son la salida del tubo de entrada con la entrada al rotor (R1 to S1) y la salida del rotor con la entrada a la voluta (S2 to R1).

### ***Boundary Definition***

Al igual que en la pestaña anterior, esta ventana permite visualizar las condiciones en cada una de las zonas de interés. Estas son el *inlet*, el *outlet*, el *hub*, el *shroud*.

### ***Final Definition***

Esta es la ventana final donde termina el proceso de configuración de las condiciones de la turbomáquina y se vuelve a la ventana general donde se van a modificar otros

aspectos relacionados con el solver, es decir, criterios de convergencia, control de la solución, etc.

### 2.5.2. Modelos de turbulencia

En este apartado se van a exponer brevemente las características de cada uno de los modelos de turbulencia de los que dispone “ANSYS CFX”, con el fin de encontrar el modelo que más se adapta a las características de este estudio.

- Modelo  $k-\epsilon$ : es uno de los modelos de turbulencia más destacados debido a la robustez del modelo y a que implica un coste computacional razonable. Por estas razones, es uno de los modelos más extendidos en el cálculo de los efectos de la turbulencia en aplicaciones industriales. Es un modelo válido para un amplio campo de aplicaciones, sin embargo, no es adecuado para las que se muestran a continuación:
  - Flujos con capa límite separada
  - Flujos en fluidos rotatorios
  - Flujos sobre superficies curvadas
- Modelo *Shear Stress Transport* (SST): un problema principal en el modelado de la turbulencia es predecir de forma precisa la separación del flujo sobre una superficie lisa. Este modelo es muy útil para conseguir una buena precisión en simulaciones con capa límite. Se ha optado por usar este modelo debido al equilibrio que existe entre el coste computacional y la precisión de los resultados bajo la influencia de gradientes adversos de presión que pueden aparecer dependiendo de si el punto de funcionamiento del turbocompresor está cercano al bombeo.

### 2.5.3. Condiciones de contorno

En este apartado se van a definir las condiciones de contorno para el problema a estudiar. Dichas condiciones de contorno se establecen para disponer de una solución única de las ecuaciones. A continuación se van a explicar las condiciones de contorno disponibles en el *software* “ANSYS CFX” [4]

- *inlet*: condición de contorno de entrada que se utiliza cuando el flujo está dirigido hacia el dominio. Para este caso se fija el gasto másico que trasiega y la temperatura de parada a la entrada.
- *outlet*: al igual que la anterior se utiliza cuando el flujo está dirigido hacia la salida del dominio. En este problema se fija la presión estática de salida de la voluta.

- *wall*: las paredes son condiciones de contorno impermeables al flujo y estas se dividen en externas e internas. Se supone que estas son adiabáticas, y para fluidos viscosos se establece la condición de no deslizamiento en las paredes (álabes, *hub*, *shroud*, voluta y tubo de entrada). Para el caso de los álabes, el *hub* y el *shroud* además se aplica un movimiento de rotación. Finalmente, en el *shroud* se activa la opción *Counter Rotating Wall* para simular en estacionario el giro de la carcasa quedándose el *hub* en una posición fija.
- *interface*: esta es una condición que se utiliza para unir dos mallas que se han generado de forma separada mediante una interpolación de los distintos lados. Esta conexión se ha llevado a cabo entre el tubo de entrada y el rodete y el rodete con la voluta como se ha comentado anteriormente. El tipo de conexión que se impone es la opción GGI que viene dada por defecto.

#### 2.5.4. Solver Control

En este apartado se van a comentar los parámetros que controlan los aspectos relacionados con el control de la solución. Se determina el esquema de discretización, la discretización de la turbulencia y los controles de convergencia a través de escala de tiempo y residuales.

Existen tres opciones para el esquema de discretización. Estas son *upwind*, *High Resolution* y *Specified Blend Factor* [3]. Se ha elegido para este problema en concreto la opción *High Resolution* por la precisión y robustez de la solución. También por el tratamiento numérico que se hace de la turbulencia.

En lo referido a la escala de tiempo, programa ofrece la posibilidad de calcular la solución de forma automática por el *solver*. El programa tiende a ser conservador y la convergencia es lenta, pero es posible acelerar esta convergencia aplicando un factor a la escala de tiempo o fijando un valor más agresivo. Se ha optado por la opción conservadora por la falta de experiencia.

Por último, como se trata de un análisis complejo que requiere un análisis transitorio, como no se dispone de tanta capacidad computacional para llevarlo a cabo, llegar a una solución estacionaria coherente puede suponer realizar un gran número de iteraciones. Por este motivo se configura con un número de iteraciones muy elevado y un valor para los residuales muy pequeño para evitar que estos factores no causen la convergencia de la solución.

#### 2.5.5. Output Control

Para terminar con el apartado de configuración del problema, el último paso está en la pestaña *Output Control*. En esta pestaña se crean una serie de monitores que reflejan

la evolución del cálculo de las variables de interés del problema para ver cuando la dicha variable se ha estabilizado. Para este problema se han monitorizado las siguientes variables:

- Presión estática a la entrada
- Temperatura de parada de entrada
- Temperatura de parada a la salida
- Velocidad de entrada al tubo
- Velocidad de salida de la voluta

Estos datos se utilizan para determinar la convergencia de la solución y además, para el estudio de independencia de malla.

### **2.5.6. Criterio de convergencia**

Al tratarse de un caso complejo, con una geometría 3D, no se puede asegurar llegar a una solución coherente. Tampoco se puede predecir un número de iteraciones necesarias ni dejar en manos de los residuales el alcance de una solución. Por este motivo, se utilizan otros criterios de convergencia más fiables. Se va a explicar mediante un ejemplo de uno de los casos realizados en este trabajo. Se ha elegido el caso de la malla más gruesa, aunque cabe destacar que la evaluación de la convergencia se han llevado a cabo de la misma manera para todos los casos.

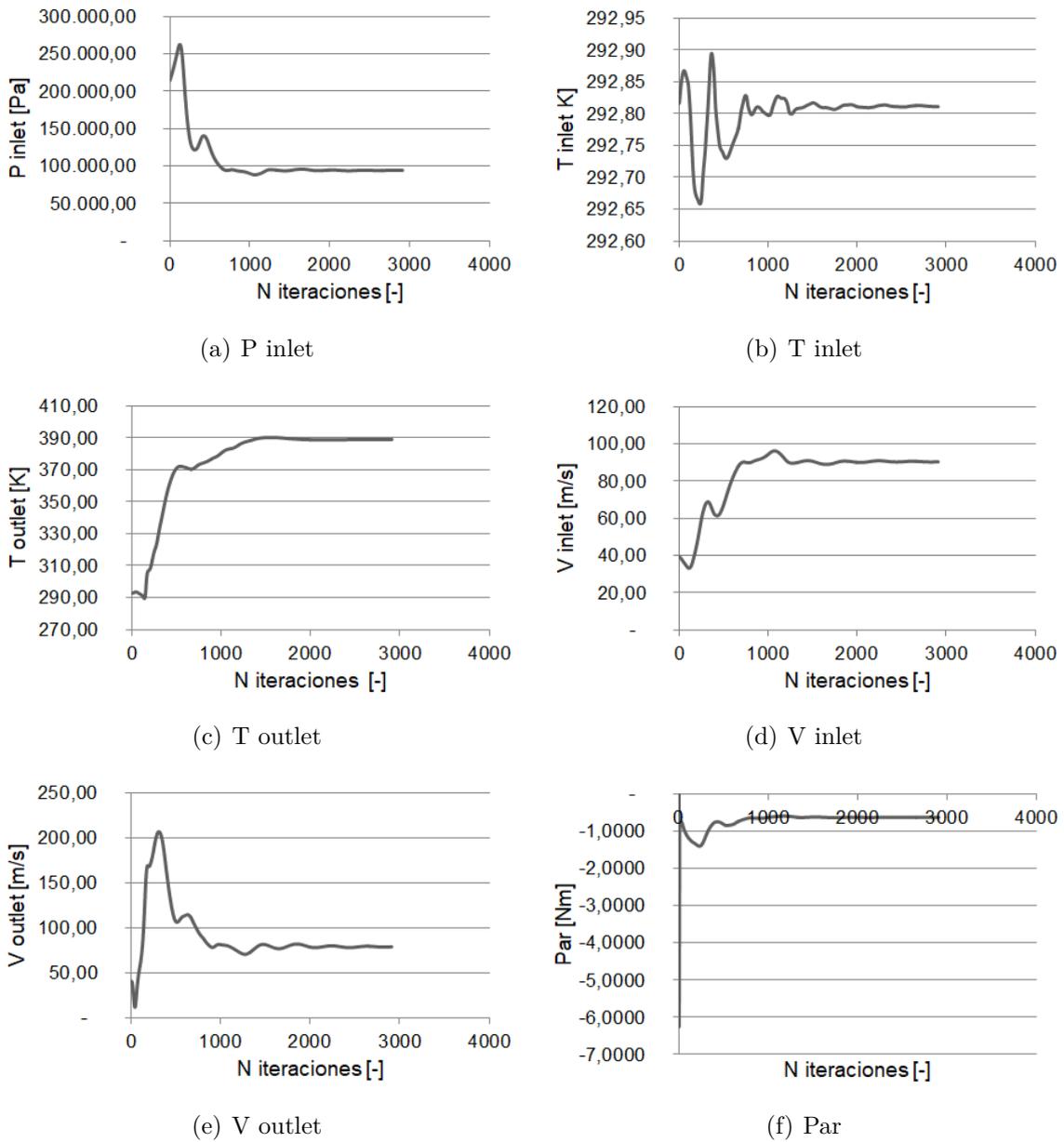


Figura 2.11: Evolución de las variables globales en cada iteración para evaluar la convergencia de estas

En primer lugar, fijándose en las variables globales, como la presión a la entrada, la temperatura y velocidad de entrada y salida o el par, se visualiza en el monitor que el valor medio se estabiliza y que las oscilaciones se van atenuando (Figura 2.11). Para poder hacer un análisis más exhaustivo de la convergencia, se calcula el valor medio de las últimas iteraciones, donde se observa que el valor medio se estabiliza, que en el caso del ejemplo es a partir de la número 2500.

Por otro lado, es necesario comprobar la sobreoscilación. Esta es un indicador de cuán representativo es el valor medio sobre los valores de las últimas iteraciones. Para calcularla, se hace uso de los datos de las variables globales correspondientes al último periodo de oscilación y la fórmula 2.1. El criterio que se utiliza en este trabajo final de grado es que este indicador sea menor del 0,5 % y los valores que se han obtenido son los que se muestran en la Tabla 2.1. Finalmente, a partir del valor medio, se calcula una banda de  $\pm 1\%$  y se observa si los valores de las iteraciones finales están dentro de dicha banda. (Figura 2.12).

$$\text{Sobreoscilación} = \frac{y_{max} - y_{min}}{\bar{y}} \cdot 100 < 0,2\% \quad (2.1)$$

Donde  $y_{max}$  es el valor máximo de la variable,  $y_{min}$  es el valor mínimo y por último,  $\bar{y}$  es el valor medio.

Variables globales	Valor Medio	Sobreoscilación
P inlet	94034,51	0.45 %
T inlet	292,81	0.2 %
T outlet[K]	389	0.0085 %
V inlet[m/s]	90,5	0.43 %
V outlet[m/s]	78,77	1.2 %
Par[Nm]	-0,63	-0.5 %

Tabla 2.1: Valor medio y sobreoscilación de las variables globales obtenidas en uno de los casos de estudio.

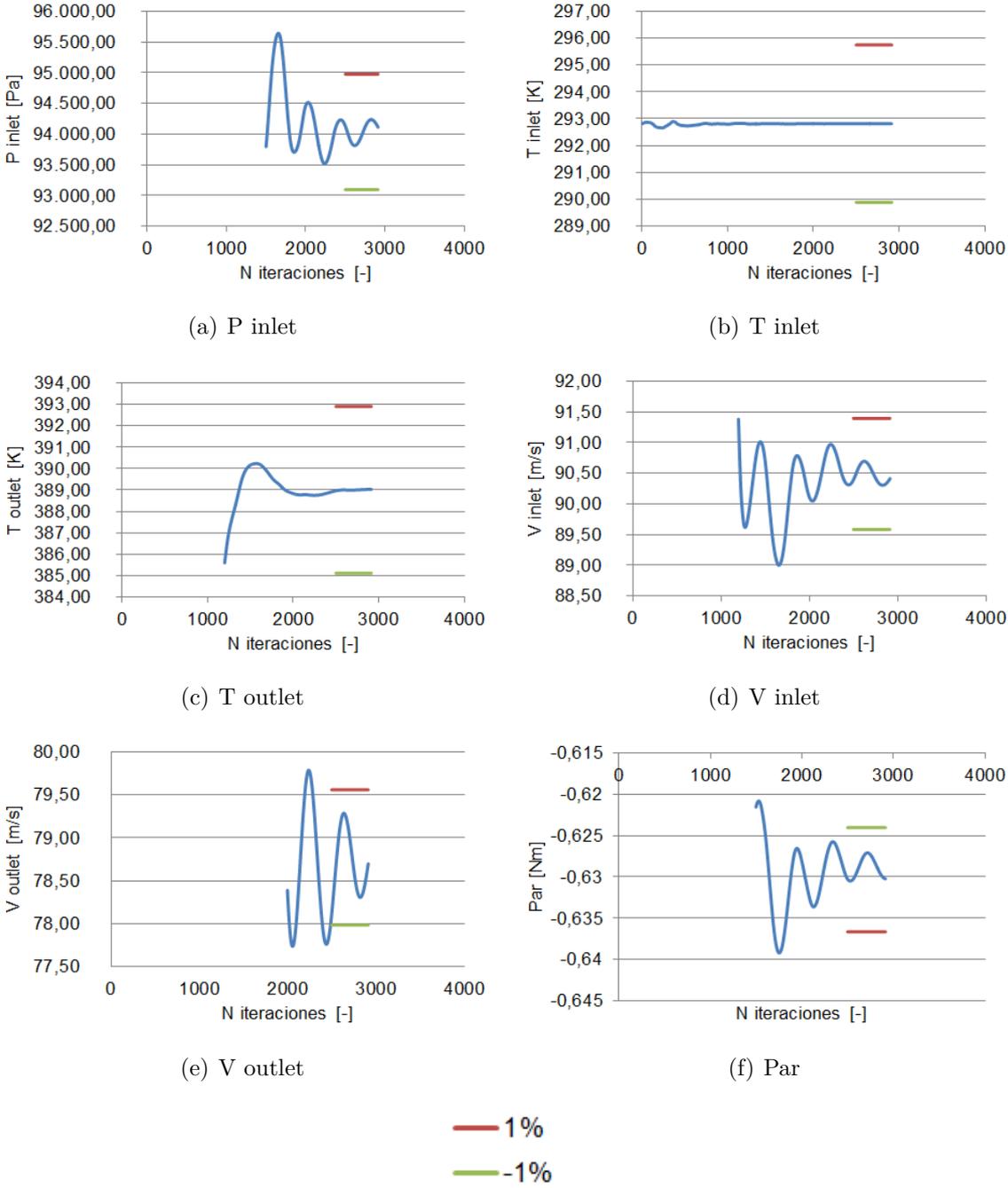


Figura 2.12: Estudio de la convergencia con un error de  $\pm 1\%$  en las últimas iteraciones a partir del valor medio calculado.

## Capítulo 3

# Estudio de Independencia de Malla

Con el fin de realizar un estudio más preciso, en este capítulo se procede a realizar un análisis de independencia de malla. Este nos va a permitir decidir la malla en función del grado de precisión que se quiere conseguir en la solución frente al coste computacional asociado al tamaño de dicha malla. Dicho estudio consiste en comparar las predicciones del modelo para las diferentes mallas generadas hasta llegar al límite en que reduciendo más el tamaño de malla, la variación de resultados entre mallas sea menor que el criterio establecido por el usuario. En este caso se va a imponer un criterio del 3%.

Para comparar los resultados se impondrán como parámetros la presión de entrada, la temperatura de salida, la velocidad de salida y el par del rotor. Este estudio debería realizarse para cada caso a calcular, sin embargo, esto no se hace porque supondría un excesivo tiempo de cálculo. Por este motivo se ha optado por realizar el estudio de independencia de malla en el punto de operación más estable, es decir, el de mayor gasto másico, además de utilizar la geometría de referencia. En la tabla 3.1 se muestran todos los parámetros característicos del punto de funcionamiento del turbocompresor centrífugo.

PARÁMETRO	VALOR
Velocidad de giro	158776 rpm
Gasto másico entrada	0.10919 kg/s
Presión entrada	214100 Pa
Temperatura entrada	300 K

Tabla 3.1: Parámetros del punto de funcionamiento del caso de estudio.

### 3.1. Comparación de las mallas

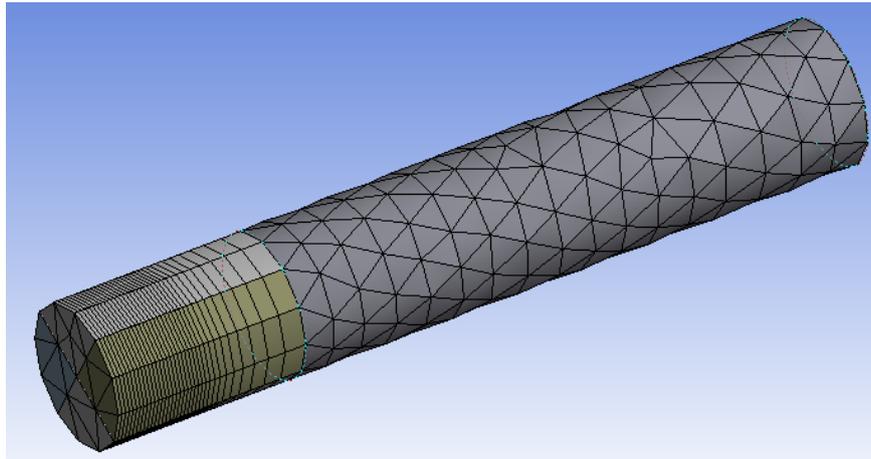
Para la realización de este estudio se han precisado de tres mallas, que posteriormente se dará una explicación detallada de este hecho. A continuación, se muestran los datos más relevantes de cada una de las mallas, como es el número de elementos de cada una de las partes que conforman el turbocompresor, así como del total (Tabla 3.2).

N. ELEMENTOS	TUBO ENTRADA	RODETE	VOLUTA	TOTAL
Malla 1	1942	401760	109486	500155
Malla 2	75301	520620	484712	1080633
Malla 3	188344	1098468	240810	1574259

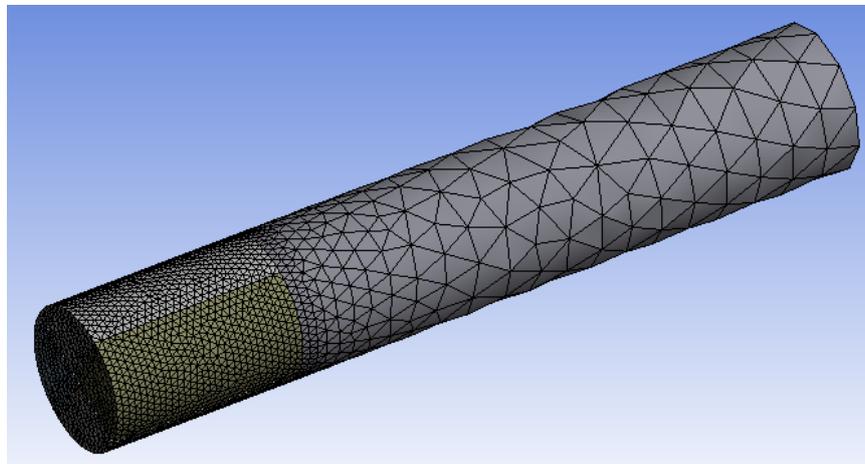
Tabla 3.2: Número de elementos de cada una de las mallas utilizadas para la realización de este estudio

En la tabla anterior se observa como se parte de una malla más gruesa y se va refinando en cada una de las mallas posteriores, ya que el número de elementos total aumenta aproximadamente en medio millón de unidades de una malla a otra.

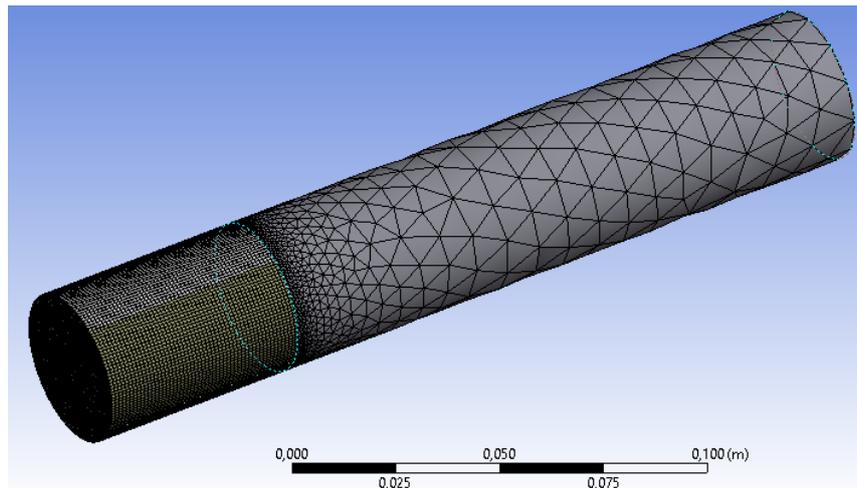
Además, se muestran las mallas visualmente para observar y comparar la topología y la calidad de las mismas (Figuras 3.1, 3.2, 3.3). Posteriormente, se analizan dichas mallas de la geometría en su conjunto y tras examinar los resultados obtenidos se escoge la malla más apropiada, es decir, la que presente unos resultados coherentes con el menor coste computacional.



(a) Malla 1

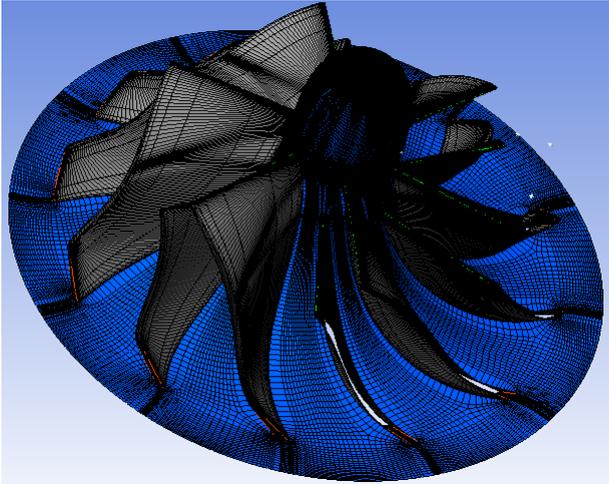


(b) Malla 2

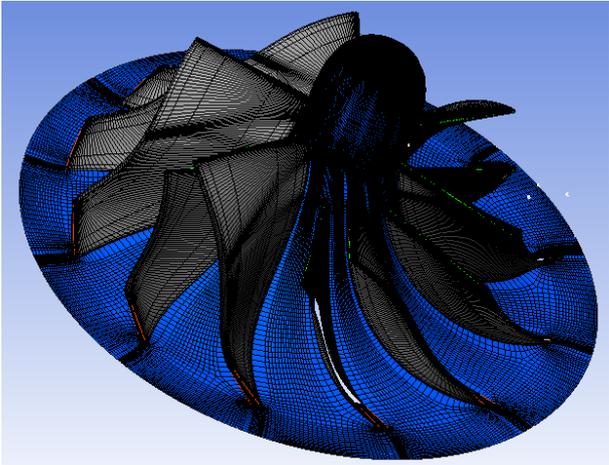


(c) Malla 3

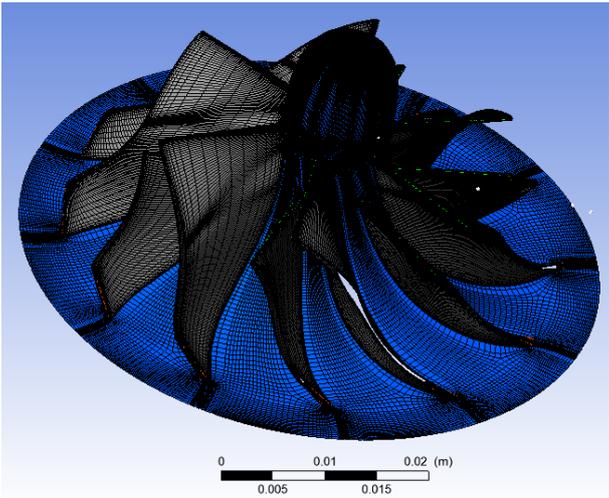
Figura 3.1: Comparación de las diferentes mallas generadas para el tubo de entrada



(a) Malla 1

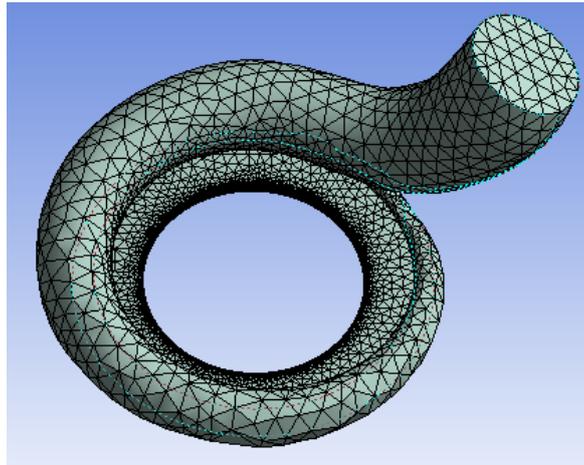


(b) Malla 2

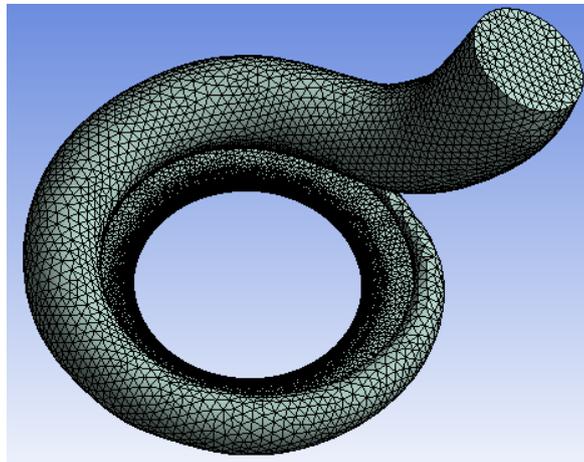


(c) Malla 3

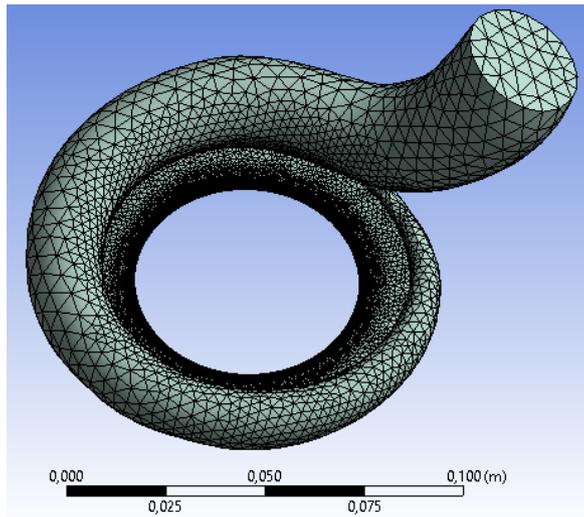
34      Figura 3.2: Comparación de las diferentes mallas generadas para el rotor *Trabajo Final de Grado*



(a) Malla 1



(b) Malla 2



(c) Malla 3

Figura 3.3: Comparación de las diferentes mallas generadas para la voluta  
*Trabajo Final de Grado*

## 3.2. Selección de la malla

EL proceso que se ha seguido para seleccionar la malla más adecuada es el siguiente. Primero, se configura la Malla 1 con aproximadamente medio millón de elementos por la experiencia propia del usuario para la realización de este tipo de cálculos. Una vez convergida la solución se extraen los resultados de las variables globales. Como se tiene cierta incertidumbre a la hora de validar dichos resultados, se procede a refinar la malla sumando otro medio millón de elementos aproximadamente, llegando así a la Malla 2. Al extraer los resultados de las mismas variables y comparándolos, se observa que en algunas variables hay un error mayor a 3 %, por lo que se genera otra malla aun más fina, es decir, la Malla 3. Comparando estos resultados se observa que entre la malla 2 y 3 el error de todas las variables calculadas es menor a un 3 %.

En la tabla 3.3 se muestra el valor medio de cada una de las variables globales y el error entre la Malla 1 y 2, así como entre la Malla 2 y 3. Además, en la Figura 3.4 se muestra de una forma visual como quedan los valores medios obtenidos para cada las 3 mallas configuradas.

VARIABLES	MALLA 1	MALLA 2	MALLA 3	ERROR 1-2	ERROR 2-3
P inlet [Pa]	94034,51	96503,12	96938,88	2,62 %	0,45 %
T inlet [K]	292,81	296,04	296,14	1,1 %	0,03 %
T outlet [K]	389	393,01	392,88	1,03 %	-0,03 %
V inlet [m/s]	90,48	89,13	88,02	-1,48 %	-1,24 %
V outlet [m/s]	78,72	81,75	79,84	3,84 %	-2,34 %
Par [Nm]	-0,63	-0,62	-0,62	-1,08 %	-0,16 %

Tabla 3.3: Comparación numérica de los resultados obtenidos de las tres mallas generadas.

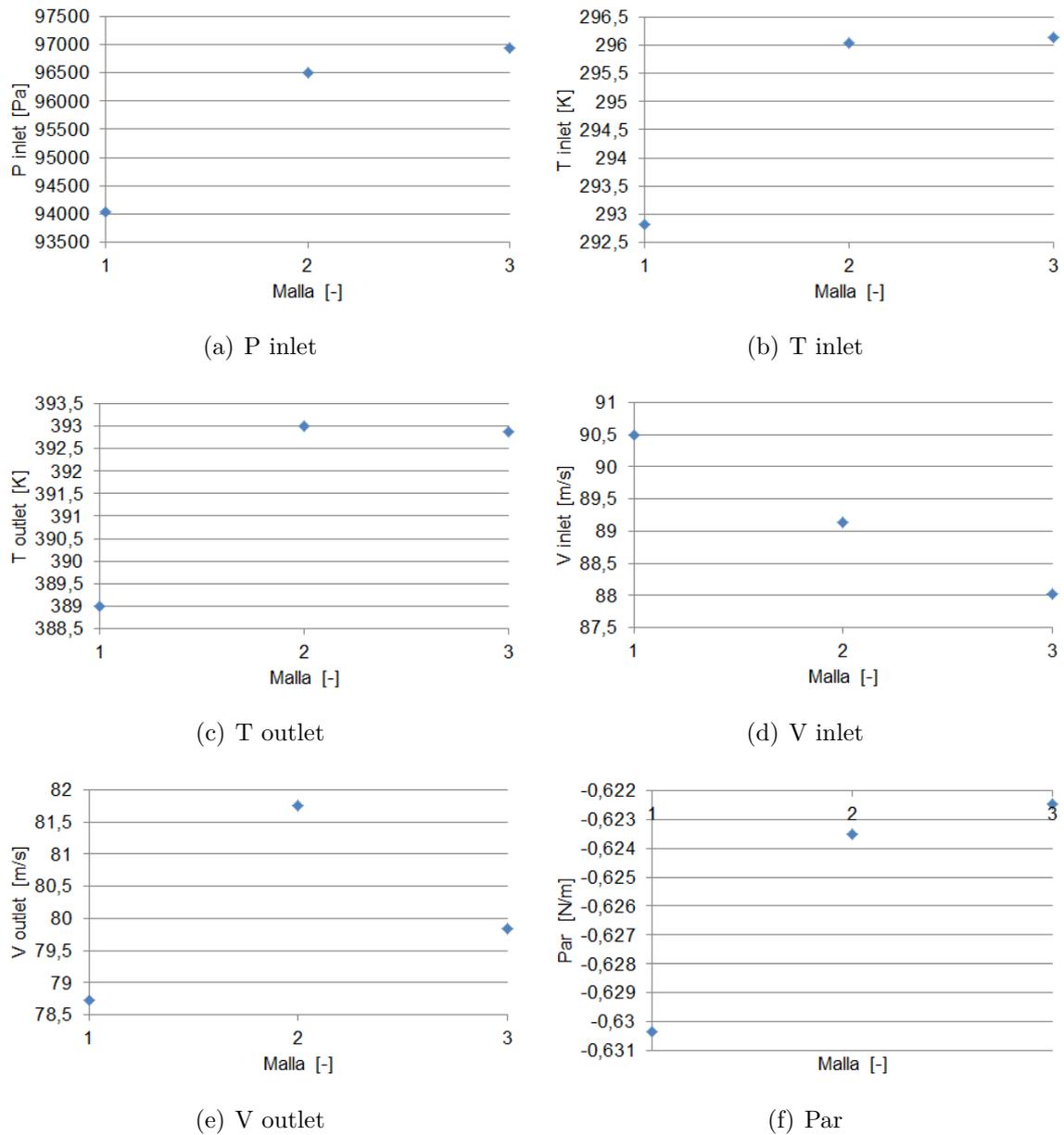


Figura 3.4: Resultados medios de las variables globales obtenidos para cada una de las mallas generadas

En el proceso de selección no solo basta con comparar resultados numéricos, si no que también es necesario analizar las características del flujo.

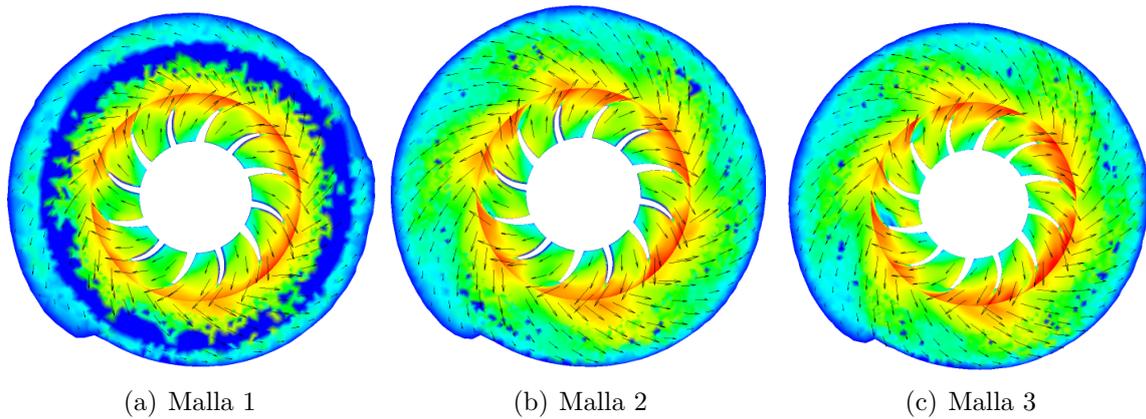


Figura 3.5: Proyección de la velocidad en el plano XY para  $z = -0.0015$  m que corta la voluta y el final del rodete

En la Figura 3.5 se muestra un plano XY a una  $z = -0.0015$  m en la que se visualiza una parte de la voluta y la zona final del rodete. Analizando las características del flujo se puede comentar que la imagen correspondiente a la malla 1 carece de sentido ya que aparece una zona de velocidad nula representada por el color azul intenso y aumenta de forma radial. Este hecho se puede deber a un excesivo grosor en la malla. Sin embargo las mallas 2 y 3 tienen un aspecto muy similar, lo que indica que el error entre estas mallas es muy bajo.

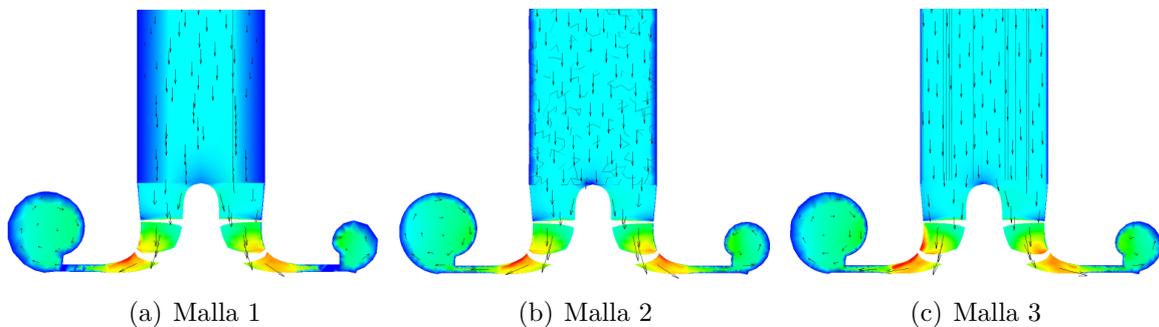


Figura 3.6: Proyección de la velocidad en el plano XZ para  $y = 0$  m que corta el conjunto del turbocompresor por la mitad.

Además, en la Figura 3.6 se muestra una vista del plano XZ, para la  $y=0$ , es decir la mitad del turbocompresor. Se observan ciertas discrepancias en la voluta entre la malla 1 y las mallas 2 y 3, al igual que se ha visto en la imagen anterior. En la zona del tubo también se observa un contorno de velocidad diferente en la proximidad de la pared, siendo muy diferente el de la malla 1 con los de las mallas 2 y 3.

Finalmente, en base a los resultados numéricos obtenidos y a las imágenes que detallan el flujo en las diferentes regiones del turbocompresor, se procede a la selección de la Malla 2 como malla independiente. Esta malla es la que proporciona los resultados más coherentes con el menor coste computacional. Por tanto, esta es la que se utilizará para la realización del análisis de sensibilidad del *splitter* que vendrá detallado en los siguientes capítulos.



# Capítulo 4

## Análisis de sensibilidad del *splitter*

En este capítulo se va a tratar el objetivo principal del presente trabajo final de grado. Una vez ya se tiene el modelo de referencia con la malla independiente, se procede a realizar un estudio paramétrico en el que se varía la posición del *splitter* [1/2, 3/8, 5/8] y el gasto másico de entrada además de otros parámetros (Tabla 4.1), resultando un total de 9 casos diferentes. Los valores de gasto másico elegidos se obtienen del diagrama de funcionamiento del turbocompresor centrífugo que relaciona la relación de compresión frente al gasto de aire corregido. Dichos puntos son los que se señalan en rojo en dicho diagrama (Figura 4.1). De esta forma es posible evaluar la influencia del gasto y la de la posición del *splitter* sobre las prestaciones del turbocompresor. Además, se expone el comportamiento detallado del flujo a lo largo del mismo, visualizando la influencia de la posición del *splitter*.

PARÁMETROS	PUNTO 1	PUNTO 2	PUNTO 3
$\dot{m}$ [Kg/s]	0.1092	0.0767	0.0595
$T_0$ inlet [K]	292.82	292.72	298.15
P outlet [Pa]	214100	223000	217600
N [rpm]	158776	158763	159394

Tabla 4.1: Datos de entrada de los diferentes puntos de funcionamiento.

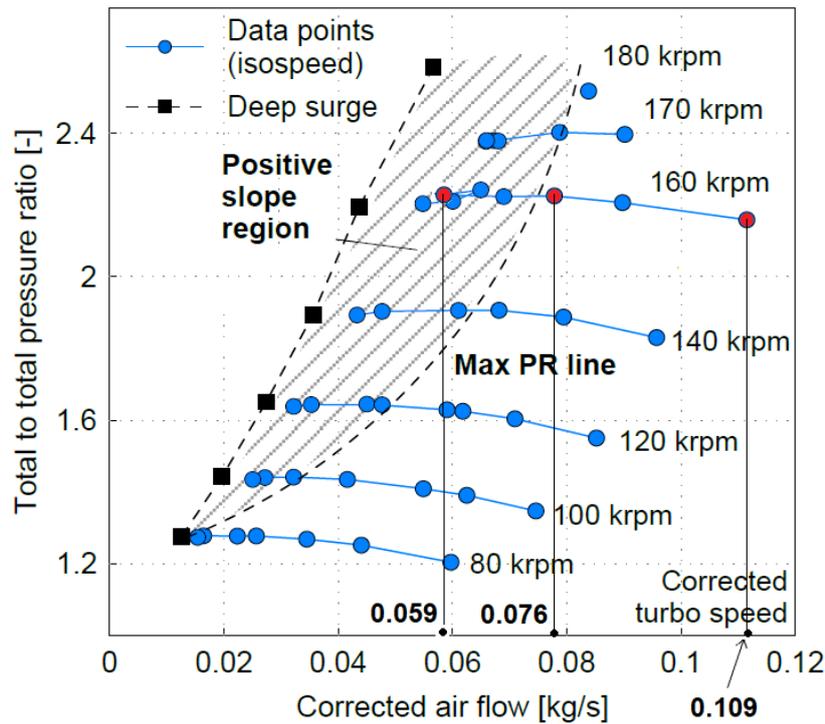


Figura 4.1: Diagrama de funcionamiento del turbocompresor. En rojo los puntos de funcionamiento de la Tabla 4.1. En referencia [5]

## 4.1. Variación de la posición del *splitter* en “ANSYS BladeGen”

En esta sección se va a explicar los pasos a seguir en el módulo de “ANSYS BladeGen” para realizar la modificación de la posición del *splitter*. Partiendo de la geometría de referencia, en primer lugar se selecciona el álabe que se desea modificar, que en este caso es el *splitter*(Figura 4.2).

#### 4.1. Variación de la posición del *splitter* en “ANSYS BladeGen”

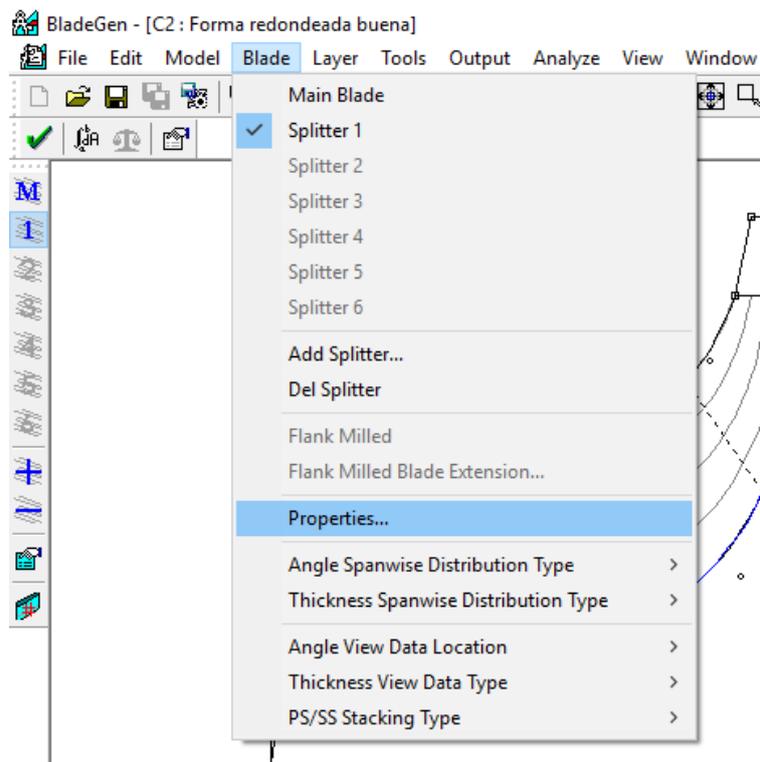


Figura 4.2: Paso 1. Selección del álabe que se desea modificar.

A continuación, se pincha en la casilla *properties* y se abre una ventana con diferentes opciones del *splitter* (Figura 4.3). Se observa que aparece por defecto la posición media entre los dos álaves principales.

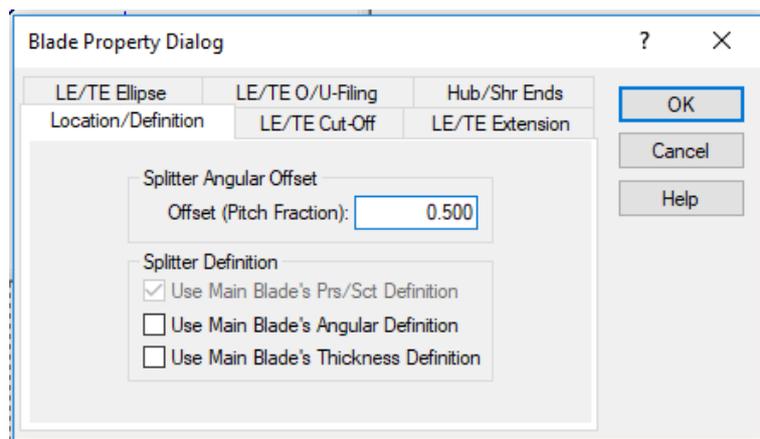


Figura 4.3: Paso 1. Casilla para editar las propiedades del álabe seleccionado.

Finalmente, en la Figura 4.4 se visualizan las nuevas geometrías del rodete en la vista *blade to blade*. Las posiciones mostradas son a  $3/8$  y  $5/8$  de la distancia total

entre álabes principales y van a servir para compararlas entre sí y con la geometría de partida. Además, en la Figura 4.5 se muestra una vista en 3D del rotor para comparar el canal entre álabes cuando se modifica la posición del *splitter*.

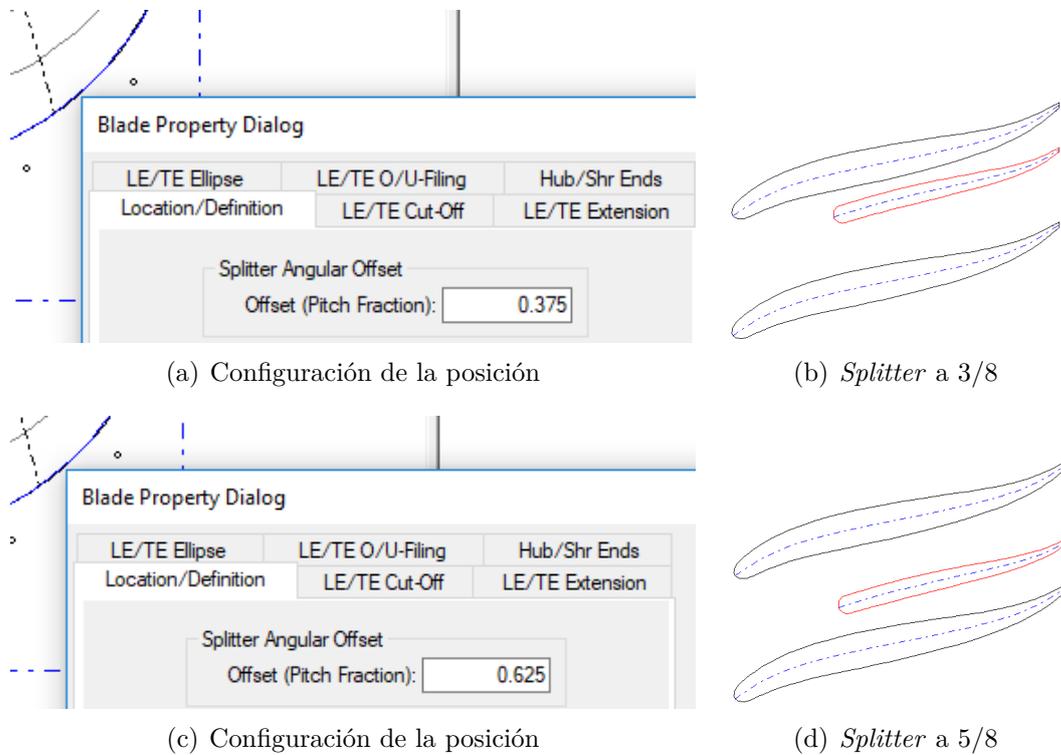


Figura 4.4: Ventana para ajustar la posición y vista *Blade to Blade* adquirida por el *splitter*

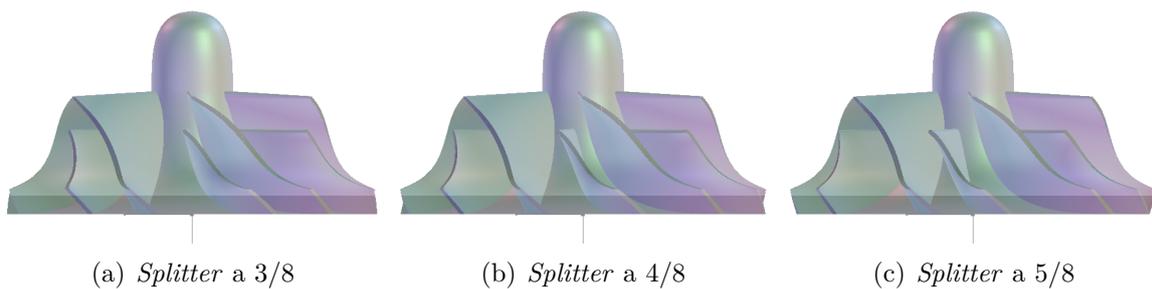


Figura 4.5: Vista del rotor en 3D en la que se comparan las tres posiciones del *splitter*

## 4.2. Análisis de las prestaciones del turbocompresor

Las características de funcionamiento de un turbocompresor vienen determinadas por las prestaciones de este. En esta sección se va a analizar la evolución del par, de la relación de compresión y finalmente del rendimiento global, todas ellas en función de la posición del *splitter*, así como del punto de funcionamiento (Tabla 4.1).

Para realizar los cálculos de las prestaciones se hace uso de los valores obtenidos de velocidad, temperatura y presión a la entrada y salida, así como de las diferentes ecuaciones que rigen el comportamiento termodinámico del turbocompresor [4].

### 4.2.1. Relación de compresión

La relación de compresión se define como la relación de presión de parada a la salida y a la entrada, es decir, como se muestra a continuación:

$$\pi_c = \frac{P_{0_{salida}}}{P_{0_{entrada}}} \quad (4.1)$$

Donde las presiones de parada a la entrada y a la salida se calculan de la siguiente manera:

$$P_{0_{entrada}} = P_{entrada} \cdot \left( \frac{T_{0_{entrada}}}{T_{entrada}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.2)$$

$$P_{0_{salida}} = P_{salida} \cdot \left( \frac{T_{0_{salida}}}{T_{salida}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.3)$$

De las fórmulas anteriores se conocen las presiones y las temperaturas estáticas, las cuales han sido calculadas mediante el módulo “ANSYS CFX Solver”. También es conocida la temperatura de parada a la entrada y el coeficiente de dilatación adiabática del aire ( $\gamma$ ) es un dato conocido y su valor es 1.4.

Por otro lado, la temperatura de parada a la salida ( $T_{0_{salida}}$ ) se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$T_{0_{salida}} = T_{salida} + \frac{1}{2} \frac{u_{salida}^2}{c_p} \quad (4.4)$$

En la fórmula anterior se puede comentar que la temperatura estática y la velocidad de salida ( $T_{salida}$  y  $u_{salida}$ ) han sido calculadas también con ayuda del módulo “ANSYS CFX Solver”. El calor específico ( $c_p$ ) del aire también es un dato conocido y equivale a 1003.62 J/(Kg K).

A continuación, se muestran los valores de relación de compresión obtenidos para los diferentes casos de estudio, los cuales han sido normalizados con el caso de referencia.

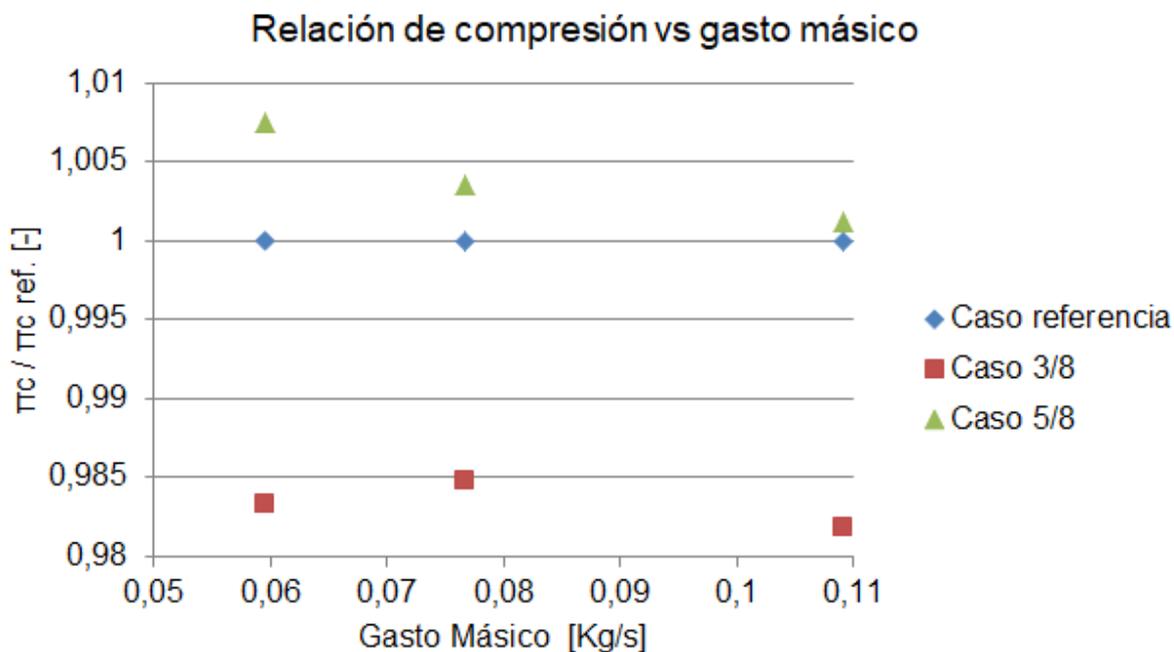


Figura 4.6: Relación de compresión en función del gasto másico para cada una de las geometrías de estudio.

En la Figura 4.6 se muestra la relación de compresión normalizada con el caso de referencia, que es la posición intermedia del *splitter*, para cada gasto másico diferente. Se puede apreciar como a medida que el gasto másico se reduce, la relación de compresión para el caso de 5/8 se va incrementando respecto al caso de referencia.

Por otro lado, para el caso de 3/8, la relación de compresión obtenida es menor que el caso de referencia, pero a diferencia del caso anterior, este no lo hace de forma lineal, sino que presenta un máximo para el gasto másico intermedio de valor  $\dot{m} = 0,0767 \cdot Kg/s$ .

Por tanto, se puede concluir con que la posición del *splitter* a 5/8 aumenta la relación de compresión, mientras que el *splitter* a 3/8 la reduce con un mayor porcentaje.

#### 4.2.2. Par

A continuación se muestra una gráfica que recoge los valores medios normalizados obtenidos para el par mediante el cálculo en CFD.

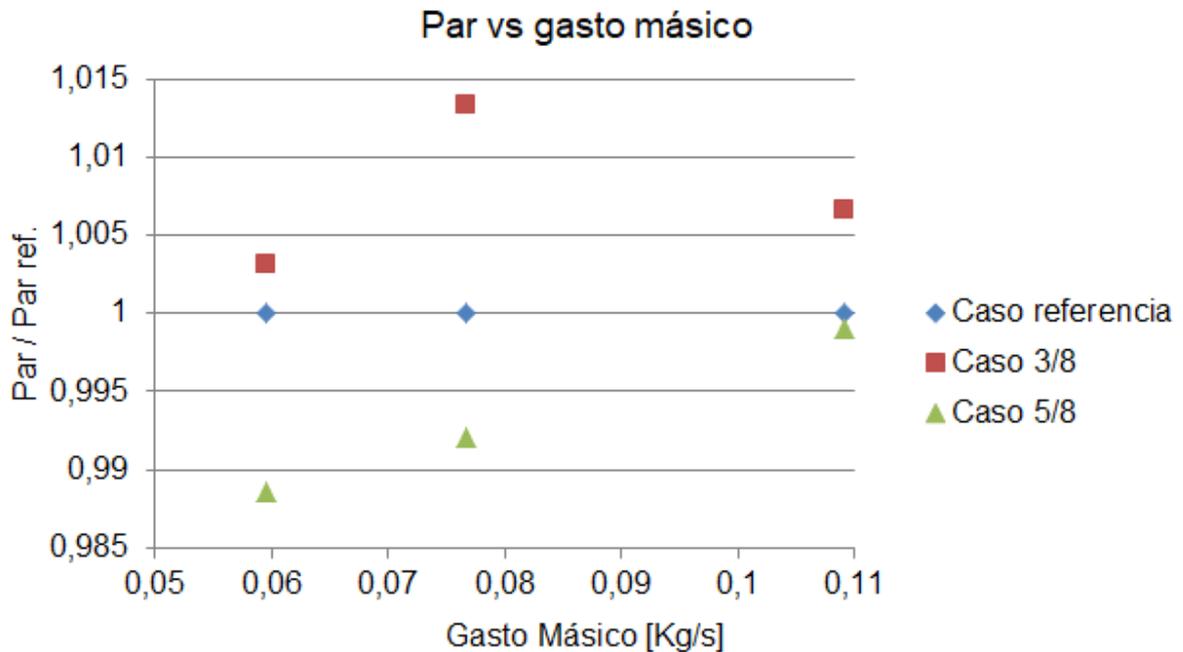


Figura 4.7: Par en función del gasto másico para cada una de las geometrías de estudio.

En la Figura 4.7 se representa el valor normalizado con la posición de referencia del par en el rodete. Esta gráfica indica que el par realizado por el rodete para el caso de 3/8 es mayor respecto al de referencia. Esto puede ser debido a que el *splitter* en esa posición no trabaja lo suficiente. Además al igual que en el caso anterior, este presenta un máximo para el gasto másico intermedio.

Para el caso del *splitter* a 5/8 cuanto menor es el gasto másico, menor es el par realizado por el rodete y a diferencia del caso de 3/8, este se reduce linealmente. También se puede añadir que el caso de gasto másico mayor presenta el resultado más similar al caso de referencia.

Finalmente, como conclusión cabe destacar que el *splitter* a 3/8 aumenta el par mientras que a 5/8 lo reduce.

### 4.2.3. Rendimiento global

El rendimiento global o que se va a analizar se corresponde con el rendimiento total de una turbomáquina. Es un indicador de la eficiencia de esta y es un valor muy importante y que se ha de tener en cuenta a la hora de diseñarla. Para calcular el rendimiento es necesario conocer la energía cinética del flujo a la salida del compresor. El rendimiento total se define como la relación entre la potencia isentrópica y la potencia

normal.

$$\eta_{Total} = \frac{P_{isentrópica}}{P} \cdot 100 \quad (4.5)$$

La potencia del compresor se expresa de la siguiente manera, donde todas las variables son conocidas.

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{0_{salida}} - T_{0_{entrada}}) \quad (4.6)$$

Por otro lado, queda calcular la potencia isentrópica ( $P_{isentrópica}$ ). Esta se define análogamente a la potencia normal, excepto en la temperatura de parada a la salida, que pasa a ser la temperatura isentrópica.

$$P_{isentrópica} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{0_{isentrópica}} - T_{0_{entrada}}) \quad (4.7)$$

Donde la temperatura isentrópica se calcula como:

$$T_{0_{isentrópica}} = T_{0_{entrada}} \frac{1}{\pi_c^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \quad (4.8)$$

A continuación, se muestra la gráfica con los resultados normalizados obtenidos para el rendimiento global o eficiencia en cada uno de los casos estudiados.

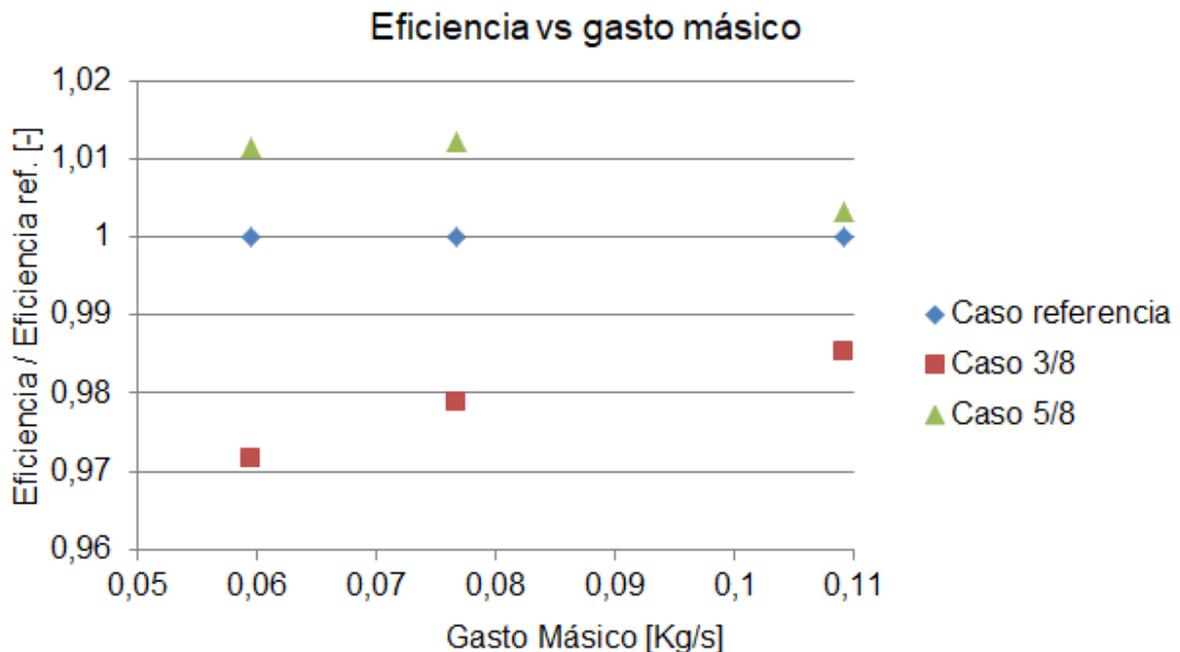


Figura 4.8: Eficiencia en función del gasto másico para cada una de las geometrías de estudio.

## 4.2. Análisis de las prestaciones del turbocompresor

En la Figura 4.8 se muestra la última prestación estudiada, siendo esta la eficiencia. Primeramente, se puede deducir que el caso de 5/8 es el más eficiente para todos los gastos másicos impuesto. Este resultado es lógico ya que es el que proporciona mayor relación de compresión y el par asociado al rotor es el menor.

Se puede concluir que el caso del *splitter* a 3/8 es el menos eficiente en todos los casos, además conforme se reduce el gasto másico, la diferencia entre los valores de eficiencia es cada vez mayor, es decir, menos eficiente. Por tanto, como conclusión general se puede decir que el caso de *splitter* esquidistante de los dos álabes principales no tiene por qué ser la posición más óptima, sobre todo para condiciones próximas a la zona de bombeo, que se reduce el gasto másico.

Finalmente, se muestra una tabla resumen que recoge todos los valores numéricos plasmados en cada una de las gráficas anteriores de la relación de compresión, del par y de la eficiencia (Tabla 4.3), así como otra tabla que plasma los valores de referencia que se utilizan para normalizar dichos resultados (Tabla 4.2).

	REF.		
Gasto[Kg/s]	$\pi_c[-]$	Par[Nm]	Eficiencia [%]
0.1092	2.37	-0.62	79.27
0.0767	2.43	-0.50	72.60
0.0595	2.50	-0.43	69.66

Tabla 4.2: Tabla resumen con los resultados obtenidos de la relación de compresión ( $\pi_c$ ), del par y de la eficiencia para cada uno de los gastos másicos y la posición de referencia del *splitter*. Respecto de estos datos han sido normalizados los resultados de los otros casos dando como resultado los valores de la tabla 4.3.

	Caso 3/8			Caso 5/8		
Gasto[Kg/s]	$\frac{\pi_c}{\pi_c \cdot REF.}$	$\frac{Par}{Par \cdot REF.}$	$\frac{Efic.}{Efic. \cdot REF.}$	$\frac{\pi_c}{\pi_c \cdot REF.}$	$\frac{Par}{Par \cdot REF.}$	$\frac{Efic.}{Efic. \cdot REF.}$
0.1092	0.981	1.006	0.985	1.001	0.999	1.003
0.0767	0.984	1.013	0.978	1.003	0.992	1.012
0.0595	0.983	1.003	0.971	1.007	0.988	1.011

Tabla 4.3: Tabla resumen con los resultados obtenidos de la relación de compresión ( $\pi_c$ ), del par y de la eficiencia normalizados para cada uno de los gastos másicos y de las posiciones del *splitter*.

Como se puede apreciar en las gráficas 4.6, 4.7 y 4.8, así como en la tabla 4.2 el

caso de referencia y el caso de 5/8 son los más parecidos en cuanto a los valores obtenidos. Sin embargo, respecto al caso de referencia el caso de 3/8 presenta unos valores inferiores de las prestaciones calculadas, por lo que este tipo de geometría no es la más idónea para optimizar el comportamiento del turbocompresor.

### 4.3. Análisis del flujo a través del turbocompresor.

#### 4.3.1. Contornos de Velocidad relativa sobre el rotor en la vista “blade to blade”

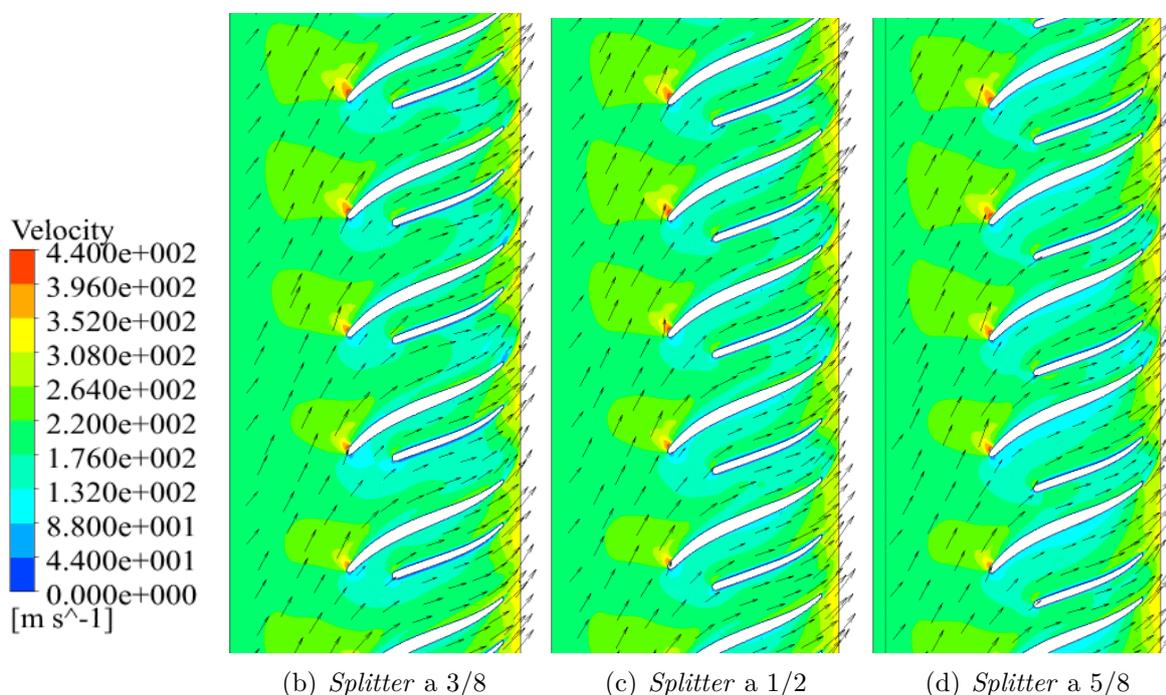


Figura 4.9: Vectores y contornos de velocidad relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,1092$  Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”

En la Figura 4.9, es la de mayor gasto másico y la más estable. No se observan diferencias notables a simple vista en el flujo para los tres casos ya que la capa límite permanece adherida a los álabes.

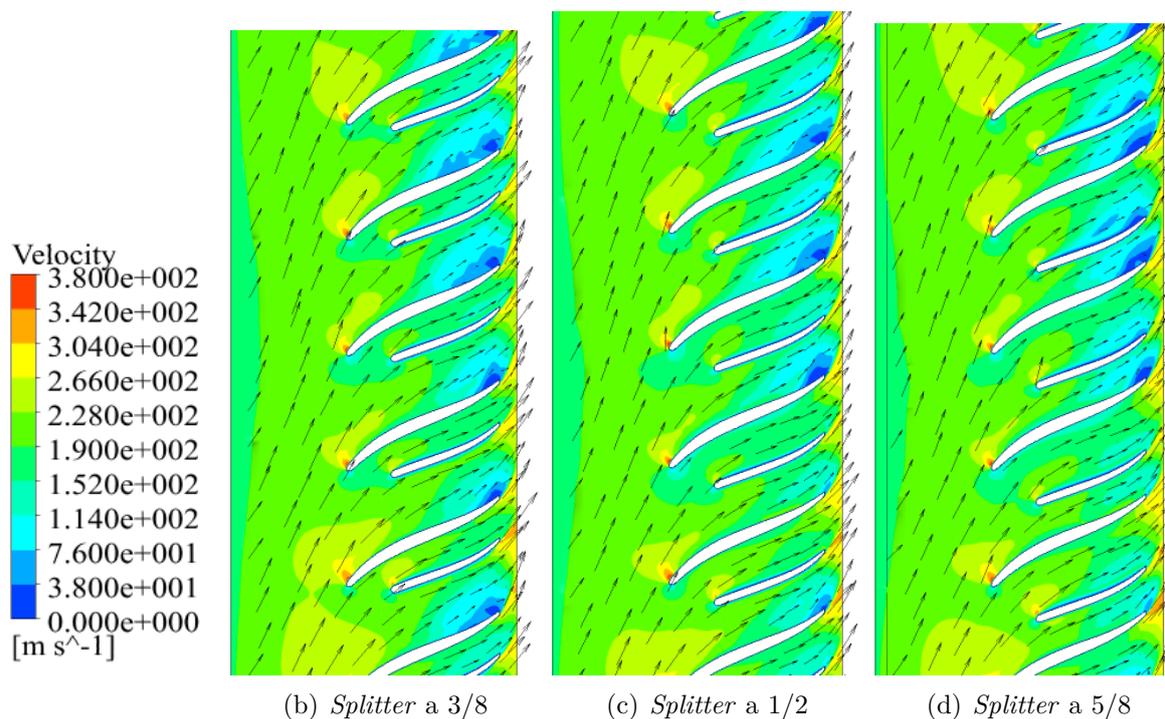


Figura 4.10: Vectores y contornos de velocidad relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0767$  Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”

Para el caso de la figura 4.10, en la que el gasto másico se ha reducido se observa como la capa límite en el borde de fuga del perfil empieza a desprenderse. Se puede apreciar como este fenómeno solo ocurre en el álabe principal, aunque empieza a ocurrir en el *splitter* para el caso de 5/8.

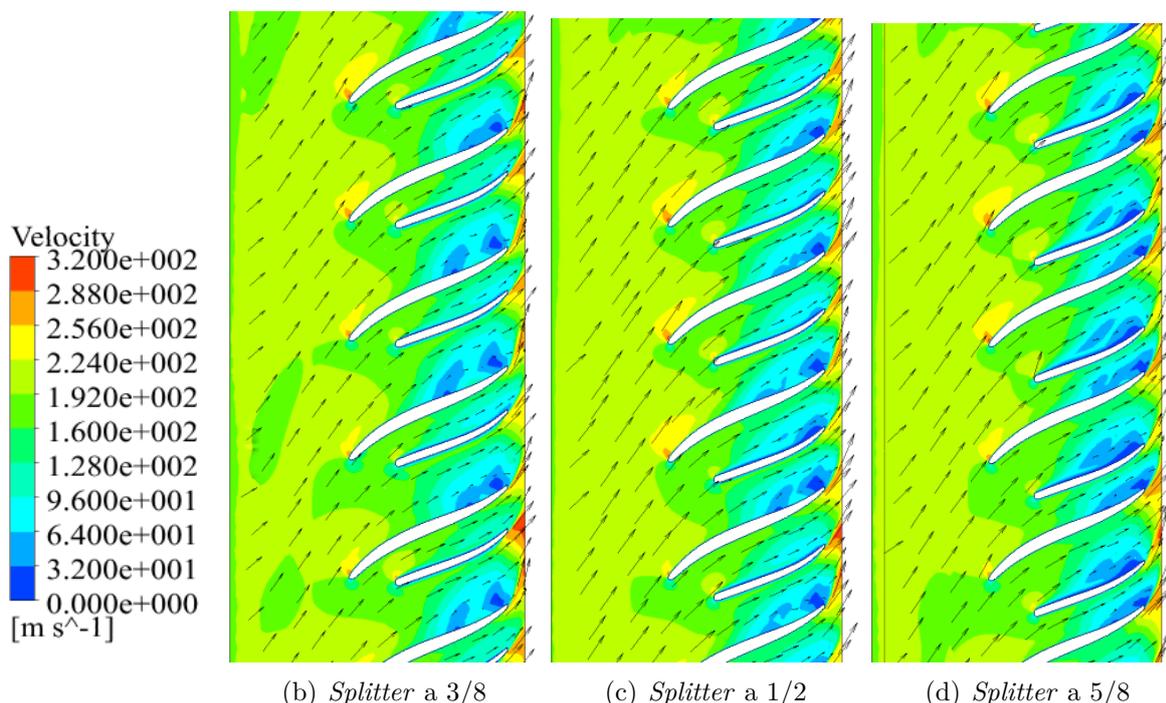


Figura 4.11: Vectores y contornos de velocidad relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0595$  Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”

La Figura 4.11 se corresponde con la del gasto másico más reducido. Es por esto que se observan más zonas de separación de la capa límite. Con el *splitter* a 3/8, el desprendimiento tiene lugar sobre todo en la cara de succión de los álabes principales. Con el *splitter* a 1/2 se aprecian desprendimientos también en la cara de succión de este álabes secundario, sin embargo, no son tan intensos como los de los álabes principales cuando se coloca el *splitter* a 5/8. En este caso, la separación de la capa límite en la cara de succión de los *splitter* es igual de notable que en los álabes principales.

Un aspecto curioso que cabe comentar es que el caso del *splitter* a 5/8 es el que más zonas de desprendimiento de la capa límite del *splitter* presenta, sin embargo, se ha visto en el análisis paramétrico que ofrece unas prestaciones superiores al caso de 3/8 y en algunos casos al de referencia.

### 4.3.2. Contornos de Número de Mach sobre el rotor en la vista “blade to blade”

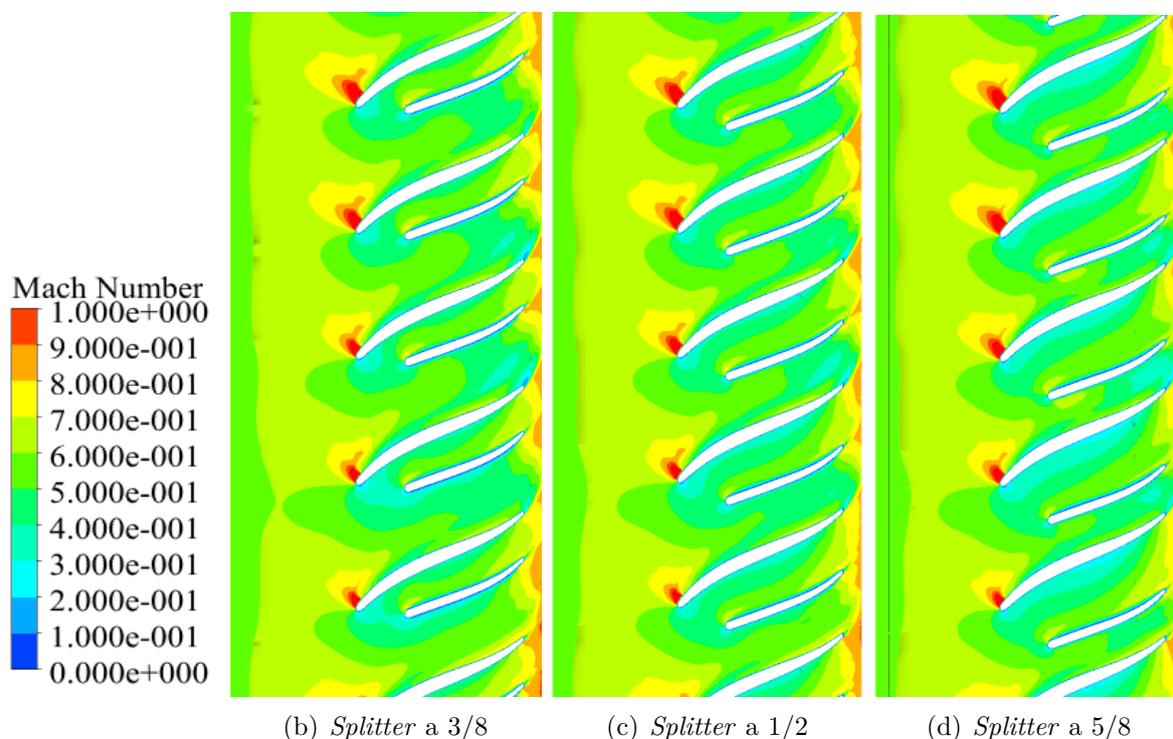


Figura 4.12: Contornos del Número de Mach relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,1092 \text{ Kg/s}$ , proyectado en la vista “blade to blade”

En la Figura 4.12 se observa el contorno del número de Mach para el caso del mayor gasto másico. Se observa como se llega a Mach 1 en el extradós en la proximidad del borde de ataque del álabe principal. Además este fenómeno se observa para los tres casos de estudio y con una intensidad similar.

También se puede añadir que en el *splitter* no se visualiza este fenómeno para ninguno de los tres casos.

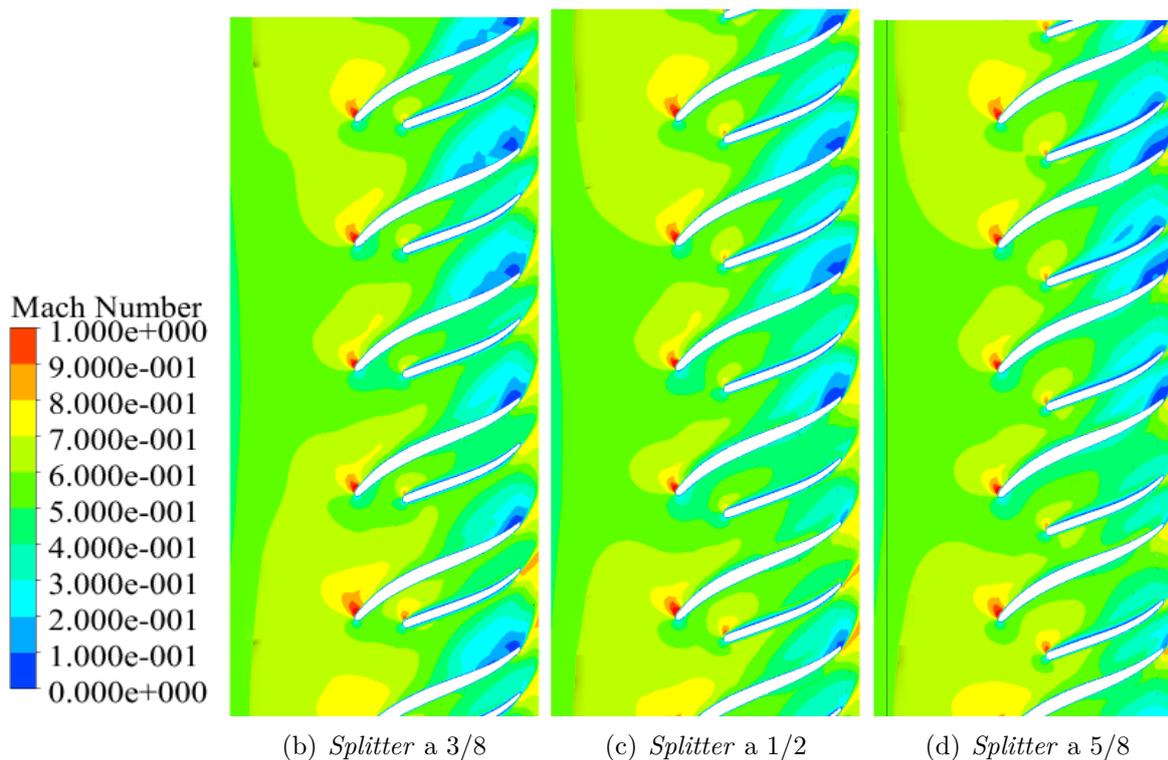


Figura 4.13: Contornos del Número de Mach relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0767$  Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”

En la Figura 4.13 se observan los contornos del número de Mach para el gasto másico intermedio. Al igual que en el caso del gasto másico superior, se observa que el flujo llega a Mach 1 en la proximidad del borde de ataque en la zona del extradós del álabe principal. Sin embargo, la intensidad de este es inferior ya que el lóbulo de color rojo es de menor tamaño.

Por otro lado, en el borde de fuga se observa el fenómeno de desprendimiento de la capa límite en los álabes principales ya que aparece una zona de velocidad nula. Además, para el caso de 5/8 también se da este fenómeno en el *splitter*.

A diferencia del caso anterior, observando detalladamente el borde de ataque del *splitter* se puede apreciar como en algunos de estos álabes secundarios para todas las posiciones aparece un lóbulo de color rojo pero de un tamaño muy inferior al que aparece en los álabes principales.

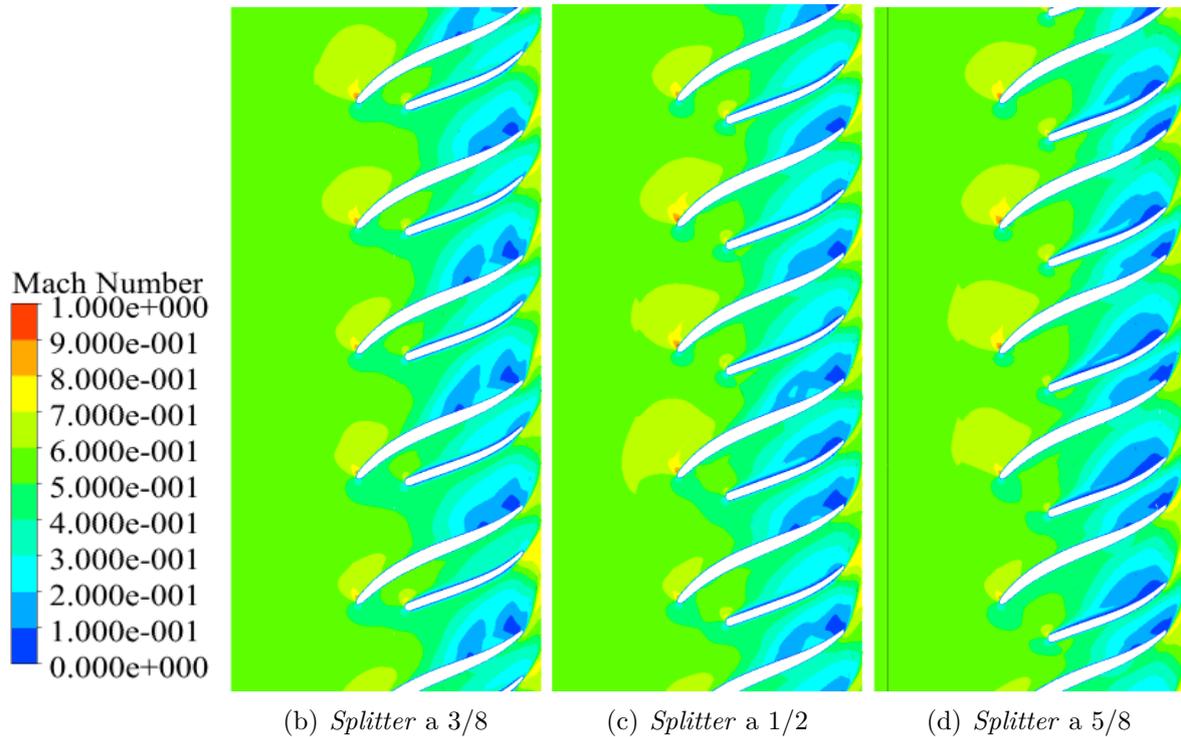


Figura 4.14: Contornos del Número de Mach relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0595$  Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”

En Figura 4.14, que se corresponde con la de menor gasto másico, apenas se observan zonas de mach 1. Solamente en los álabes principales de los tres casos aparece un lóbulo de color rojo de un tamaño muy pequeño comparado con los casos de gastos másicos anteriores.

En cuanto a las zonas de desprendimiento de la capa límite, para este gasto másico es muy notable este fenómeno, ya que las zonas de velocidad nula son de mayor tamaño. Además al igual que antes, el fenómeno se aprecia en los álabes principales de los tres casos, pero a diferencia que el caso anterior que solo aparecía en el *splitter* del caso de 5/8, en este caso también se observa en el caso del *splitter* a 1/2.

### 4.3.3. Contornos de Presión relativa sobre el rotor en la vista “blade to blade”

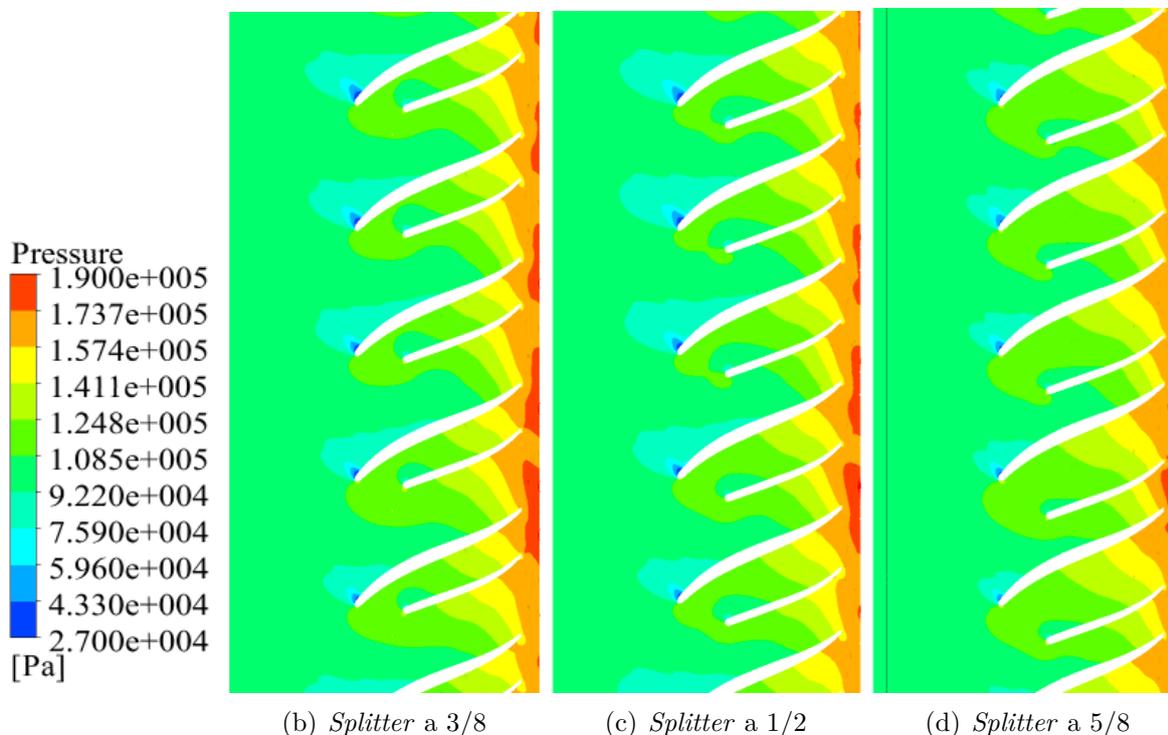


Figura 4.15: Contornos de la Presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,1092 \text{ Kg/s}$ , proyectado en la vista “blade to blade”

En la Figura 4.15 se observa el contorno de la presión a lo largo del rotor. Como primer comentario se puede decir que a simple vista es un resultado esperado ya que la presión a la entrada es menor que a la salida y esta va aumentando de forma gradual, y como se trata de un compresor, el resultado es coherente.

Como se ha visto en las figuras referidas a la velocidad, en la zona del borde de ataque en el extradós, el flujo se acelera, y por tanto en el contorno de presión se observa una zona de baja presión, que viene representada por el lóbulo de color azul.

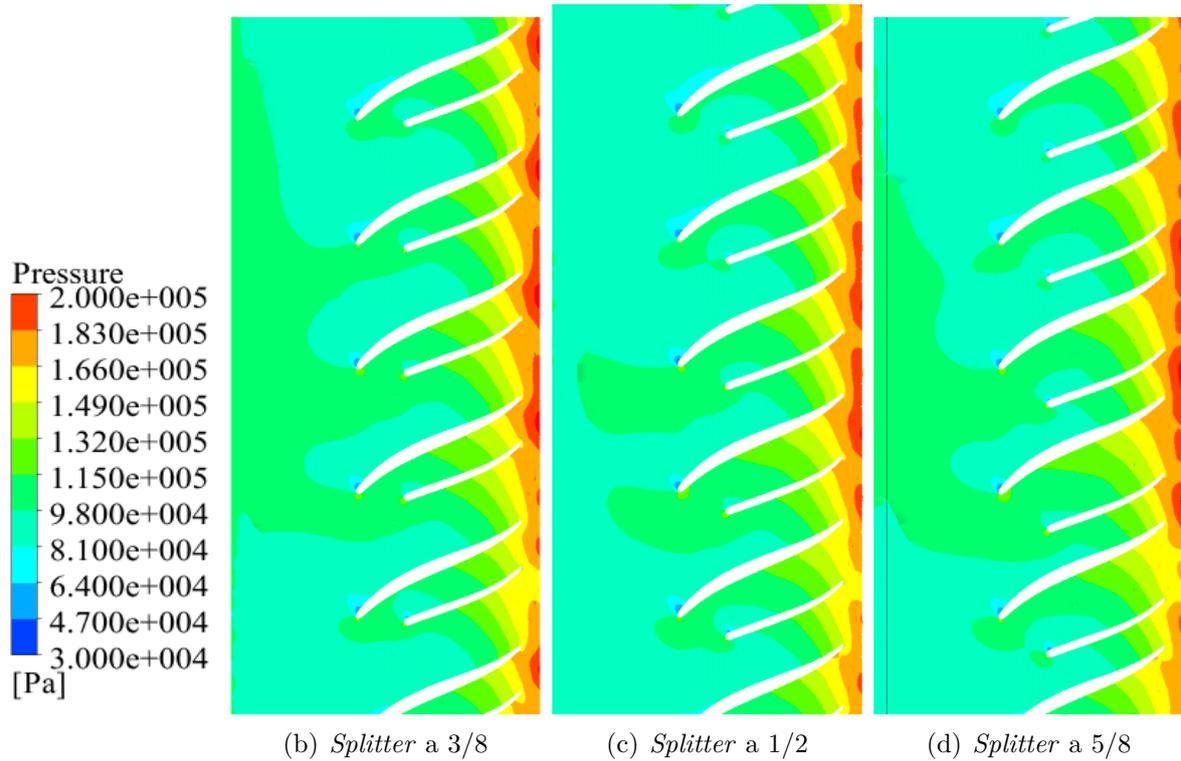


Figura 4.16: Contornos de la Presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0767 \text{ Kg/s}$ , proyectado en la vista “blade to blade”

En la Figura 4.16 el resultado obtenido es similar al caso anterior en el hecho de que la presión a la salida es superior a la entrada además de ir aumentando de forma gradual.

Los lóbulos de baja presión son menores con respecto al caso de gasto másico anterior. Además se observa una zona de un verde más intenso tanto en el caso de 3/8 como en el de 5/8 que indica una presión superior.

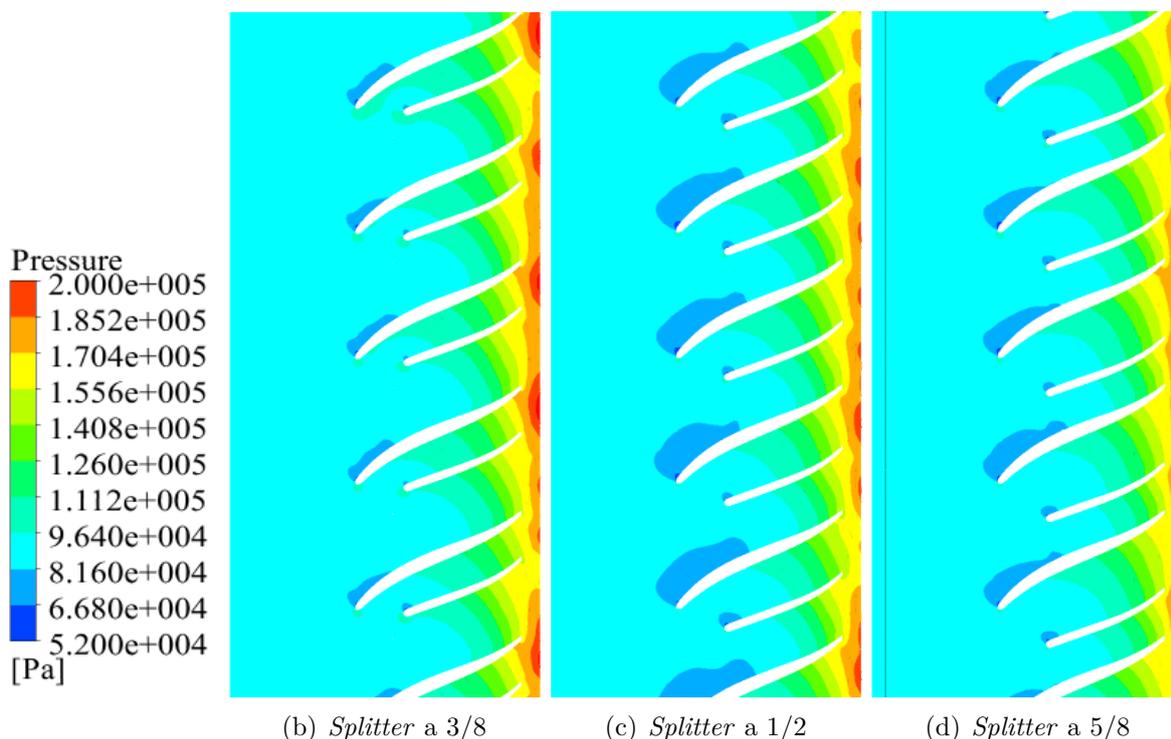


Figura 4.17: Contornos de la Presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0595 \text{ Kg/s}$ , proyectado en la vista “blade to blade”

En la Figura 4.17 se observa el contorno de presión para el caso del gasto másico más reducido. En este caso no se puede comparar con los anteriores ya que el rango de valores es diferente en el valor mínimo. Es por esto que se procede a comprar estos tres casos de forma independiente de los demás gastos másicos.

En primer lugar, una de las cosas similares a los otros casos es que la presión a la salida es superior a la entrada y esta aumenta de forma gradual, por lo que se puede pasar a los siguientes comentarios.

En cuanto al lóbulo de baja presión de mayor tamaño aparece en el caso del *splitter* a 1/2. De forma similar se obtiene en el caso de 5/8, sin embargo, el de menor tamaño es el de 3/8. Además, en el borde de ataque de los *splitter* el caso de 1/2 y 5/8 tienen un tamaño similar, mientras que para el caso de 3/8, el tamaño es inferior. En definitiva, se obtienen resultados asociados a los contornos de velocidad y número de Mach.

#### 4.3.4. Contornos de Temperatura relativa sobre el rotor en la vista “blade to blade”

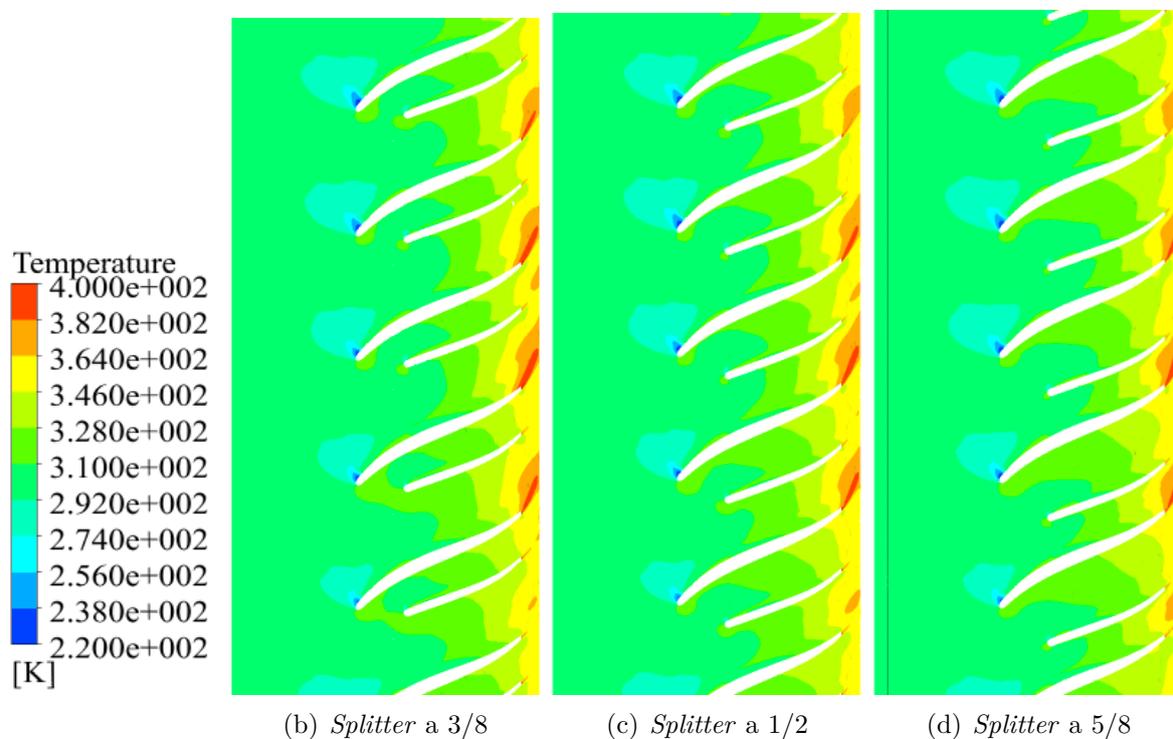


Figura 4.18: Contornos de la Temperatura relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,1092 \text{ Kg/s}$ , proyectado en la vista “blade to blade”

En la Figura 4.18 se muestran los contornos de la temperatura asociados al caso de mayor gasto másico. Se puede apreciar que en el borde de fuga de los álabes principales se observa un aumento de temperatura que viene marcado por el color rojo. Además la temperatura va en aumento de forma gradual.

En el borde de ataque de los álabes principales se aprecian unos pequeños lóbulos de baja temperatura para los tres casos de estudio.

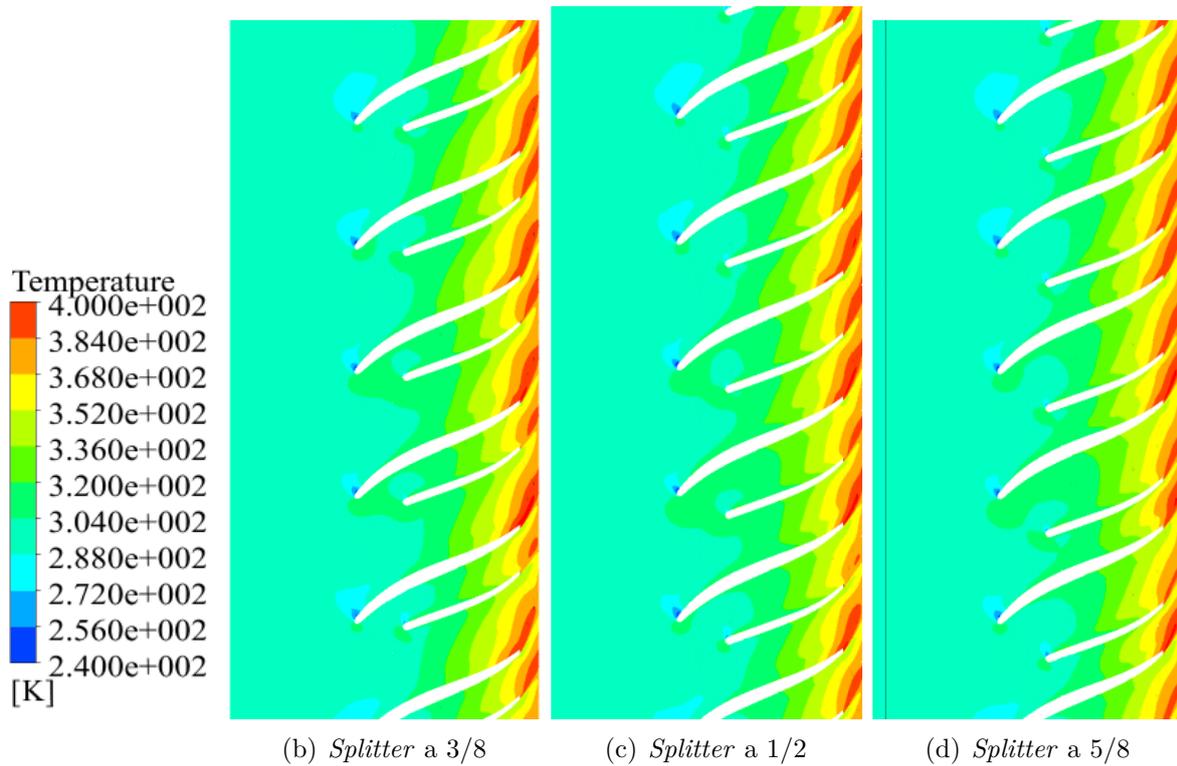


Figura 4.19: Contornos de la Temperatura relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0767$  Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”

En la Figura 4.19 se presentan los contornos de temperatura para el caso del gasto másico intermedio. En primer lugar, se puede comentar que los tres contornos representados presentan una distribución de temperatura muy similar. Al igual que el caso anterior, la temperatura a la salida de los álabes aumenta de forma gradual, pero en este caso el color rojo se intensifica, siendo más denso.

En cuanto a los lóbulos azules en el extradós, próximos al borde de ataque, son muy similares a los obtenidos para el caso anterior.

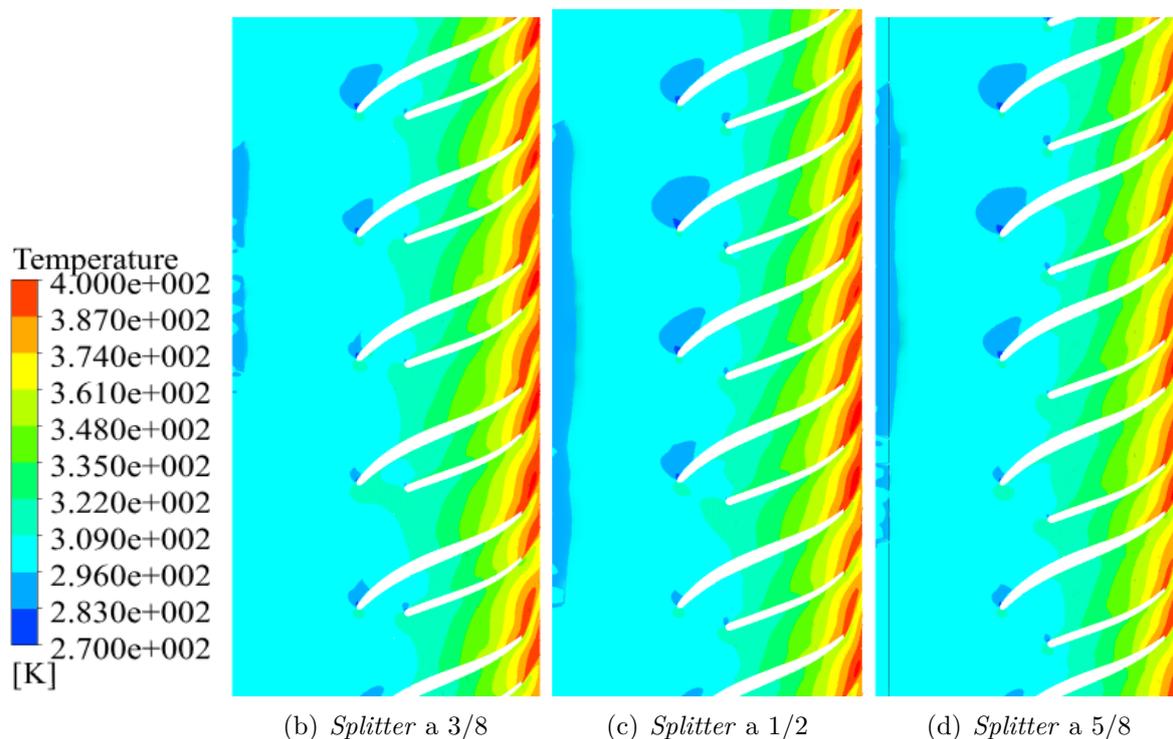


Figura 4.20: Contornos de la Temperatura relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0595$  Kg/s, proyectado en la vista “blade to blade”

Finalmente, en la Figura 4.20 se muestran los contornos de temperatura correspondientes al caso de menor gasto másico. Al igual que los casos anteriores, se observa a la salida un aumento de temperatura gradual representado por los lóbulos rojos, que presentan un aspecto similar al caso de gasto másico intermedio. Sin embargo, en este caso, se puede apreciar una reducción de temperatura a la entrada del rotor ya que aparecen lóbulos de color azul más intenso, mayormente para los casos de *splitter* a 1/2 y a 5/8. Además, para la zona del extradós próxima al borde de ataque, el tamaño de los lóbulos de color azul más intenso es superior en estos casos que en los obtenidos para el caso de 3/8.

#### 4.3.5. Visualización de la Velocidad $w$ en el plano XY para $z$ constante

Las superficies que se muestran a continuación y en la sección siguiente provienen de realizar el corte que se muestra en la Figura 4.21 en el plano XY, para una  $z = -0.0115$  m.

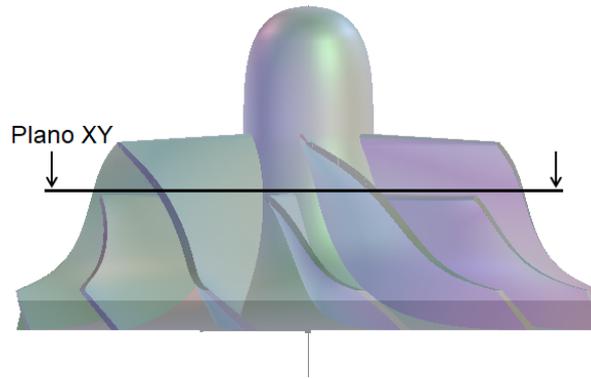


Figura 4.21: Representación del plano XY para  $z = -0.0115$  m.

Se ha elegido esta sección ya que este trabajo final de grado consiste en el estudio del comportamiento del *splitter* y ese plano es el que se encuentra justo en el borde de ataque de estos. Un plano superior no aporta información acerca de los *splitter* por tanto no se ha seleccionado como objeto de estudio.

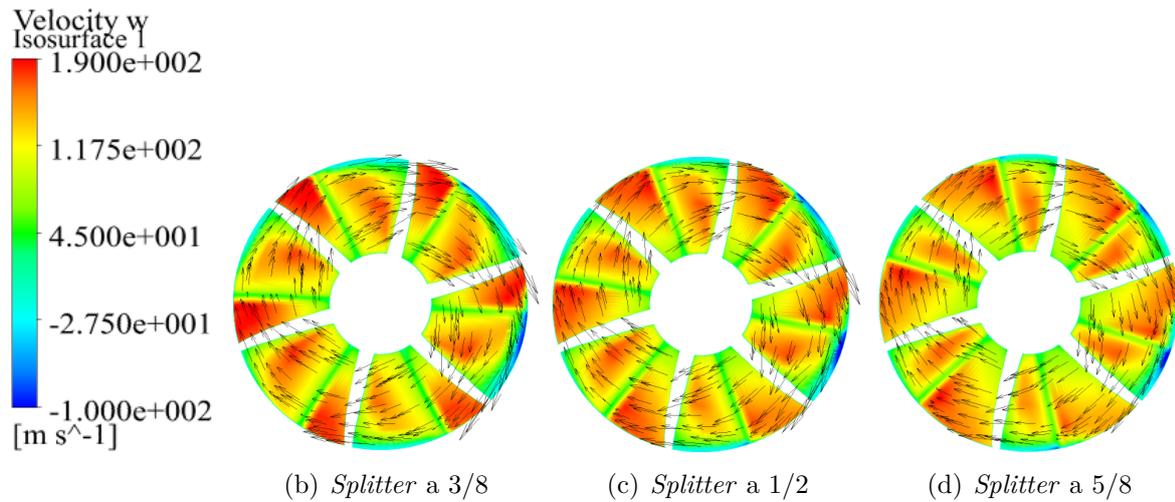


Figura 4.22: Contornos de la Velocidad  $w$  y vectores de Velocidad en Stn Frame en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,1092$  Kg/s, proyectado en el plano XY para  $z = -0.0115$  m.

En la Figura 4.22 se muestra la proyección de la velocidad en dirección  $z$  junto a los vectores en el plano  $xy$  del punto de mayor gasto másico para las tres geometrías de estudio. Haciendo una comparación de las tres se pueden observar contornos de color rojo más intenso para el caso de 3/8 que indica una mayor velocidad vertical. Sin embargo en para el caso de 5/8 es el que menos zonas presenta de este tipo. Además cabe destacar que hay zonas en las que el color es azul, lo cual indica que la velocidad

### 4.3. Análisis del flujo a través del turbocompresor.

es negativa, es decir, en esa zona el flujo va en dirección contraria, concretamente hacia arriba, por tanto aparece recirculación. El flujo vuelve hacia arriba debido a la componente centrífuga que no ayuda a seguir la dirección hacia abajo.

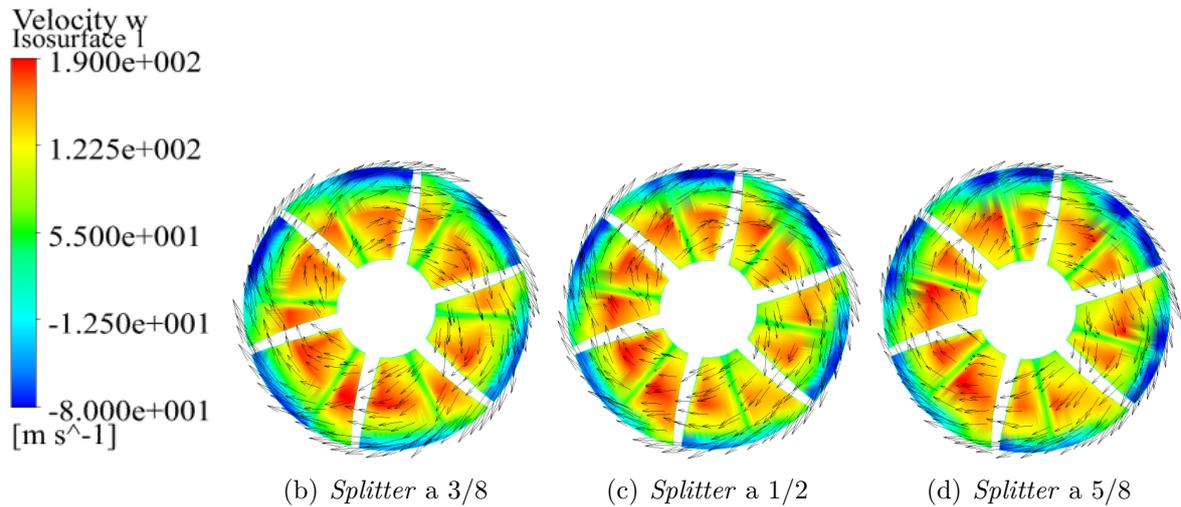


Figura 4.23: Contornos de la Velocidad  $w$  y vectores de Velocidad en Stn Frame en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0767$  Kg/s, proyectado en el plano XY para  $z = -0.0115$  m.

En la Figura 4.23 se muestra la velocidad en dirección  $z$  junto a los vectores de velocidad estacionaria. En este caso, se visualizan zonas de color azul más intenso en el exterior del rodete, por lo que indica que hay una mayor zona de flujo hacia arriba. Analizando el flujo en el resto del plano se observan unos contornos similares para los tres casos. La única diferencia existente es la posición de líneas de color verde que cambian de posición ya que estas están relacionadas con la posición del *splitter*.

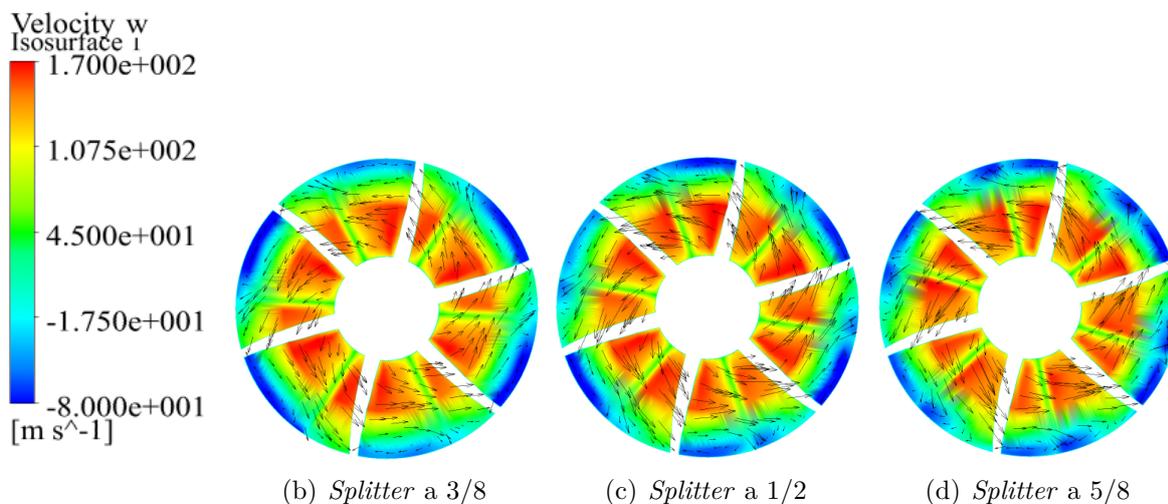


Figura 4.24: Contornos de la Velocidad  $w$  y vectores de Velocidad en Stn Frame en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0595$  Kg/s, proyectado en el plano XY para  $z = -0.0115$  m.

En la Figura 4.24, que se corresponde con el contorno de velocidad para el caso de menor gasto másico, aparecen, al igual que en los casos anteriores, zonas de color azul que indican un sentido contrario del flujo, es decir, hacia arriba. Se aprecia que este fenómeno es más notable para el caso de 5/8 y menos visible para el caso de 3/8. En cuanto al resto del plano no se observan diferencias apreciables salvo lo que se ha comentado anteriormente con la posición del *splitter*.

Como conclusión general para los tres gastos másicos, se observa en todos ellos que el flujo se reparte entre los álabes principales y los *splitter* para el caso de 5/8 ya que se observa la estela dividida entre estos dos álabes, y por tanto mejora el guiado del flujo. Sin embargo para los casos de 3/8 la estela está claramente confinada en el álabe principal, lo cual indica que principalmente está trabajando este álabe y el *splitter* no.

#### 4.3.6. Visualización de la Presión en el plano XY para $z$ constante

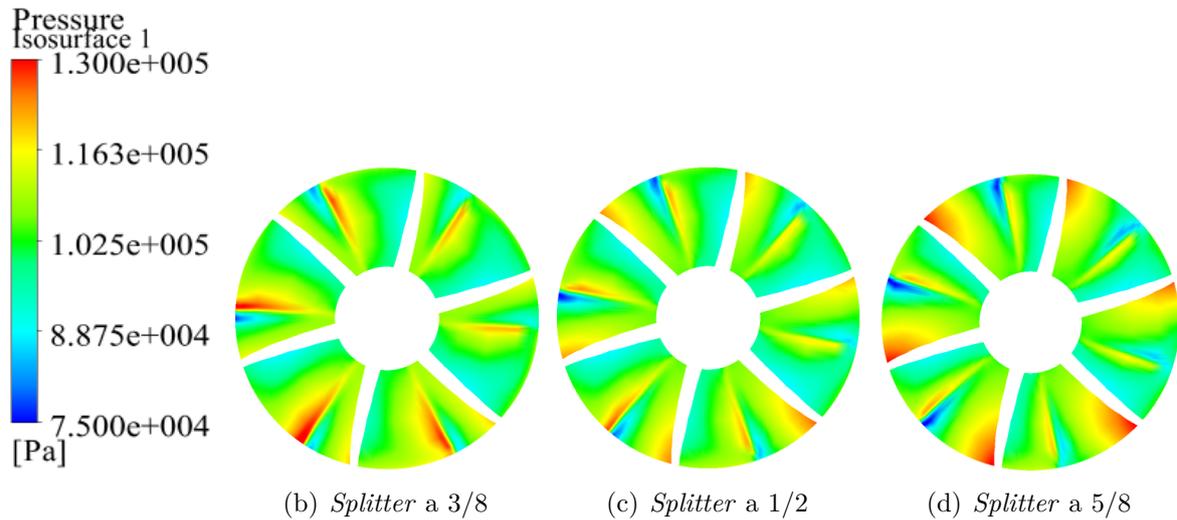


Figura 4.25: Contornos de la presión en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,1092$  Kg/s, proyectado en el plano XY para  $z = -0.0115$  m.

En la Figura 4.25 se muestra el contorno de la presión para el plano XY de  $z = -0.0115$  m. Se pueden observar algunas pequeñas diferencias entre los tres casos. Para el caso de 3/8, se puede observar una zona de alta presión a lo largo de la envergadura del *splitter* en la cara de alta presión. Sin embargo, para el caso 5/8 esta zona de alta presión aparece localizada en la zona de envergadura máxima y en este caso del álabe principal y no del *splitter*. Además en el *splitter* se visualiza mediante el lóbulo azul oscuro la zona de baja presión en la cara de succión.

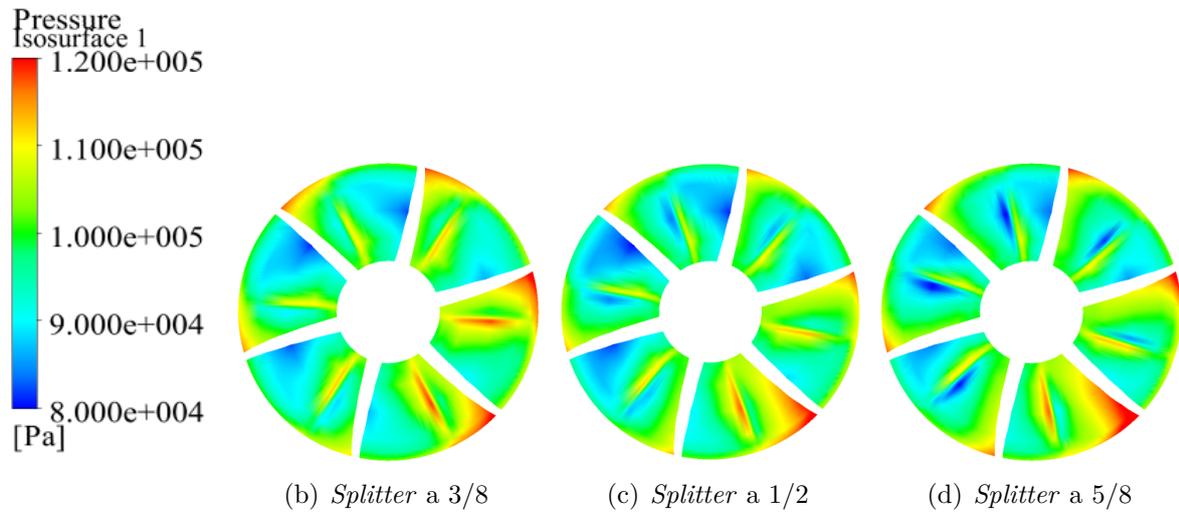


Figura 4.26: Contornos de la presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0767$  Kg/s, proyectado en el plano XY para  $z = -0.0115$  m.

En la Figura 4.26 se representa el contorno de presiones sobre el plano XY para una  $z$  constante de valor  $-0.0115$  m. En este caso, se observa una zona de baja presión en los álabes principales. Además, para el caso de  $5/8$ , se visualiza una zona de baja presión a lo largo de la envergadura del *splitter*, sin embargo, este fenómeno no se aprecia en los contornos de los otros dos casos, si no que solamente aparece una línea de alta presión.

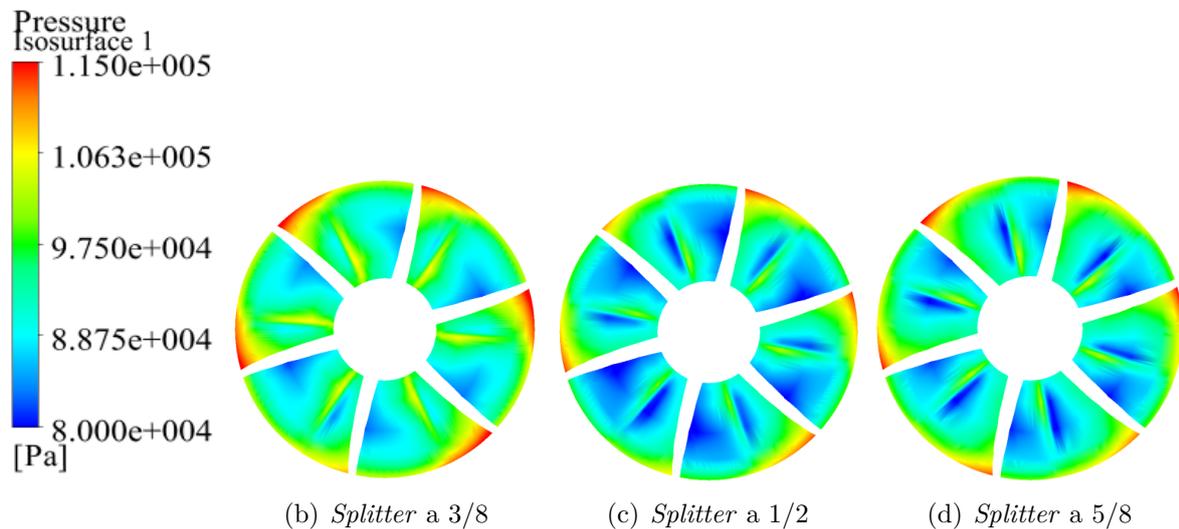


Figura 4.27: Contornos de la presión relativa en el rotor de los distintos casos para el gasto  $\dot{m} = 0,0595$  Kg/s, proyectado en el plano XY para  $z = -0.0115$  m.

Finalmente, en la Figura 4.27 se observa el mismo fenómeno de mayor presión para

### 4.3. Análisis del flujo a través del turbocompresor.

---

el caso de menor gasto másico. En este caso se observan presiones menores para los casos de  $1/2$  y  $5/8$  ya que predomina el color azul en todo el plano. Además para el caso de  $1/2$ , existen zonas de bajas presiones en las proximidades del álabe principal. Cabe destacar que en los tres casos aparece un lóbulo de alta presión en la zona de envergadura máxima del álabe principal.

Como conclusión a las imágenes asociadas a la presión se puede comentar algo similar al campo de velocidades. Para el caso de  $5/8$ , la diferencia de presiones está repartida entre los álabes principales y los *splitter*, por lo que los dos elementos son efectivos.



# Capítulo 5

## Conclusiones y trabajos futuros

### 5.1. Conclusiones

En primer lugar, se puede comentar que el objetivo principal de realizar un estudio paramétrico se ha cumplido satisfactoriamente ya que se ha conseguido realizar todos los cálculos y analizar los resultados de todos los casos en los que se ha variado la posición del *splitter* y el gasto másico de entrada.

Para el estudio de independencia de malla se han precisado las mallas necesarias para asegurar que el error entre los resultados medios de una malla y la siguiente más refinada fueran inferiores al 3% y conseguir así la malla independiente. Así mismo, este estudio ha servido para calcular todos los casos con aquella malla que supusiera el menor coste computacional.

En cuanto a la parte de resultados, se ha comprobado que resulta más eficaz a la hora de comparar las diferentes posiciones del *splitter* la normalización de los resultados obtenidos de las prestaciones. Se ha concluido que el caso de *splitter* a 5/8 es el que mayor relación de compresión proporciona y el de menor par del rotor, por tanto, el que mayor eficiencia presenta. Además, el caso de referencia es el más similar a este, pero la conclusión a la que se ha llegado es que la posición equidistante no es la más favorable. El caso de la posición a 3/8 es el que peores prestaciones presenta, por tanto se puede concluir que este tipo de geometría no optimiza el comportamiento.

En el análisis del flujo se obtiene un resultado curioso que cabe destacar. A pesar de presentar los mejores resultados de prestaciones el caso del *splitter* a 5/8 si analizamos el flujo a través de este, en concreto los contornos de velocidad, se aprecia como en este caso para el gasto másico de 0.0767 Kg/s y el de 0.0595 Kg/s presentan desprendimientos en la capa límite de los *splitter*.

Aunque hubiera sido conveniente validar los resultados obtenidos con datos experimentales, no se ha llevado a cabo puesto que este no era el objetivo principal del

trabajo. Además la geometría de partida ya fue validada en el Proyecto Final de Carrera de García (Ref. [3]), por lo que no ha sido extremadamente necesario para la realización de este proyecto.

Finalmente, este trabajo final de carrera ha requerido una cierta formación en CFD, desde una perspectiva general hasta la hora de manejar las distintas opciones que ofrecen los diferentes módulos del *software* “ANSYS”. Se ha hecho uso de módulos específicos para turbomáquinas, desde el diseño de la geometría con el módulo “ANSYS BladeGen”, pasando por el mallador específico “ANSYS TurboGrid”, hasta llegar al módulo “ANSYS CFX” de ensamblaje y configurar el caso, condiciones de contorno, *interfaces*, para finalmente lanzar el *Solver*.

### 5.2. Trabajos futuros

Debido a la falta de conocimientos acerca del *software* “ANSYS BladeGen” no se ha podido llevar a cabo la recreación del rodete del compresor centrífugo de una manera automática y con una mayor exactitud. Por tanto, queda abierta la posibilidad de crear una metodología válida para cualquier turbocompresor centrífugo y así poder copiar su geometría de una manera más exacta en el módulo utilizado. Además en lo referido a las mallas, estas pueden ser optimizadas en algunas regiones para obtener unos resultados más fiables y con un menor coste computacional.

Finalmente, más allá de las mejoras en la geometría del turbocompresor, existe la posibilidad de realizar estudios de comportamiento local y global de este debido a la parametrización del rotor. Esto favorece la aparición de multitud de estudios, así como de procesos para la optimización del turbocompresor.

## Parte II

# Pliego de condiciones



# Capítulo 6

## Pliego de Condiciones

### 6.1. Ordenanzas generales de la seguridad e higiene en el trabajo

En el capítulo que se presenta a continuación, se desarrollan los principales artículos pertenecientes a la normativa de ordenanzas generales de la seguridad e higiene en el trabajo, publicada en el BOE núm. 64, el 16 de marzo de 1971 [6]. Estos han de tenerse en cuenta para la realización del presente trabajo de fin de grado.

#### 6.1.1. Artículo 11: Obligaciones y derechos de los trabajadores

Incumbe a los trabajadores la obligación de cooperar en la prevención de riesgos profesionales en la empresa y el mantenimiento de la máxima higiene en la misma, a cuyos fines deberán cumplir fielmente los preceptos de esta ordenanza y sus instrucciones complementarias, así como las órdenes e instrucciones que a tales efectos les sean dados por sus superiores.

Los trabajadores, expresamente, están obligados a:

- Recibir las enseñanzas sobre Seguridad e Higiene y sobre salvamento y socorrismo en los centros de trabajo que les sean facilitadas por la Empresa o en las Instituciones del Plan Nacional.
- Usar correctamente los medios de protección personal y cuidar de su perfecto estado y conservación.
- Dar cuenta inmediata a sus superiores de las averías y deficiencias que puedan ocasionar peligros en cualquier centro o puesto de trabajo.
- Cuidar y mantener su higiene personal, en evitación de enfermedades contagiosas o de molestias a sus compañeros de trabajo.

- Someterse a los reconocimientos médicos preceptivos y a las vacunaciones o inmunizaciones ordenadas por las Autoridades Sanitarias competentes o por el Servicio Médico de Empresa.
- No introducir bebidas u otras sustancias no autorizadas en los centros de trabajo, ni presentarse o permanecer en los mismos en estado de embriaguez o de cualquier otro género de intoxicación.
- Cooperar en la extinción de siniestros y en el salvamento de las víctimas de accidentes de trabajo en las condiciones que, en cada caso, fueren racionalmente exigibles.

Todo trabajador, después de solicitar de su inmediato superior los medios de protección personal de carácter preceptivo para la realización de su trabajo, queda facultado para demorar la ejecución de éste, en tanto no le sean facilitados dichos medios, si bien deberá dar cuenta del hecho al Comité de Seguridad e Higiene o a uno de sus componentes, sin perjuicio, además, de ponerlo en conocimiento de la Inspección Provincial de Trabajo.

### **6.1.2. Artículo 13: Seguridad estructural**

Todos los edificios, permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los agentes atmosféricos. De modo que los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecerán resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad las cargas para los que han sido calculados.

Además se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales puedan soportar o suspender, quedando prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

### **6.1.3. Artículo 14: Superficies y cubicación**

Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:

- Tres metros de altura desde el piso al techo.
- Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.
- Diez metros cúbicos por cada trabajador.

No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos la altura a que se refiere el apartado a) del número anterior podrá quedar reducida hasta 2,50 metros, pero respetando la cubicación por trabajador que

se establece en el apartado c), y siempre que se renueve el aire suficientemente.

Para el cálculo de la superficie y volumen no se tendrán en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

### **6.1.4. Artículo 15: Suelos, techos y paredes**

El pavimento constituirá un conjunto homogéneo, llano y liso sin soluciones de continuidad; será de material consistente, no resbaladizo o susceptible de serlo con el uso y de fácil limpieza. Estará al mismo nivel, y de no ser así, se salvarán las diferencias de altura por rampas de pendiente no superior al 10 por 100.

En cuanto a las paredes estas, serán lisas, guarnecidas o pintadas en tonos claros y susceptibles de ser lavadas o blanqueadas. Los techos deberán reunir las condiciones suficientes para resguardar a los trabajadores de las inclemencias del tiempo. En el caso de soportar o suspender cargas deberán reunir las condiciones que se establecen para los pisos en el artículo 13.

### **6.1.5. Artículo 25: Iluminación. Disposiciones generales**

Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta apropiada a las operaciones que se ejecuten. Además siempre que sea posible se empleará la iluminación natural.

Se deberá intensificar la iluminación de máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.

### **6.1.6. Artículo 29: Iluminación de emergencia**

En todos los centros de trabajo se dispondrá de medios de iluminación de emergencia adecuados a las dimensiones de los locales y número de trabajadores ocupados simultáneamente, capaz de mantener al menos durante una hora, una intensidad de cinco lux, y su fuente de energía será independiente del sistema normal de iluminación.

### **6.1.7. Artículo 30: Ventilación, temperatura y humedad**

En los puestos de trabajo y sus anexos se mantendrán, por medios naturales o artificiales, condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor y frío, humedad o sequía y los olores desagradables. Además en los puestos de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y trabajador será, al menos, de 30 a 50 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios ni diez veces para trabajos

que exijan esfuerzo físico superior al normal.

En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas serán evitadas las variaciones bruscas por el medio más eficaz. Cuando la temperatura sea extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente a unas y otras.

Se fijan como límites normales de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:

- Para trabajos sedentarios: De 17 a 22 grados centígrados.
- Para trabajos ordinarios: De 15 a 18 grados centígrados.
- Para trabajos que exijan acusado esfuerzo muscular: De 12 a 15 grados centígrados.

La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 % al 60 %, salvo en instalaciones en que haya peligro por generarse electricidad estática, que deberá estar por encima del 50 %.

Las instalaciones generadoras de calor o frío se situarán con la debida separación de los locales de trabajo para evitar en ellos peligros de incendio o explosión, el desprendimiento de gases nocivos, irradiaciones directas de calor o frío y las corrientes de aire perjudiciales al trabajador. Por otra parte, en los trabajos que hayan de realizarse en locales cerrados con extremado frío o calor se limitará la permanencia de los operarios estableciendo, en su caso, los turnos adecuados.

### **6.1.8. Artículo 31: Ruidos, vibraciones y trepidaciones**

En primer lugar los ruidos y vibraciones se evitarán o reducirán en lo posible en su foco de origen, tratando de aminorar su propagación en los locales de trabajo. Para ello, el anclaje de máquinas y aparatos que produzcan ruidos, vibraciones o trepidaciones, se realizará con las técnicas más eficaces a fin de lograr su óptimo equilibrio estático y dinámico por aislamiento de la estructura general o por otros recursos técnicos.

Además se prohíbe instalar máquinas o aparatos ruidosos adosados a paredes o columnas de las que distarán como mínimo: 0,70 metros de los tabiques medianeros y un metro de las paredes exteriores o columnas. De esta forma, el control de ruidos agresivos en los centros de trabajo no se limitará al aislamiento del foco que los produce, sino que también deberán adoptarse las prevenciones técnicas necesarias para evitar que los fenómenos de reflexión y resonancia alcancen niveles peligrosos para la salud

de los trabajadores.

Es necesario tener en cuenta que a partir de los 80 decibelios, y siempre que no se logre la disminución de nivel sonoro por otros procedimientos, se emplearán obligatoriamente dispositivos de protección personal tales como tapones, cascos, etc., y a partir de los 110 decibelios se extremará tal protección para evitar totalmente las sensaciones dolorosas o graves.

Por último las máquinas-herramientas que originen trepidaciones, tales como martillos neumáticos, apisonadoras, remachadoras, compactadoras o vibradoras o similares deberán estar provistas de horquillas u otros dispositivos amortiguadores, y al trabajador que las utilice se le proveerá de equipo de protección personal antivibratorio (cinturón, guantes, almohadillas, botas).

### **6.1.9. Artículo 51: Protección contra contactos en equipos eléctricos**

En las instalaciones y equipos eléctricos, para la protección de las personas contra los contactos con partes habitualmente en tensión se adoptarán algunas de las siguientes prevenciones:

- Se alejarán las partes activas de la instalación a distancia suficiente del lugar donde las personas habitualmente se encuentran o circulan, para evitar un contacto fortuito o por la manipulación de objetos conductores, cuando éstos puedan ser utilizados cerca de la instalación.
- Se recubrirán las partes activas con aislamiento apropiado, que conserven sus propiedades indefinidamente y que limiten la corriente de contacto a un valor inocuo.
- Se interpondrán obstáculos que impidan todo contacto accidental con las partes activas de la instalación. Los obstáculos de protección deben estar fijados en forma segura y resistir a los esfuerzos mecánicos usuales.

Para la protección contra los riesgos de contacto con las masas de las instalaciones que puedan quedar accidentalmente con tensión, se adoptarán, en corriente alterna, uno o varios de los siguientes dispositivos de seguridad:

- Las masas deben estar unidas eléctricamente a una toma de tierra o a un conjunto de tomas de tierra interconectadas, que tengan una resistencia apropiada. Las instalaciones, tanto con neutro aislado de tierra como con neutro unido a tierra, deben estar permanentemente controladas por un dispositivo que indique automáticamente la existencia de cualquier defecto de aislamiento, o que separe automáticamente la instalación o parte de la misma, en la que esté el defecto de la fuente de energía que la alimenta.

- De corte automático o de aviso, sensibles a la corriente de defecto, o a la tensión de defecto.
- Unión equipotencial o por superficie aislada de tierra o de las masas.
- Separación de los circuitos de utilización de las fuentes de energía, por medio de transformadores o grupos convertidores, manteniendo aislados de tierra todos los conductores del circuito de utilización, incluido el neutro.
- Por doble aislamiento de los equipos y máquinas eléctricas.

En corriente continua, se adoptarán sistemas de protección adecuados para cada caso, similares a los referidos para la alterna.

#### **6.1.10. Artículo 57: Electricidad estática**

Para evitar peligros por la electricidad estática, y especialmente que se produzcan chispas en ambientes inflamables, se adoptarán en general las siguientes precauciones:

- La humedad relativa del aire se mantendrá sobre el 50 %.
- Las cargas de electricidad estática que pueden acumularse en los cuerpos metálicos serán neutralizadas por medio de conductores a tierra. La forma de realizar las conexiones puede variar dependiendo del tipo de máquina.

#### **6.1.11. Artículo 81: Almacenamiento, manipulación y transporte de materias inflamables**

Con respecto al almacenamiento y a la manipulación de las sustancias inflamables, dado su peligrosidad, estas serán todas las precauciones que se deberán cumplir para evitar cualquier accidente:

- Se prohíbe el almacenamiento conjunto de materiales que al reaccionar entre sí puedan originar incendios.
- Sólo podrán almacenarse materiales inflamables en los lugares y con los límites cuantitativos señalados por los reglamentos técnicos vigentes. De esta forma se almacenarán en locales distintos a los de trabajo. Si el local de trabajo es único, se deberán construir recintos aislados. En los puestos de trabajo, sólo se depositará la cantidad estrictamente necesaria para el proceso de fabricación.
- En los almacenes de materias inflamables, los pisos deberán ser incombustibles y además impermeables, a fin de evitar la propagación del posible fuego y evitar escapes hacia sótanos, sumideros o desagües respectivamente.

- Antes de almacenar sustancias inflamables pulverizadas, se comprobará su enfriamiento.
- El llenado de los depósitos de líquidos inflamables, se efectuará lentamente y evitando la caída libre desde orificios de la parte superior, para evitar la mezcla de aire con los vapores explosivos. Estos recipientes de líquidos, además se rotularán indicando su contenido y las precauciones necesarias que se deberán tomar para su manipulación.
- Antes de almacenar envases de productos inflamables, se comprobará su cierre hermético y si han sufrido algún deterioro o rotura, para evitar posibles fugas.
- El envasado y embalaje de sustancias inflamables se efectuará, siempre que sea posible, fuera de los almacenes de donde procedan, con las precauciones y equipo de protección adecuado a cada caso.

### 6.1.12. Artículo 82: Prevención y extinción de incendios

En los centros de trabajo que ofrezcan peligro de incendios, con o sin explosión, se adoptarán las prevenciones que se indican a continuación, combinando su empleo con la protección general más próxima que puedan prestar los servicios públicos contra incendios:

- Donde existan conducciones de agua a presión, se instalarán suficientes tomas o bocas de agua a distancia conveniente entre sí y cercanas a los puestos fijos de trabajo y lugares de paso personal, colocando junto a tales tomas las correspondientes mangueras, que tendrán la sección y resistencia adecuadas para soportar la presión.
- Cuando se carezca normalmente de agua a presión o ésta sea insuficiente, se instalarán depósitos con un volumen suficiente para poder combatir los posibles incendios.
- En los incendios provocados por líquidos, grasas, pinturas inflamables o polvos orgánicos, solo se deberá emplear agua, y esta deberá estar además muy pulverizada.
- No se empleará agua para extinguir fuegos en polvos de aluminio o magnesio en presencia de carburo de calcio u otras sustancias que al contacto con el agua produzcan explosiones, gases inflamables o incluso nocivos.
- En incendios que afecten a instalaciones eléctricas con tensión, se prohibirá el empleo de extintores de espuma química, soda ácida o agua.

- En la proximidad a los puestos de trabajo con mayor riesgo de incendio, se dispondrán, colocados en sitio visible y accesible fácilmente, extintores portátiles o móviles sobre ruedas, de espuma física o química, mezcla de ambas o polvos secos, anhídrido carbónico o agua, según convenga a la causa determinante del fuego a extinguir que sea más probable que haga su aparición.
- Cuando se empleen distintos tipos de extintores serán rotulados con carteles indicadores del lugar o clase de incendio en el que deban emplearse. Estos extintores serán revisados periódicamente y cargados según las normas de las casas constructoras inmediatamente después de usarlos.
- Cuando se empleen distintos tipos de extintores serán rotulados con carteles indicadores del lugar o clase de incendio en el que deban emplearse. Estos extintores serán revisados periódicamente y cargados según las normas de las casas constructoras inmediatamente después de usarlos.
- Se instruirá al personal, cuando sea necesario, del peligro que presenta el empleo de tetracloruro de carbono y cloruro de metilo en atmósferas cerradas y de las reacciones químicas peligrosas que puedan producirse en los locales de trabajo entre los líquidos extintores y las materias sobre las que puedan proyectarse.
- En las dependencias con alto riesgo de incendio, queda terminantemente prohibido fumar o introducir cerillas, mecheros o útiles de ignición. Esta prohibición se indicará con carteles visibles a la entrada y en los espacios libres de las paredes de tales dependencias.
- Se prohíbe igualmente al personal introducir o emplear útiles de trabajo, no autorizados por la empresa que puedan ocasionar chispas por contacto o proximidad a sustancias inflamables.
- Es obligatorio el uso de guantes, manoplas, mandiles o trajes ignífugos, y de calzado especial contra incendios, que las empresas facilitarán a los trabajadores para uso individual.

**Parte III**  
**Presupuesto**



# Capítulo 7

## Presupuesto

En el presente capítulo se pretende hacer una estimación del valor en unidades monetarias del trabajo invertido en el desarrollo del trabajo “Ingeniería inversa y optimización del rodete de un compresor centrífugo”. La unidad para cuantificar el trabajo realizado por el personal cualificado será la hora de trabajo y la unidad monetaria será euros por hora de trabajo.

Se va a intentar cuantificar de forma aproximada el coste total del trabajo teniendo en cuenta las horas dedicadas por el personal implicado, así como los recursos materiales involucrados.

Se tendrá en cuenta el coste de amortización de los equipos informáticos pero no el de adquisición puesto que no han sido adquiridos únicamente para este trabajo, sino que se disponía de ellos antes de la elaboración del proyecto y seguirán siendo utilizados a posteriori.

En lo referido a los recursos humanos empleados, han participado en este proyecto un ingeniero industrial senior y un graduado en ingeniería aeroespacial (Tabla 7.1).

CONCEPTO	UNIDADES [h]	COSTE UNITARIO [€/h]	IMPORTE [€]
I. Industrial Senior	100	36,00	3.600,00
I. Aeroespacial	400	24,00	9.600,00
TOTAL			13.200,00

Tabla 7.1: Importe de los Recursos Humanos

Debido que la realización de los cálculos se han llevado a cabo con un *software* privado, es necesario adquirir una licencia. A continuación, se detalla el coste de la licencia durante el periodo de realización del proyecto (Tabla 7.2).

CONCEPTO	UNIDADES [h]	COSTE UNITARIO [€/h]	IMPORTE [€]
Licencia ANSYS	350	1,00	350,00
TOTAL			350,00

Tabla 7.2: Coste de la licencia del software ANSYS durante el periodo de realización del TFG.

En la siguiente tabla se tiene en cuenta el coste de amortización del equipo informático durante el tiempo que se ha realizado el trabajo (Tabla 7.3).

CONCEPTO	COSTE [€]	TIEMPO AMORT. [años]	COSTE ANUAL [€/año]
Equipo Informático	700,00	5	140,00
TOTAL			140,00

Tabla 7.3: Coste de amortización del equipo informático.

Finalmente, el coste total se muestra resumido en la siguiente tabla.

CONCEPTO	IMPORTE [€]
Recursos Humanos	13.200,00
Licencias	350,00
Equipo informático	140,00
<b>SUBTOTAL</b>	<b>13.690,00</b>
Gastos generales (16 %)	2.190,40
Beneficio industrial (6 %)	821,40
<b>PRESUPUESTO SUBTOTAL</b>	<b>16.701,80</b>
IVA (21 %)	3.507,38
<b>PRESUPUESTO TOTAL</b>	<b>20.209,18</b>

Tabla 7.4: Presupuesto total del Trabajo Final de Grado.

Por tanto, el precio final del presente trabajo final de grado asciende a la cantidad de:

**# Veinte mil doscientos nueve con dieciocho euros #**

**Parte IV**  
**Bibliografía**



# Bibliografía

- [1] Satish, Rambabu y Ramji. “Centrifugal Pump Impeller Modeling With Reverse Engineering”. En: *IJRMET* 4 (Nov 2013, Apr 2014) (vid. pág. 3).
- [2] Sánchez, Muñoz y Jiménez-Espadafor. *Turbomáquinas térmicas*. SINTESIS, 2004, págs. 243-275 (vid. pág. 3).
- [3] García. “TFG: Desarrollo de una metodología computacional para la reproducción y simulación de la geometría real de un compresor radial”. En: *UPV* (2015) (vid. págs. 4, 12, 16, 26, 70).
- [4] Royo. “TFG: Simulación CFD y Optimización de prestaciones de un compresor centrífugo”. En: *UPV* (2015) (vid. págs. 4, 17, 25, 45).
- [5] Navarro. “Doctoral Thesis: A numerical approach for predicting flow-induced acoustics at near-stall conditions in an automotive turbocharger compressor”. En: *UPV* (2014) (vid. pág. 42).
- [6] *Pliego de condiciones*. Boletín Oficial del Estado. Marzo de 1971. URL: [http://www.boe.es/diario\\_boe/txt.php?id=BOE-A-1971-380](http://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-1971-380) (vid. pág. 73).