



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA TÉCNICA DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS

TRABAJO FIN DE GRADO:

**“Simulación CFD 3D de un
turbocompresor en puntos de
funcionamiento fuera de diseño”**

Autor:

José Israel Sánchez García

Director:

Roberto Navarro García

Valencia, Septiembre de 2016

Simulación CFD 3D de un turbocompresor en
puntos de funcionamiento fuera de diseño

JOSÉ ISRAEL SÁNCHEZ GARCÍA

DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS

ESCUELA TÉCNICA DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

*“How happy is the blameless vestal's lot!
The world forgetting, by the world forgot.
Eternal sunshine of the spotless mind!
Each prayer accepted, and each wish resigned.”*

Alexander Pope, 1720

*“¡Cuan feliz es el destino de las vírgenes vestales!
Pues olvidan al mundo y el mundo las olvida a ellas.
¡Brillo eterno de la mente inmaculada!
Cada oración aceptada y cada deseo renunciado.”*

Alexander Pope, 1720

Resumen

La técnica de la sobrealimentación es casi tan antigua como los motores de combustión interna alternativos. Desde que se conocen sus ventajas y beneficios se han llevado a cabo incesantes estudios para su extensión a todas las tipologías de motores.

Este trabajo se focaliza en un estudio CFD tridimensional de un compresor centrífugo en puntos fuera de diseño, con el objetivo de observar las variables globales del flujo tanto para diferentes gastos másicos, como para diferentes puntos cercanos a las líneas de bombeo y choque del mapa del compresor. Asimismo, se llevó a cabo un estudio de los ángulos de incidencia del flujo sobre los álabes, tanto por medio del CFD como teóricamente.

Partiendo desde la más básica familiarización del autor con el completo y complejo software de simulación fluidodinámica denominado Star-CCM+, el trabajo se ha desarrollado en diferentes fases de actuación, tomando como punto de partida diferentes soluciones obtenidas de una matriz de puntos de funcionamiento del mapa del compresor.

Tras ello se seleccionaron nueve diferentes puntos de funcionamiento, sobre los cuales se llevó a cabo el postprocesado con el fin de obtener diferentes tipos de monitores con los que poder analizar y comparar las distintas variables globales del flujo en los diferentes puntos de funcionamiento. De este modo, se facilitaba notablemente la observación del comportamiento y de la evolución del flujo en puntos fuera de diseño.

Finalmente, tras el postprocesado de los nueve puntos de funcionamiento (3 puntos por cada uno de los 3 diferentes regímenes estudiados) se llevó a cabo el análisis que tenía por objeto el trabajo y del cual se obtuvieron interesantes conclusiones.

Abstract

The technique of turbocharging is as old as the combustion engine. Since its advantages and benefits are known, there have been made unceasing studies in order to apply this technique to all types of engines.

This Final Degree Project is focused in a three-dimensional CFD study of a centrifugal compressor's working points out of design, in order to observe the flow's global variables near the surge and the choking lines. Also, there was made a study of the flow's incidence angle against the blades, so much by means of the CFD as theoretically.

Beginning from the most basic familiarization of the author with the complex fluid-dynamic simulation software named Star-CCM+, the project has developed in different phases, taking as a starting point the solutions obtained from a matrix of working points that give shape to the compressor's map.

After that, there were selected nine different working's points, on which were made the postprocessing in order to obtained different scenes to be able to analyse and to compare the flow's global variables. This way, it made significantly easier the observation of the flow's performance and evolution for points out of design.

Finally, after the postprocessing of the nine working points (3 points by each of the 3 different rotating speeds) there was made the analysis that took the project as an object of which interesting conclusions were obtained.

Índice

1. INTRODUCCIÓN	12
1.1. PREÁMBULO	12
1.2. MOTIVACIÓN	13
1.3. ANTECEDENTES.....	14
1.4. OBJETIVOS	15
2. TEORÍA DE LA SOBREALIMENTACIÓN	17
2.1. INTRODUCCIÓN HISTÓRICA	17
2.2. OBJETIVOS Y PRINCIPIOS BÁSICOS.....	19
2.3. CLASIFICACIÓN SISTEMAS DE SOBREALIMENTACIÓN.....	23
2.4. ANÁLISIS DE LA SOBREALIMENTACIÓN	27
2.5. COMPRESOR CENTRÍFUGO PARA SOBREALIMENTACIÓN	31
2.6. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE SOBREALIMENTACIÓN ..	36
2.7. PERSPECTIVAS FUTURAS	37
3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	40
3.1. STAR CCM+.....	40
3.2. GEOMETRÍA Y MALLADO.....	41
3.3. MÉTODO DE RESOLUCIÓN Y CONDICIONES DE CONTORNO.	48
3.4. CRITERIOS DE CONVERGENCIA	52
3.5. ESTUDIO PUNTOS CERCANOS LÍNEA BOMBEO.....	54
3.6. ESTUDIO PUNTOS CERCANOS LÍNEA DE CHOQUE.....	58
3.7. ÁNGULO DE INCIDENCIA DEL FLUJO SOBRE ÁLABES.....	59

4.	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	64
4.1.	ANÁLISIS RESULTADOS LÍNEA BOMBEO	64
4.2.	ANÁLISIS RESULTADOS LÍNEA CHOQUE.....	71
4.3.	ANÁLISIS INCIDENCIA DEL FLUJO	77
5.	CONCLUSIONES.....	85
5.1.	CONCLUSIONES ANÁLISIS LÍNEA BOMBEO	85
5.2.	CONCLUSIONES ANÁLISIS LÍNEA CHOQUE.....	86
5.3.	CONCLUSIONES ANÁLISIS INCIDENCIA DEL FLUJO	87
6.	PRESUPUESTO.....	89
6.1.	INTRODUCCIÓN.....	89
6.2.	RELACIÓN DE ACTIVIDADES.....	89
6.3.	PRESUPUESTOS PARCIALES.....	91
6.4.	PRESUPUESTOS GLOBAL.....	93
7.	BIBLIOGRAFÍA.....	96
	ANEXOS.....	98
	ANEXO I - SUMMARY REPORT (EXTRACTO INFORME)	98

1. INTRODUCCIÓN

1.1. PREÁMBULO

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) desempeñan hoy en día un importante papel en el transporte ya sea terrestre, marítimo e incluso en aplicaciones aéreas. Se distinguen dos grandes grupos de motores, los de encendido provocado (MEP) y los de encendido por compresión (MEC).

A lo largo de un siglo de evolución tecnológica en los MCIA se han sucedido una serie de avances. Unos, debido a su carácter han sido exclusivos de una determinada familia de motores, mientras que otro se han aplicado indistintamente a las dos. Entre los citados avances podemos destacar la sobrealimentación, el control electrónico, el aumento del número de válvulas y su posición, la mejora en los sistemas de fabricación y materiales, así como el incesante auge de nuevas tecnologías para el control de emisiones contaminantes.

Desde los comienzos de la historia de los MCIA, las ventajas de la sobrealimentación son conocidas, independientemente de la forma en la que ésta se lleve a cabo; sin embargo, la utilización de compresores para elevar la presión de admisión ha generado muchos problemas debido a la gran complejidad que entraña su desarrollo, causa por la cual su desarrollo ha sido paulatino si lo comparamos con otras tecnologías. Como ventajas de la sobrealimentación podemos citar la mejora de potencia efectiva y la reducción de consumo; sin embargo, hay que tener en cuenta las implicaciones y los inconvenientes que la sobrealimentación tiene sobre otros aspectos del motor, especialmente el aumento de las tensiones térmicas y mecánicas.

La sobrealimentación se ha realizado a lo largo de toda la historia de dos maneras bien diferenciadas, ya sea por medio de compresores accionados directamente por el motor (conocida como sobrealimentación mecánica) o por medio de un compresor movido por una turbina accionada por los gases de escape del motor, la cual es denominada turbosobrealimentación. Esta última técnica, aunque fue utilizada en sus comienzos en aviación experimentó un menor desarrollo que la sobrealimentación mecánica.

A principios del siglo XX, A.Büchi patentó la primera idea similar a lo que es un turbocompresor, aunque se tuvo que esperar a la década de los 50 del pasado

siglo para que su popularidad aumentara. Hoy en día, la gran mayoría de los motores MEC están turbosobrealimentados, y su extensión a los MEP es cada vez más común.

Este trabajo final de grado se ha realizado en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño, perteneciente a la Universidad Politécnica de Valencia. La Figura 1.1 muestra el edificio departamental en el que se ha llevado a cabo el post-procesado de los resultados obtenidos, así como su análisis e interpretación.



Figura 1.1.1 Edificio departamental.

1.2. MOTIVACIÓN

La caracterización de un turbocompresor mediante programas de CFD es fundamental para el contraste de los mapas de curvas características del mismo. Se trata de una etapa vital al diseño y elección de un turbogrupo adecuado para sobrealimentar un determinado motor. Además, se utilizan los resultados experimentales y teóricos para realizar una retroalimentación en el proceso de

diseño del mismo, validando y ajustando los modelos, -por lo que las simulaciones entrañan una gran importancia en las fases de diseño.

Por otra parte, la determinación experimental de los límites de funcionamiento del turbogrupo, tales como bombeo y choque, llegan a ser peligrosas de ensañar sin las instalaciones correspondientes y en muchos casos llegan a destruirse los caros equipos con los que se trabaja. Aunque es necesario realizar estos ensayos experimentales para cerciorarse de que el motor al que se acopla al turbogrupo presenta unas condiciones de funcionamiento en diseño que se alejan de estos límites, es recomendable lanzar en primer lugar simulaciones en estos puntos evitando complicaciones y pérdidas de un coste económico más elevado.

Finalmente, con el post-procesado de las simulaciones de estos puntos fuera de diseño se puede caracterizar el flujo que atraviesa el compresor dando así una buena aproximación a los resultados reales. Una vez realizado todo este trabajo, se tiene un buen punto de partida para llevar a cabo la parte experimental con mayor seguridad, con un gasto de tiempo importante pero de un modo muy económico.

En vistas de las razones apuntadas anteriormente, resulta necesario el estudio y caracterización del flujo de forma computacional en el turbogrupo, con un software adecuado para dicha tarea. Es en este contexto donde se enmarca el presente trabajo.

1.3. ANTECEDENTES

En lo que respecta al software de CFD utilizado cada vez más en el Centro de Motores Térmicos (CMT) de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV) y para este trabajo, se trata del programa STAR-CCM+. En este software se ha desarrollado, con anterioridad a este estudio, la geometría y el mallado del compresor perteneciente al turbogrupo, así como la simulación de parte de los puntos de funcionamiento utilizados para el estudio.

R. Navarro [4] realizó un estudio acústico en CFD sobre la misma geometría del compresor utilizado en el presente trabajo. Se llevó a cabo una investigación

más compleja y elaborada, pero en este caso sobre tres puntos de diferente gasto másico en una misma línea de isorrégimen en condiciones de flujo transitorio.

Situamos por tanto el trabajo llevado a cabo, como una investigación que parte de este contexto sin tener mayor relevancia ni nexo con estudios anteriores que los ya nombrados, marcando como objetivo básico el de estudiar y visualizar el flujo dentro del compresor en puntos de funcionamiento fuera de diseño. En el apartado consecutivo se hablará más concretamente de ellos.

1.4. OBJETIVOS

Tras enmarcar la situación en la que convive este Trabajo Final de Grado nos centraremos en los objetivos que persigue el mismo. Este trabajo estudia el comportamiento de un compresor de un turbogrupo en puntos fuera de diseño mediante un software CFD. Este amplio y general objetivo se puede desglosar en una serie de objetivos más concretos que se describen a continuación:

- Lanzamiento de las simulaciones en CFD de puntos interesantes para el estudio que aún no hayan sido lanzados o cuyos archivos se encuentren inaccesibles.
- Establecer, determinar y aplicar criterios de convergencia de las simulaciones para poder verificar si estas han sido realizadas correctamente y que los resultados mostrados por las mismas son adecuados para su post-procesado.
- Estudio y caracterización de las variables globales del flujo en diferentes puntos cercanos a las líneas de bombeo y choque para una adecuada visualización del flujo que trasiega al compresor.
- Estudio de los ángulos de incidencia del flujo sobre el rotor en diferentes puntos cercanos a las líneas de bombeo y choque.

Además de todo ello, uno de los objetivos más importantes del presente trabajo sería el aprendizaje y familiarización en la medida de lo posible en el uso y dominio del software STAR-CCM+ por parte del autor.

2. TEORÍA DE LA SOBREALIMENTACIÓN

2.1. INTRODUCCIÓN HISTÓRICA

La sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos (MCIA) consiste en el aumento de la densidad del aire de admisión mediante un aumento de la presión de éste. Es una técnica casi tan antigua como los propios MCIA y su historia se remonta a Gottlieb Daimler y a Rudolf Diesel.

Gottlieb Daimler en 1885 patentó el primer sistema de sobrealimentación, el DRP 34926 mostrado en la figura 2.1.1, el cual utilizaba la parte inferior de los pistones como bombas de compresión en ciclos de dos tiempos, las cuales mediante una válvula proporcionaba mayor volumen de mezcla que el que cada cilindro podía aspirar. De este modo Gottlieb buscaba incrementar la velocidad y la carga en los motores a pesar del hecho de que en esa época solo eran factibles pequeñas válvulas de admisión y escape.

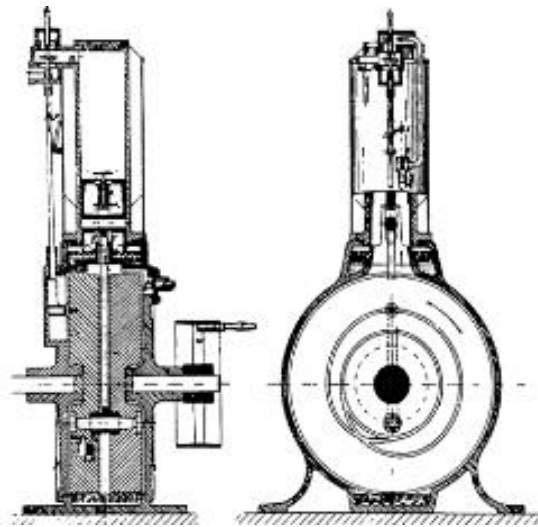


Figura 2.1.1 Patente DRP 34926 de Gottlieb Daimler de 1885 de un sistema de sobrealimentación para un motor de gasolina de alta velocidad.

En 1896 Rudolf Diesel, ya consciente de los beneficios de la sobrealimentación, instaló un compresor alternativo a los motores que llevan su nombre en su patente DRP 95680 mostrada en la figura 2.1.2. Consiguió aumentar la potencia del motor un 30%, sin embargo deterioró dramáticamente el rendimiento térmico del mismo puesto que el compresor estaba directamente acoplado al motor.

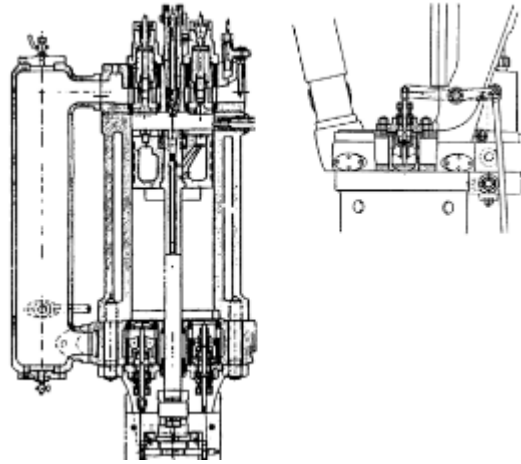


Figura 2.1.2 Patente DRP 95680 de Rudolf Diesel para motor diésel con sistema de sobrealimentación acoplado a cada pistón.

No fue hasta 1905 cuando Alfred Büchi patentó un motor sobrealimentado con un turbocompresor axial accionado mediante un turbina movida por lo gases de escape, en esta patente DRP 204630 (Fig. 2.1.3) los tres elementos se encontraban sobre el mismo eje.

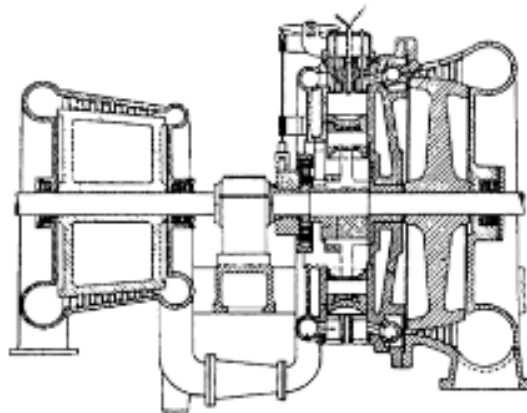


Figura 2.1.3 Dibujo de la patente DRP 204630 de Alfred Büchi de 1905 con compresor, motor y turbina montados sobre un único eje

Veinte años más tarde, separó el motor en un eje diferente al de la turbina y el compresor, convirtiendo esta nueva patente en el primer motor diésel sobrealimentado llevado al mercado y logrando un aumento de potencia del 100% junto a unos buenos resultados termodinámicos (Fig. 2.1.4).

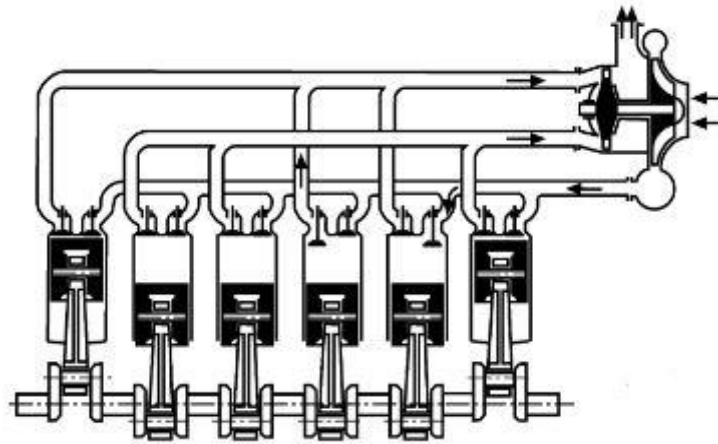


Figura 2.1.4 Patente de 1925 de Alfred Büchi con un eje para el motor y otro eje para compresor y turbina.

Entre los años 1920 y 1940 el uso la sobrealimentación se extendió en MCI para aeronaves, especialmente para mejorar la actuación de estos a altas altitudes de vuelo ya que la pérdida de densidad con la altura hacía disminuir notablemente la potencia. Durante estos años se mejoró continuamente el sistema de sobrealimentación alcanzando durante la segunda guerra mundial su punto álgido de búsqueda de potencia, llegando a alcanzar el motor radial de gasolina de 18 cilindros de Curtiss Wright una potencia de despegue de 2420 kW.

En automoción, la tendencia actual de aumento de potencia y reducción de tamaño y consumo de los motores ha provocado que se extienda el uso de la sobrealimentación tanto el motores diésel como en motores de gasolina. Se ha continuado desarrollando el sistema propuesto por Büchi de sobrealimentación mediante el uso de gases de escape, integrando la turbina que mueve al compresor como parte del colector de escape.

2.2. OBJETIVOS Y PRINCIPIOS BÁSICOS

El sistema de sobrealimentación está formado básicamente por un turbogrupo, esto es, una turbina acoplada a un compresor por un eje común. Los gases de escape son dirigidos hasta el escape a través de la turbina, aquí son utilizados para mover la turbina y conducir al compresor, el cual comprime el flujo elevándolo a una mayor densidad que la del aire aspirado.

Existen diversos tipos de compresores y turbinas, pero no todas son adecuadas para formar parte del sistema de escape. La combinación de un compresor centrífugo de una etapa con una turbina radial o axial de una etapa está extendido universalmente. La turbina axial es adecuada en turbogrupos de tamaño medio o grande utilizados en propósitos industriales, ferroviarios o navales; mientras que por otro lado la turbina radial es adecuada en turbogrupos de pequeño tamaño como los de automoción (camiones o coches). En el apartado 2.4 se profundizará en la clasificación de los sistemas de alimentación, con un análisis detallado de los compresores centrífugos y de las turbinas tanto radiales como axiales.

El objetivo principal de la sobrealimentación es el de aumentar la densidad del medio de trabajo, ya sea aire o la mezcla de aire-fuel, antes de entrar al cilindro mediante el uso de un sistema adecuado. Como vemos en la expresión 2.2.1, un aumento de densidad está asociado a un incremento lineal del gasto másico de aire o mezcla:

$$\dot{m}_a = \eta_v \cdot \rho_a \cdot V_t \cdot n/2 \quad (2.2.1)$$

Con el aumento de gasto másico se produce un incremento de la potencia específica del motor como podemos ver en la expresión 1.2.2:

$$N_e = PCI \cdot \eta_e \cdot F \cdot \dot{m}_a \quad (2.2.2)$$

Además en la figura 2.2.1 se observa el aumento del área encerrada por el ciclo sobrealimentado frente al ciclo de aspiración natural, el cual refleja este aumento de potencia.

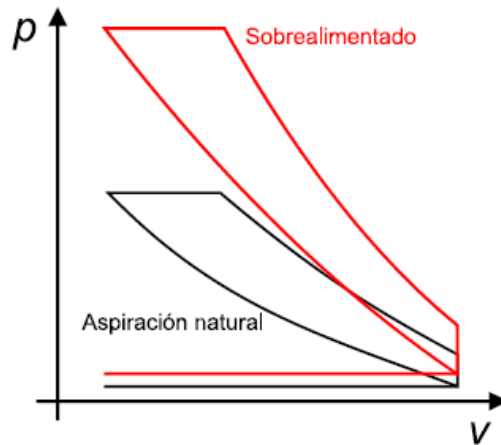


Figura 2.2.1 Comparación entre ciclo ideal a presión constante de un motor sobrealimentado y de aspiración natural

Durante el proceso de la sobrealimentación es importante que la temperatura del flujo no aumente en exceso ya que afecta adversamente al perfil de temperaturas del ciclo de alta presión y reduce el rendimiento. En algunos motores se utiliza un refrigerador, colocado entre el compresor y el motor, denominado *intercooler*.

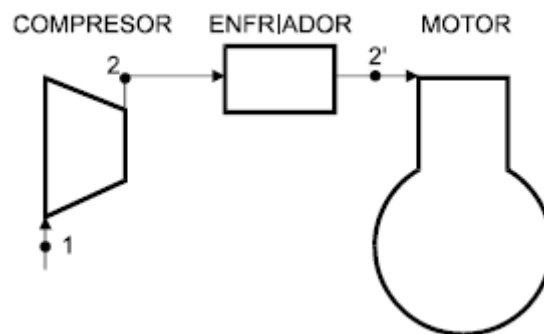


Figura 2.2.2 Esquema de un motor sobrealimentado con intercooler entre compresor y motor.

Se trata de un intercambiador de calor aire-aire, su buen funcionamiento viene definido por la eficiencia (expresión 2.2.3) o la relación entre el enfriamiento que produce y el máximo que podría realizar, los subíndices coinciden con los indicados en la figura 1.2.2:

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_{2'}}{T_2 - T_1} \quad (2.2.3)$$

Se observa que la eficiencia será mayor cuanto mayor sea la temperatura a la salida del compresor, es decir, cuando mayor sea la relación de compresión. Es por ello que el uso de *intercooler* se ha generalizado en MEC ya que presentan un grado de sobrealimentación elevado lo que permite tener una superficie de intercambio térmico moderada.

Por otro lado, en MEP el grado de sobrealimentación está limitado para evitar que se produzca la detonación, lo cual conlleva que la eficiencia del intercooler será menor y consecuentemente la superficie de intercambio térmico será elevada, por ello el volumen ocupado por el intercooler será mayor.

En la Figura 2.4 se muestra el efecto del enfriamiento posterior a la compresión en función de la relación de compresión del compresor y de la eficiencia del intercooler. Se aprecia que al aumentar el grado de sobrealimentación se hace más adecuado el enfriamiento, ya que puede incluso duplicar el valor de la densidad, y por tanto de la potencia efectiva extraída (véase la ecuación 2.2).

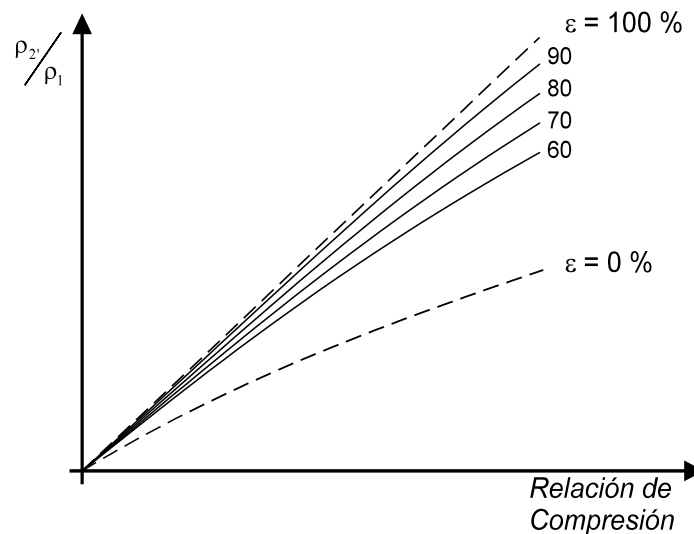


Figura 2.2.2 Efecto del enfriamiento del aire de sobrealimentación sobre la densidad de entrada al motor.

Además de todas las ventajas que presenta el enfriamiento del aire de sobrealimentación, las cuales han sido citadas anteriormente, se produce una reducción de las cargas térmicas del motor y de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x), las cuales persiguen actualmente las restrictivas normativas emergentes.

2.3. CLASIFICACIÓN SISTEMAS DE SOBREALIMENTACIÓN

Los distintos tipos de sobrealimentación se pueden clasificar de 4 diferentes maneras o criterios:

1. Método de accionamiento del compresor.

Desde el punto de vista del método que acciona el compresor, se pueden ofrecer varias posibilidades en función de la máquina que suministra potencia al compresor que a continuación comentaremos:

a) El compresor es movido por el propio MCIa mediante un acoplamiento con el cigüeñal. A esta modalidad se la conoce como sobrealimentación mecánica.

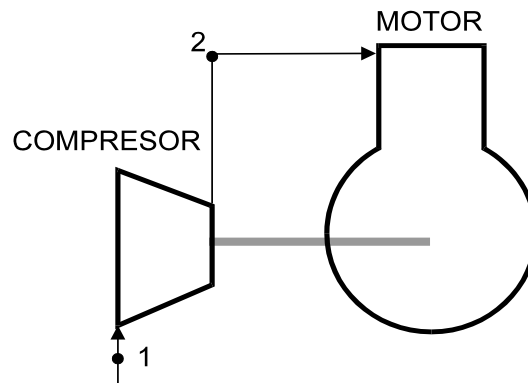


Figura 2.3.1 Esquema de un motor con sobrealimentación mecánica.

b) El compresor es movido por una máquina externa, distinta al MCIa. A esta tipología se la conoce como sobrealimentación externa.

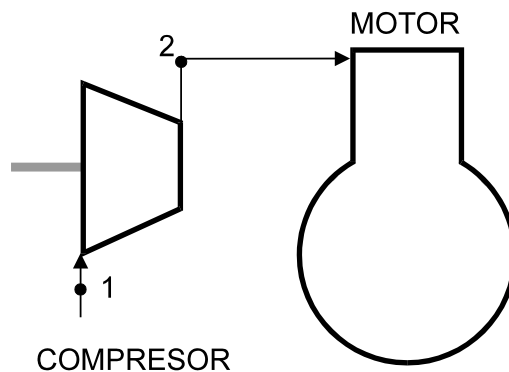


Figura 2.3.2 Esquema de un motor con sobrealimentación externa.

c) El compresor movido por una turbina, la cual es accionada por los gases de escape del propio motor. Este método es el más extendido en automoción y se conoce como turbosobrealimentación.

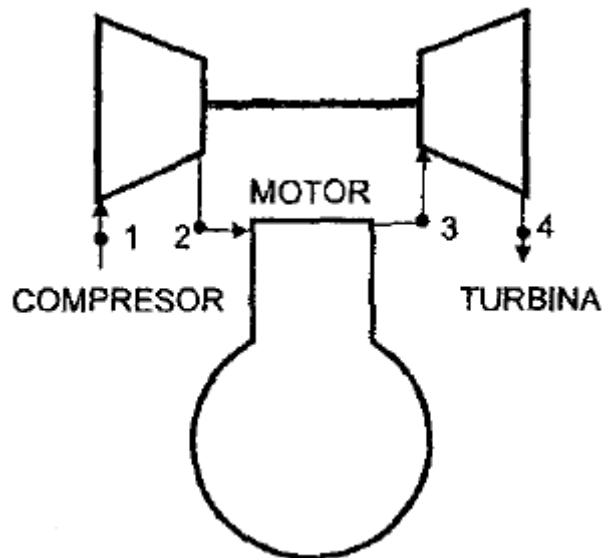


Figura 2.3.3 Esquema de un motor turbosobrealimentado.

2. Diseño del compresor.

Según el tipo de compresor se dan las siguientes posibilidades:

a) Compresor de desplazamiento positivo o también conocido como volumétrico. Esta tipología de compresor se suele emplear en la sobrealimentación mecánica, debido a que el régimen de giro óptimo del compresor es del mismo orden que la del motor. Dentro de este apartado clasificatorio se pueden distinguir entre los compresores alternativos de pistón y de los rotativos (Roots, tornillo, paletas, etc.).

b) Turbocompresor. Se suele emplear en la turbosobrealimentación como ya se comentó en anteriormente, ya que tanto la turbina como el compresor suelen girar a regímenes de giro óptimos similares y notablemente mucho más elevados que los del MCIA. En este grupo podemos dividir a su vez los turbocompresores en axiales, radiales y mixtos, de acuerdo a la dirección de la circulación del flujo con respecto a su eje de giro. Cabe destacar que la compresión se realiza frenando el flujo de forma continua en un difusor, transformando su energía cinética, la cual ha sido previamente aportada en un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido y el motor, en entalpía.

c) Compresor dinámico Comprex (©Brown Boverly Company), es un dispositivo movido por el cigüeñal del motor, pero en el que la compresión del aire en la admisión es llevada a cabo por los pulsos de presión en el escape del motor.

El aire es obligado a pasar por unos conductos en el interior de un tambor, que gira movido por el motor. Por el extremo contrario de los conductos se introducen los gases provenientes del colector de escape, empujando los gases frescos de nuevo hacia el extremo por donde entraron, pero aumentando su presión. En la Figura 2.3.4 se pueden apreciar estas tres tipologías y sus diferencias sustanciales.

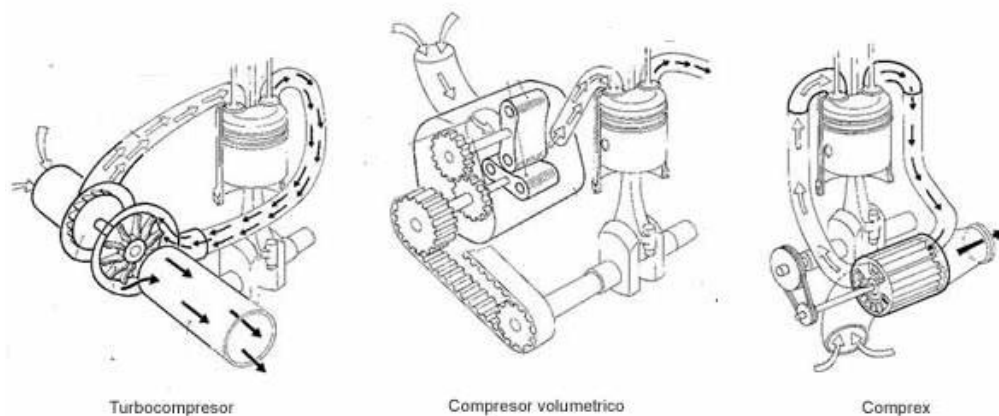


Figura 2.3.4 Distintos tipos de sobrealimentación dependiendo del tipo de compresor.

3. Tipo de conexión entre el motor y el sistema de sobrealimentación.

Desde el punto de vista del acoplamiento y de la transmisión de potencia se tiene:

a) Compresor acoplado al cigüeñal del motor, es decir, caso que coincide con la sobrealimentación mecánica (véase la Figura 2.3.1).

b) Compresor acoplado a una turbina de escape en un eje libre, que es lo que habitualmente se conoce como turbosobrealimentación, la cual podemos apreciar en la Figura 2.3.3 Solamente existe acoplamiento fluidodinámico entre la turbomáquina y el MCIA.

c) Compresor, turbina de escape y motor acoplados mecánicamente, que comúnmente conocemos como motores híbridos (*compound engines*). En esta tipología los excesos o defectos de potencia en la turbina son transferidos y aprovechados por el motor alternativo, gracias a la existencia de un acoplamiento mecánico entre ambos; tal y como muestra la Figura 2.3.5

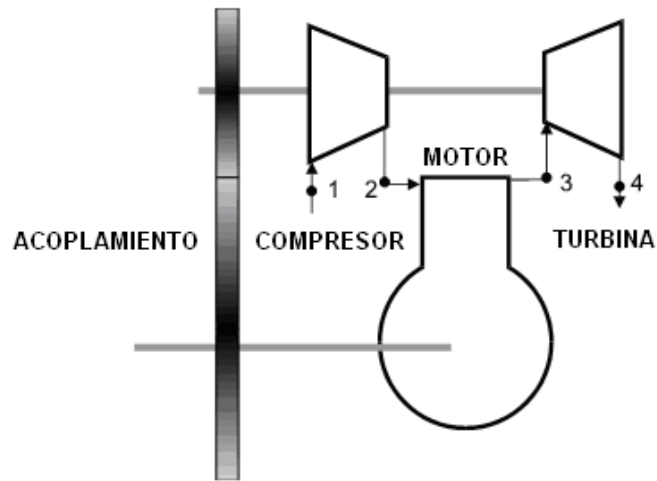


Figura 2.3.5 Esquema de un motor híbrido (*compound engines*).

d) Compresor y motor acoplados mecánicamente, la turbina es la que suministra la potencia y el motor actúa como un generador de gas. Solamente existe acoplamiento fluidodinámico entre la turbina y el motor, tal y como muestra la Figura 2.3.6

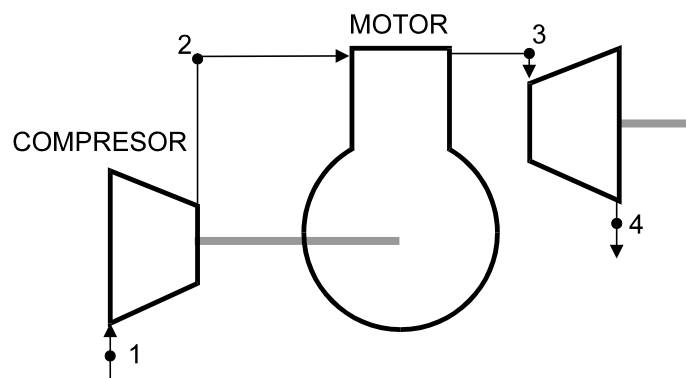


Figura 2.3.6 Sistema de sobrealimentación en que la potencia la produce la turbina.

Actualmente ha surgido una alternativa al sistema *compound*, dando lugar a lo que se conoce como turbogrupos de asistencia eléctrica. En esta nueva tipología la falta de potencia es proporcionada por un motor eléctrico, el cual se encuentra acoplado al mismo eje y consume energía de las baterías del motor. Cuando se produce un exceso de energía en el turbogrupo, es posible su recuperación gracias al motor eléctrico que actúa como generador.

4. Tipo de motor que se sobrealimenta.

Finalmente los sistemas de sobrealimentación se pueden clasificar en función de la tipología de MCIA al que sobrealimentan:

a) De acuerdo al número de ciclos por vuelta, podemos discernir entre el motor 2T o 4T. La característica que distingue la sobrealimentación de los motores de dos tiempos frente a los de cuatro tiempos es fundamentalmente el periodo de barrido. Ya que, en los motores 2T es esencialmente necesario que en el periodo de barrido la presión de admisión sea mayor que la de escape, para garantizar de este modo una correcta evacuación de los gases quemados. En un motor 4T, también podrá existir un periodo de barrido durante el cruce de válvulas, pero no será tan crítico como en los motores de dos tiempos (2T).

b) Motor de encendido provocado o motor de encendido por compresión (MEP y MEC). La aplicación de los sistemas de sobrealimentación de estos tipos de motores es completamente diferente. Mientras que para los motores de encendido por compresión, la sobrealimentación mejora las condiciones del proceso de combustión, en los motores de encendido provocado de inyección indirecta, la sobrealimentación puede aumentar de que se produzca la autodetonación de la mezcla. Por su parte, los motores MEP con inyección directa que trabajan con cargas estratificadas presentan relevantes mejoras en el proceso de mezcla al emplear sobrealimentación; siendo por tanto beneficiosa.

En la práctica, a pesar de la variedad de sistemas de sobrealimentación que se han presentado en este Apartado, solamente dos de ellos se han utilizado de manera generalizada en la industria automovilística, la sobrealimentación mecánica y la turbosobrealimentación, la cual profundizaremos en el Apartado 2.4.

2.4. ANÁLISIS DE LA SOBREALIMENTACIÓN

La turbosobrealimentación se basa en el accionamiento del compresor de sobrealimentación con una turbina que transforma la energía interna de los gases de escape del motor en energía mecánica. Esta energía mecánica es transmitida al compresor, mediante un eje que se mueve libremente, de manera independiente al

movimiento del cigüeñal del motor. El conjunto formado por el compresor y la turbina se le conoce como grupo de turbosobrealimentación, turbogrupo o simplemente turbo (véase Figura 2.4.1).

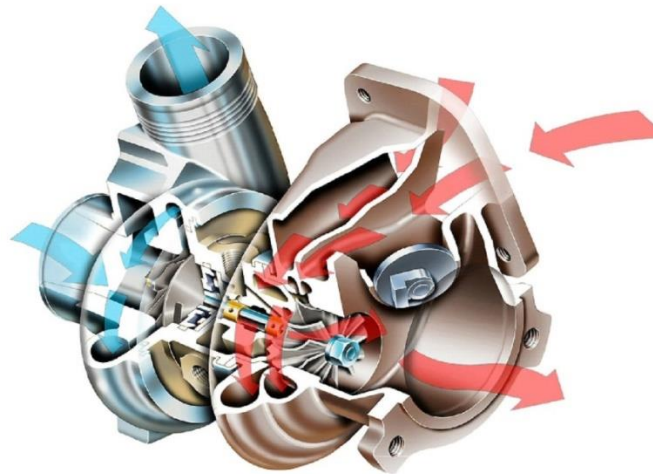


Figura 2.4.1 Sección de un turbogrupo y sentido del flujo por el mismo.

La turbina debe soportar elevadas temperaturas de entrada, las cuales pueden superar los 900 °C, razón por la cual este elemento del turbogrupo debe estar fabricado con materiales que presenten una elevada resistencia térmica y mecánica, en aras de que sean capaces de soportar los esfuerzos que se le requieren.

Por su parte, el compresor no está tan solicitado desde el punto de vista de esfuerzos térmicos, puesto que la temperatura del flujo que trasiega es mucho menor, en comparación con el flujo de la turbina. Por ello, tanto la carcasa como el rodete se suele fabricar con aleaciones de aluminio.

La carcasa central soporta al eje mediante dos cojinetes hidrodinámicos. Estos cojinetes, fabricados normalmente en bronce presentan un recubrimiento de estaño o aluminio; además, poseen una holgura radial de 50 a 100 micras, lo que permite la interposición de una película de aceite entre estos elementos y el eje, con el objetivo de reducir las pérdidas por fricción y, en muchos casos, evacuar el calor procedente de la turbina.

Por último, el conjunto del turbogrupo lo completan una pantalla térmica, situada detrás de la rueda de la turbina, un segmento de fundición en el lado de la turbina a efectos de asegurar la hermeticidad, un segmento de fundición o una junta de carbono con el mismo fin en el lado del compresor y un tope axial para evitar el movimiento del eje.

Por otra parte, las curvas características de los compresores y turbinas en régimen estacionario que forman parte del turbogrupo están resumidas en mapas. Estos mapas de curvas características nos proporcionan relevante información, tal como la variación de la relación de presiones en función del gasto másico trasegado por la máquina para diferentes regímenes de giro. Las tres variables mencionadas son fundamentales para el cálculo de la potencia trasegada por la turbomáquina. Además, algunos mapas proporcionan información acerca del rendimiento isentrópico de cada punto de funcionamiento. Además gracias a la semejanza de turbomáquinas es posible comparar las prestaciones de máquinas de distinto tamaño, en distintas condiciones ambientales y con diferentes fluidos.

La Figura 2.4.2 muestra la forma más habitual de representar el mapa de curvas características de un compresor centrífugo. Se puede apreciar que tanto el gasto másico como el régimen de giro se encuentran afectados por factores que dependen de las condiciones termodinámicas del gas a la entrada.

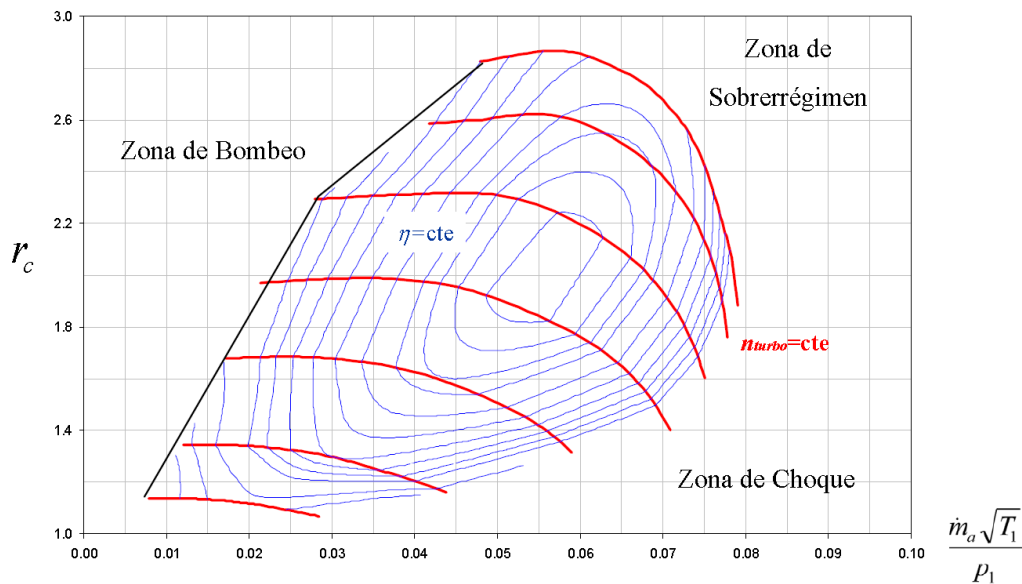


Figura 2.4.2. Mapa de curvas características de un turbocompresor.

En las prestaciones de las turbomáquinas existen tres parámetros globales que caracterizan su funcionamiento, estos son: potencia, rendimiento y régimen de giro. Dichos parámetros involucran ocho parámetros físicos independientes, los cuales son: gasto másico, presión de entrada y salida, temperatura de entrada y salida, constante de los gases (R), régimen de giro y diámetro del rodete. De acuerdo al Teorema de Pi, es necesaria la presencia de cuatro grupos adimensionales para representar el comportamiento de la turbomáquina.

El cociente entre el régimen de giro de la máquina y la raíz de la temperatura total del gas a la entrada de la turbina se le conoce como régimen de giro corregido o parámetro de velocidad. De acuerdo a la expresión 2.4.1 este cociente es directamente proporcional al número de Mach en punta del álabe.

$$\frac{u_3}{a_{30}} = \frac{\omega D_3}{2\sqrt{\gamma RT_{30}}} \propto \frac{n}{\sqrt{T_{30}}} = n^* \quad (2.4.1)$$

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{30}}}{P_{30}} = A_{efectiva} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{P_4}{P_{30}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{30}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (2.4.2)$$

Por otra parte, al producto del gasto másico trasegado por la máquina por la raíz cuadrada de la temperatura de entrada total del gas, dividido de la presión total a la entrada se le conoce como gasto corregido o parámetro de flujo (expresión 2.4.2). El gasto másico corregido es función del área efectiva de paso del flujo y de la relación de expansión total a estática a través de la garganta. Por esta razón, añadido al hecho de la pérdida de energía cinética a la salida de la turbina, nos conduce a expresar la relación de expansión y el rendimiento isentrópico de en los mapas de turbinas como totales a estáticos, mientras que en los mapas de compresores se definen como totales a totales.

La potencia mínima viene generalmente limitada por el gasto mínimo a régimen constante, presentando el límite conocido como bombeo. Por su parte, la potencia máxima viene limitada por el gasto máximo a régimen de giro constante, lo cual se conoce como límite de choque del compresor. Ambos límites nos proporcionan mapas de turbinas relativamente estrechos. La figura 2.4.3 nos muestra estos mapas de funcionamiento. Como se puede apreciar el rango disponible entre bombeo (extremo izquierdo) y el límite por choque (extremo derecho) es claramente estrecho. Además, debido a las características del diseño del acoplamiento entre turbina y compresor, los valores de rendimiento isentrópico frente a relación de expansión mostrados en la figura 2.4.3, cubren únicamente la zona de máximo rendimiento para cada isorrégimen. Además cabe apuntar que, debido a las condiciones dispares de funcionamiento que se presentan en los MCIA, las turbinas radiales son las más extendidas. Dicha razón atañe al hecho de que éstas presentan una menor caída de rendimiento en condiciones de funcionamiento distintas a las de diseño.

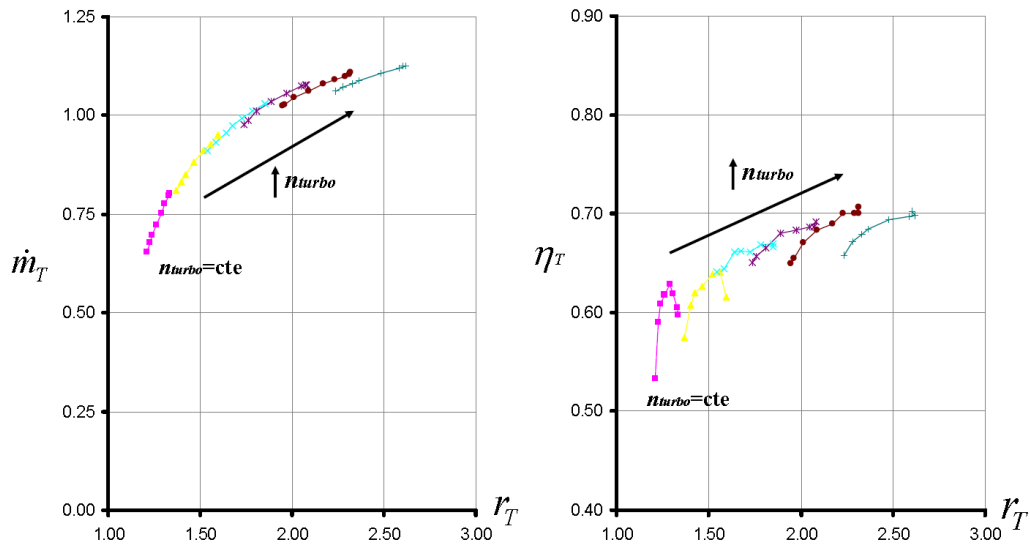


Figura 2.4.3. Mapa de curvas características de una turbina radial centrípeta ensayada acoplada a un compresor para diferentes regímenes de giro corregido.

2.5. COMPRESOR CENTRÍFUGO PARA SOBREALIMENTACIÓN

Las turbomáquinas empleadas están constituidas por un conjunto de una corona de álabes fijos (estator) y de álabes móviles (rotor); a este conjunto se le denomina escalonamiento. A continuación detallamos las características principales de cada uno de ellos:

- Estator → Conducto rígido y sin movimiento (no hay trabajo mecánico), donde se produce un intercambio entre la energía cinética y la entalpía del fluido (expansión o compresión dinámica)
- Rotor → Conducto con movimiento de rotación, donde se produce un intercambio entre la energía cinética, la entalpía del fluido (si el Grado de Reacción es mayor que cero) y el trabajo mecánico de rotación.

Inicialmente, la primera tarea que tendremos que hacer a la hora de la elección de un grupo de sobrealimentación consistirá en decidir si el compresor y la turbina serán de flujo axial o radial. Los compresores axiales presentan un rendimiento mayor, en general. Sin embargo, la ventaja del uso de máquinas radiales es que son mucho más compactas; además, en el caso de un compresor, éste nos permitirá generar un gran salto de presión con la presencia de un único escalonamiento.

Seguidamente pasamos a comentar las características de la turbomáquina con la que se ha trabajado en este proyecto, un turbocompresor centrífugo. Cabe hacer hincapié en que el uso de las mismas está relacionado con la industria de la automoción.

Se denomina que un turbocompresor es centrífugo cuando existe una diferencia sustancial entre las velocidades periféricas de las secciones medias tanto a la entrada como a la salida del mismo. Otro tipo de compresor, en el cual dichas velocidades axiales son iguales, es denominado axial; sin embargo, como ya se justificó anteriormente, no se entrará en profundidad en su tratamiento debido a que no están extendidos en la industria automovilística.

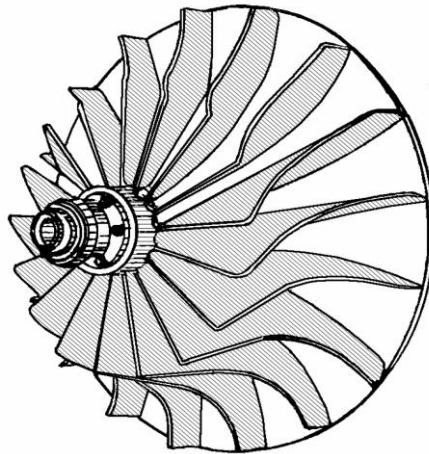


Figura 2.5.1 Rotor de turbocompresor centrífugo radial.

El turbocompresor consta de un rotor (véase la figura 2.5.1) y una carcasa, que lleva incorporada una única espiral o difusor (voluta) que es la encargada de recoger el flujo de aire. Su funcionamiento consiste básicamente en tomar el flujo de la admisión, el cual circula entre los álabes del rotor y se dirige hacia la voluta, debido al efecto de la fuerza centrífuga del rotor (véase la Figura 2.5.2). La disminución de la velocidad del flujo que tiene lugar en este proceso se traduce en un incremento de presión.

A continuación se comentarán brevemente las ventajas que hacen, en la práctica, que este tipo de compresores sean los más empleados en los turbogrupos de sobrealimentación:

- El diseño de los mismos es más sencillo y entraña menos dificultades.
- En comparación con los compresores axiales, éstos presentan una relación de compresión más elevada por escalonamiento.

- Son más estables en lo que respecta al fenómeno de bombeo y por tanto, a funcionar en condiciones fuera de diseño.

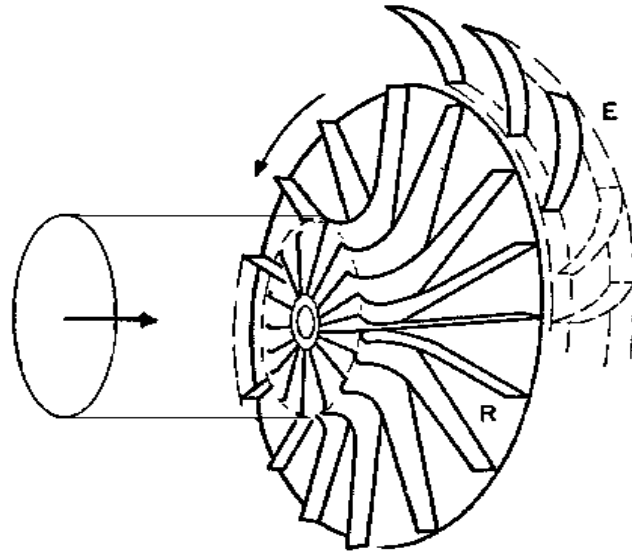


Figura 2.5.2 Esquema de un turbocompresor centrífugo (rotor-estator).

Recordando la figura 2.4.2, observábamos como el mapa de funcionamiento del compresor se encontraba limitado por la izquierda por la línea de bombeo. El fenómeno de bombeo es causa de un exceso de sobrepresión aguas abajo del compresor. Cuando nos encontramos en un punto fuera de diseño, y el flujo entra al compresor con un ángulo de incidencia positivo (figura 2.5.3). Por lo tanto, esto provoca que el fluido presente una tendencia al desprendimiento en la cara de succión, consecuentemente se produce un cambio en el gradiente de presión a la entrada del difusor, provocando reflujos. Este fenómeno se produce de manera cíclica. En la figura 2.5.6 se puede la influencia del ángulo de incidencia en la aparición del fenómeno de bombeo.

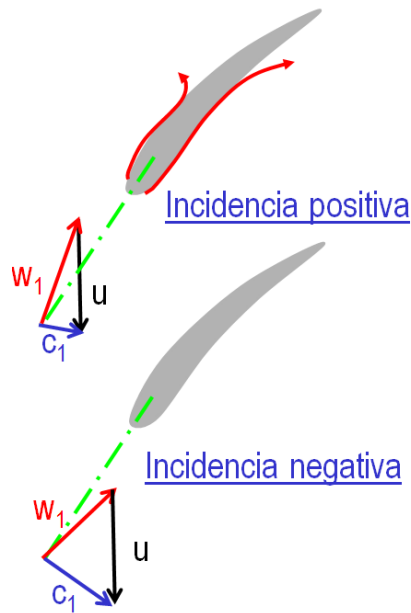


Figura 2.5.3 Esquema de diferentes ángulos de incidencia para el rotor del compresor y el triángulo de velocidades correspondiente.

Por debajo de un determinado valor de gasto másico el compresor se vuelve inestable por la pendiente positiva de las líneas de isorrégimen (figura 2.5.4), provocando con ello un fenómeno de naturaleza oscilatoria de aumento y disminución de la relación de compresión, por tanto, la zona de bombeo es totalmente inestable. Este fenómeno puede ser completamente destructivo para el compresor (figura 2.5.5), debido a las grandes fuerzas de inercia que tienen lugar y al continuo impacto de las ondas de presión y contrapresión del fluido sobre los álabes del rotor.

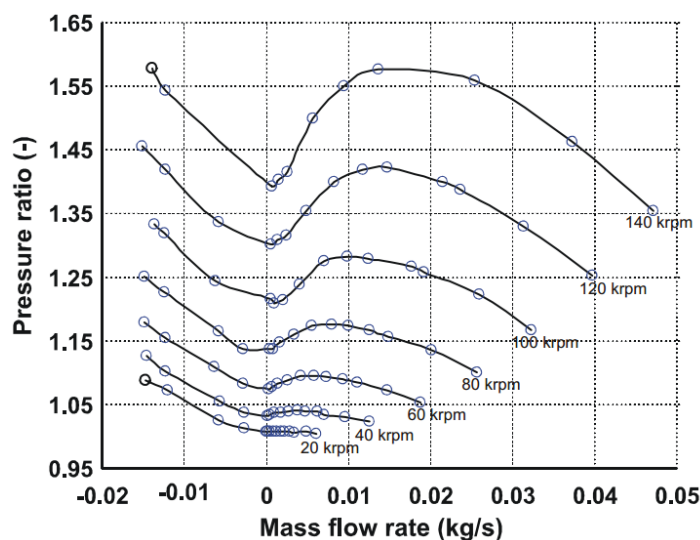


Figura 2.5.4 Mapa de líneas características de un compresor centrífugo donde se observa la aparición del fenómeno de bombeo (zona de pendiente positiva).



Figura 2.5.5 Alabes de turbocompresor dañados por el fenómeno de bombeo.

Otra limitación presente en el mapa de curvas características de un turbocompresor (figura 2.4.2), era el fenómeno de choque. A continuación explicaremos en qué consiste y cuáles son las causas de su aparición.

De acuerdo a la figura 2.4.2, conforme se produce un aumento del gasto másico trasegado se aprecia como las líneas de isorrégimen tienden a caer, llegando a ser verticales. Este estancamiento que se produce en el gasto másico para un determinado isorrégimen tiene lugar cuando se alcanzan condiciones sónicas en algún punto del turbocompresor; esencialmente a la salida del rotor o a la entrada del estator. Llegado este momento, se dice que el compresor ha entrado en la zona de choque, alcanzando por tanto uno de sus límites operativos.

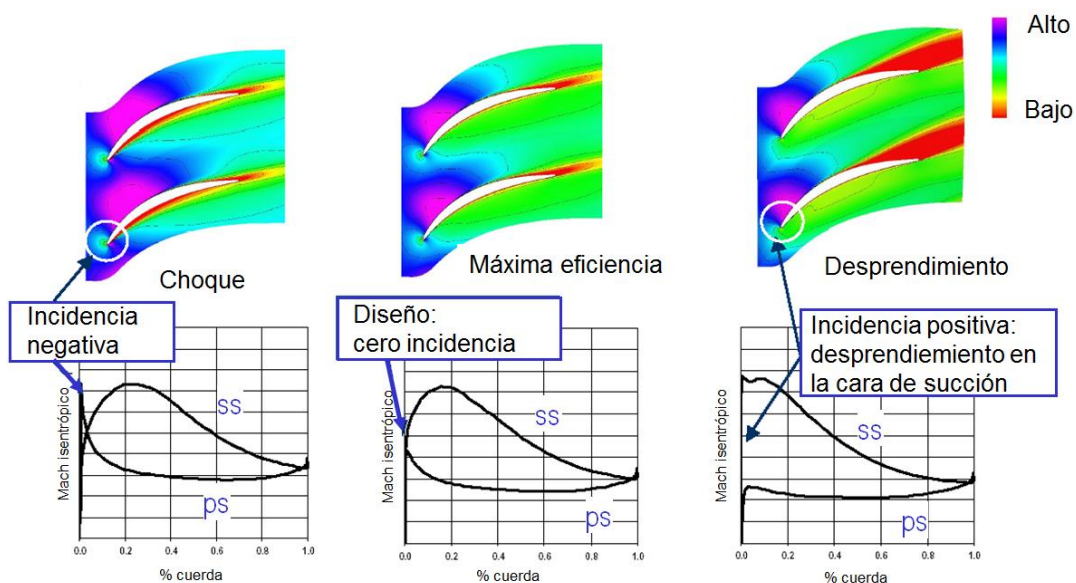


Figura 2.5.6 Ejemplo de la influencia del ángulo de incidencia sobre los álabes del compresor, junto con los contornos CFD y la distribución del número de Mach isentrópico en el perfil.

Otra causa que puede provocar el fenómeno de choque ocurre cuando el compresor trabaja en zonas fuera de diseño, tal y como se puede apreciar en la figura 2.5.3 y 2.5.6, cuando se produce una incidencia negativa del flujo sobre los álabes del rotor, existe una tendencia al bloqueo. Por tanto, podemos afirmar que la línea choque en el mapa de curvas características viene determinada principalmente por la geometría del difusor y el régimen de giro del motor. Razón por la cual es necesario adaptar el diseño del mismo a la zona de máximos tanto de relación de compresión como de rendimientos.

2.6. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE SOBREALIMENTACIÓN

El empleo de la turbosobrealimentación en la industria automovilística presenta elevados beneficios:

- La turbina aprovecha la energía procedente de los gases calientes que se evacúan por el colector de escape tras haberse producido la combustión, por lo tanto ello implica un aumento del rendimiento efectivo del motor.
- El turbogrupo presenta una elevada potencia específica, razón por la cual dicho elemento tiene un peso y tamaño reducido; lo cual es ventajoso desde el punto de vista del desarrollo de motores más compactos.
- Realizar el acoplamiento del turbogrupo a un motor de aspiración atmosférica no implica la modificación de los acoplamientos del motor, lo que facilita enormemente la tarea. Es necesario modificar tanto el colector de escape como el de admisión, junto con la generación de una conexión para la lubricación del turbogrupo.
- La potencia generada por la turbina viene dada por un salto de presiones entre la entrada y la salida de la misma, lo cual produce una contrapresión en el escape que incrementa el trabajo de bombeo; esto se traduce en una disminución del rendimiento efectivo del motor. Sin embargo, al emplear un turbogrupo, la presión en el colector de admisión se ve incrementada debido a la actuación del compresor; razón por la cual es posible compensar los efectos adversos comentados anteriormente, pudiendo incluso, en

determinadas ocasiones, producir una presión en la admisión superior a la del escape, dando lugar a un lazo de bombeo positivo.

A pesar de las ventajas nombradas anteriormente, el empleo de la turbosobrealimentación, introduce una serie de inconvenientes que es necesario tener en cuenta:

- El acoplamiento fluido-dinámico entre el MCIA y el grupo de sobrealimentación no es fácil. Las turbomáquinas están diseñadas para trabajar en condiciones estacionarias con flujo continuo, mientras que el MCIA opera en una amplia gama de gastos máxicos y relación de presiones, con un flujo esencialmente pulsante. Además, los regímenes de giro de ambas máquinas son muy diferentes, así como las temperaturas instantáneas.
- Debido a que la energía disponible en los gases de escape es menor a bajo régimen y a baja carga, la curva de par será creciente con el régimen de giro. Además, durante los transitorios del motor el turbogruppo va a presentar un retraso, debido a la inercia del mismo. Esto se puede traducir en la falta de par o en la aparición de humos durante este periodo.
- La energía en los gases de escape de un MCIA se va a presentar en dos formas, energía térmica (presión y temperatura) y energía cinética. La turbina no está preparada para aprovechar la energía cinética, por lo que el diseño del sistema de escape es una tarea ardua y fundamental para obtener el mayor aprovechamiento de la energía de escape.
- Por último, el empleo de turbosobrealimentación provoca un aumento inherente de la presión en la admisión, lo cual provoca en los MEP de inyección directa un aumento del riesgo de detonación.

2.7. PERSPECTIVAS FUTURAS

Tal y como se ha ido comentando a lo largo de los diferentes apartados, el aumento del grado de sobrealimentación ha resultado ser la tendencia general en los motores 4T durante los últimos años. Cabe hacer notar que en el futuro

cercano, el aumento del nivel de sobrealimentación estará condicionado por la reducción del consumo y de las emisiones, y no por el aumento de potencia, como se podría pensar.

El consecuente aumento de la pme en los motores de encendido provocado se debe a que gracias a la sobrealimentación es posible alcanzar relaciones de compresión de hasta 2.5:1. Dicha tasa de sobrealimentación se prevé que aumente en el futuro cercano debido a los avances en el control de la combustión en MEP de inyección directa.

El principal problema que resulta del empleo de sobrealimentación en MEP es la tendencia a la detonación, causada por el aumento de presión y temperatura en el colector de admisión. Esta razón impide que se sobrepasen relaciones de compresión superiores a 2.5:1. El empleo de sensores de detonación, del waste gate (WG) o del *intercooler*, puede ayudar a prevenir la aparición de este fenómeno. En condiciones de plena carga, en aras de controlar la detonación, se puede retrasar el encendido.

3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

3.1. STAR CCM+

STAR-CCM+ es un software de simulación de comportamientos fluidodinámicos complejos, el cual permite la combinación con problemas de transferencia de calor y problemas estructurales.



Figura 3.1.1 Logo del software Star-CCM+ de la empresa CD-adapco.

El software incluye un solucionador de esfuerzos en sólidos basado en elementos finitos, que permite la mecánica computacional de sólidos desde dentro. Por lo que STAR-CCM+ se trata de una herramienta resolutive tanto para la dinámica computacional de fluidos como para la mecánica computacional de sólidos, la cual modela de forma muy eficiente los problemas de interacción fluido-estructura.

STAR-CCM+ permite el traspaso de datos desde un paquete de CAD (incluidos sistemas de coordenadas de transferencia y planos de referencia) y estos son automáticamente sincronizados durante las actualizaciones. Esta funcionalidad permite la fácil creación de la condición de contorno y post-procesamiento basado en referencias CAD.

STAR-CCM+ está en constante desarrollo, muchas nuevas características proceden de las sugerencias presentadas a través del *Brainstorming* del foro de

innovación para los clientes de la empresa CD-adapco. Esta empresa privada es actualmente el mayor proveedor independiente de ingeniería asistida por ordenador (CAE) centrado en CFD del mundo.

3.2. GEOMETRÍA Y MALLADO

A continuación nos centraremos en la parte de la geometría y del mallado de la misma. Puesto que el diseño y realización de esta parte no ha sido objeto de este trabajo, se realizará una breve descripción a modo de introducción para poder posteriormente centrarnos en el trabajo desarrollado a partir de este punto.

La geometría está formada por tres grandes grupos: inlet, estator-rotor y voluta-outlet. En la figura 3.2.1 se tiene una imagen de la geometría global de los tres grupos acoplados con las paredes transparentes, de modo que se pueda observar los elementos internos del mismo.

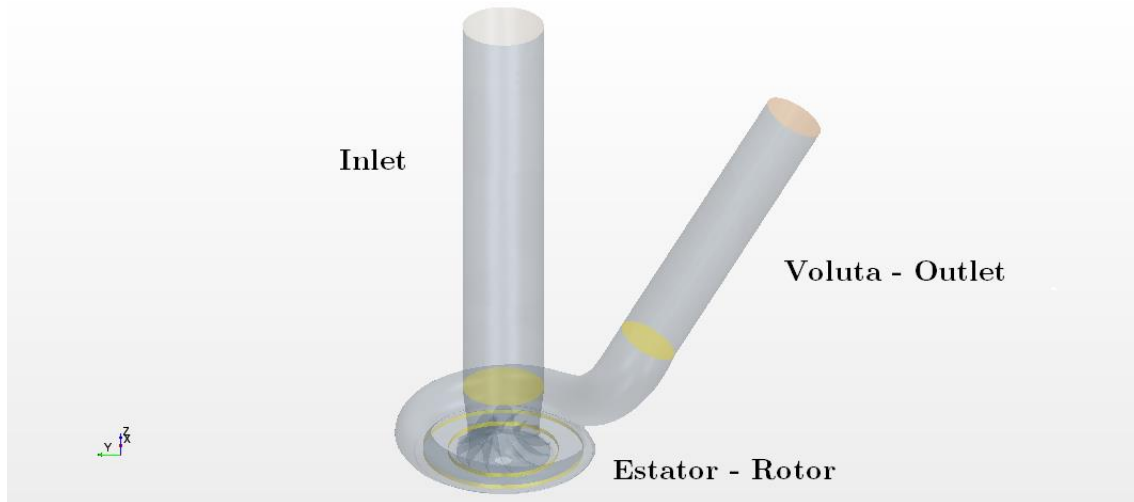


Figura 3.2.1 Geometría completa del compresor.

Para poder particularizar y ver cada elemento con mayor precisión, trataremos cada uno de los tres grupos en detalle:

En primer lugar se encuentra la entrada de aire de la admisión o inlet, este elemento consiste en un cilindro hueco de 42 mm de diámetro y 215 mm de longitud por el cual el flujo avanza desde la entrada de aire hasta llegar al rotor. La longitud del inlet debe ser adecuada tanto para que el flujo llegue de forma homogénea al rotor, como para poder ver los efectos aguas arriba que suceden en

el flujo en diferentes puntos de funcionamiento. En la figura 3.2.2 se puede ver este elemento con mayor detalle.

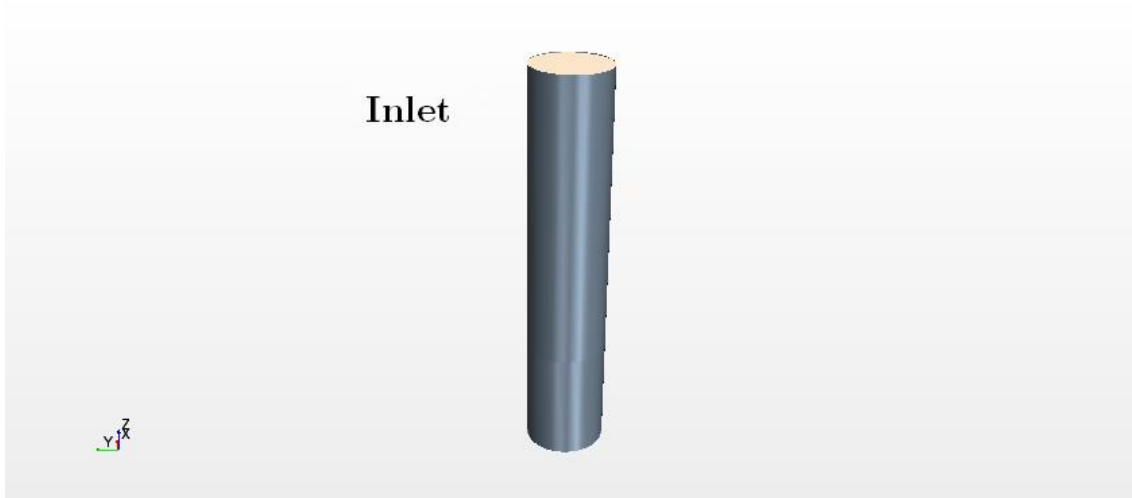


Figura 3.2.2 Geometría de la entrada de aire o inlet.

Seguidamente, tras la entrada de aire, el flujo encuentra al sistema formado por estator-rotor. Este parte de la geometría es la más compleja debido a las diferentes partes que la componen.

La pared exterior de este elemento, que en su extremo superior tiene el mismo diámetro que el inlet (puesto que va a continuación de este elemento) tiene una geometría convergente. Va reduciendo el diámetro a su paso adecuándose al diámetro en punta de álabe, que es de 36 mm de diámetro, con su respectiva holgura para evitar la fricción con la pared (véase figura 3.2.3).

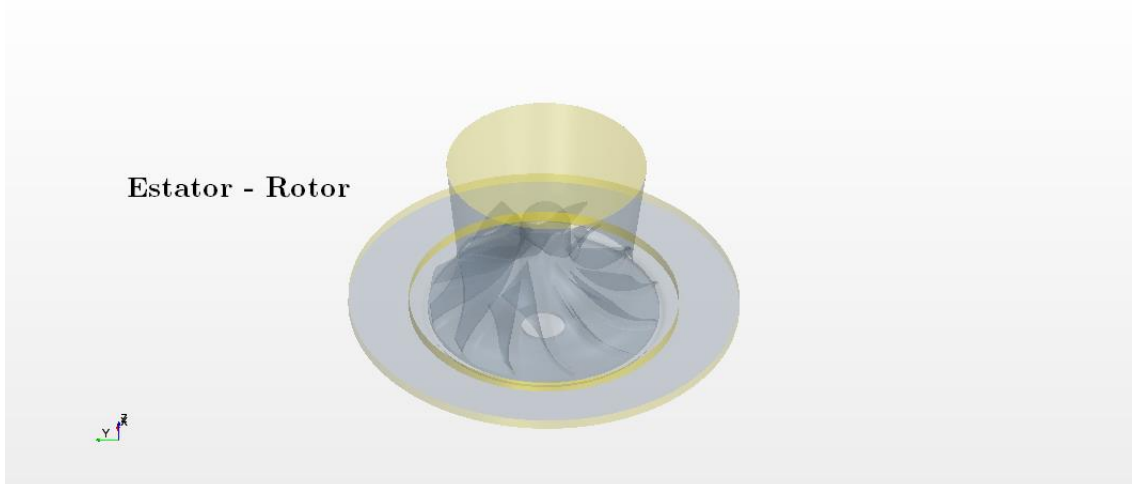


Figura 3.2.3 Geometría transparente del estator-rotor.

En el centro se observa el eje procedente de la turbina que transmite el movimiento al rotor, este eje es de 12 mm de diámetro y a partir de él nacen los 6 álabes que componen el rotor con sus 6 *splitters*, estos 12 elementos giran solidarios con el eje y unidos al plato inferior. En la figura 3.2.4 se puede apreciar la torsión tanto de los álabes como de los *splitters* a lo largo del radio, cuyo diseño se ha realizado para adecuarse al flujo en el punto de diseño del compresor. El rotor es el elemento encargado de transmitir cantidad de movimiento al flujo aumentando tanto su presión, como temperatura y velocidad.

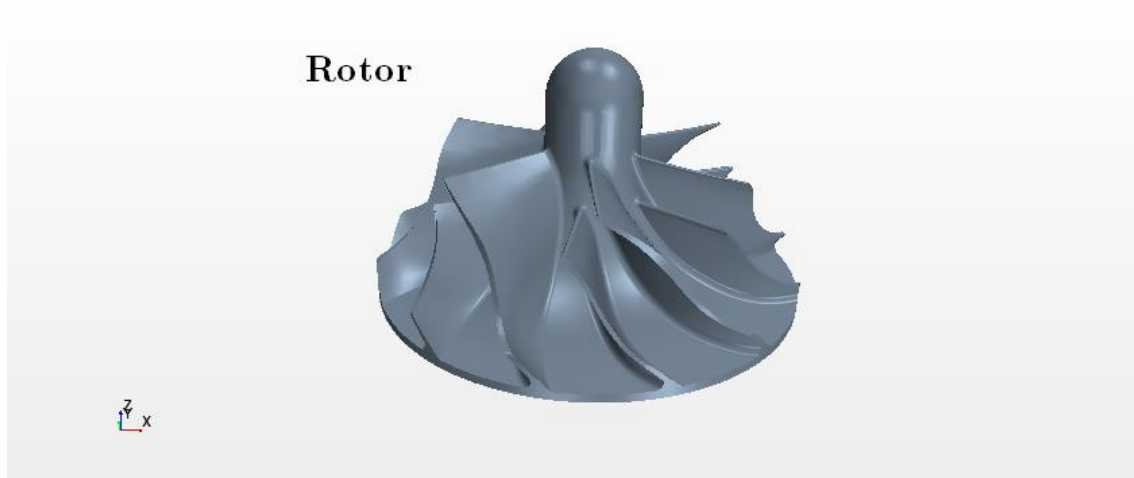


Figura 3.2.4 Detalle de los álabes y splitters del rotor.

Por otra parte, este compresor cuenta con un estator sin álabes, por lo que se trata básicamente de un difusor, el flujo de aire pasa tras el rotor directamente por este conducto que desemboca en la voluta (Véase figura 3.2.5).

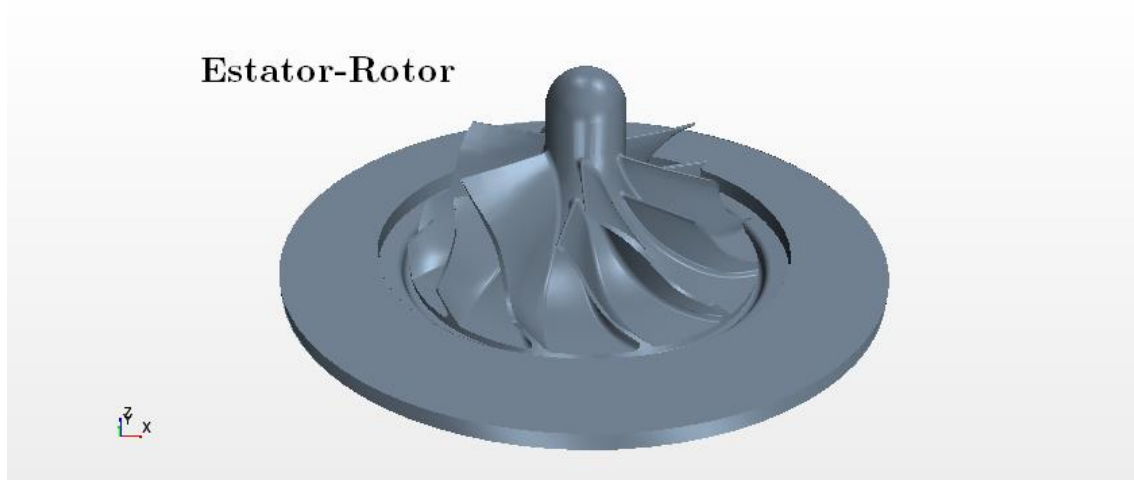


Figura 3.2.5 Detalle estator sin álabes.

En último lugar se encuentra el conjunto denominado voluta-outlet (véase figura 3.2.6). Es el elemento encargado de comprimir el flujo transformando su energía cinética en energía de presión a lo largo de la voluta.



Figura 3.2.6 Geometría del conjunto voluta-outlet.

La voluta se trata de un conducto helicoidal de sección creciente en el cual se produce un aumento de presión debido a la reducción de velocidad del flujo (véase figura 3.2.7). El aire que pasa por el estator sin álabes se recoge en este punto, elevando la presión, y finalmente se escapa por el outlet camino del posterior intercooler.



Figura 3.2.7 Geometría de la voluta.

El outlet consiste, como en el caso del inlet, de un cilindro de 31 mm de diámetro y 150 mm de longitud (véase figura 3.2.8), cuya función es de nuevo homogeneizar en dirección y sentido el flujo de aire ya comprimido para llevarlo hasta un posterior intercooler.

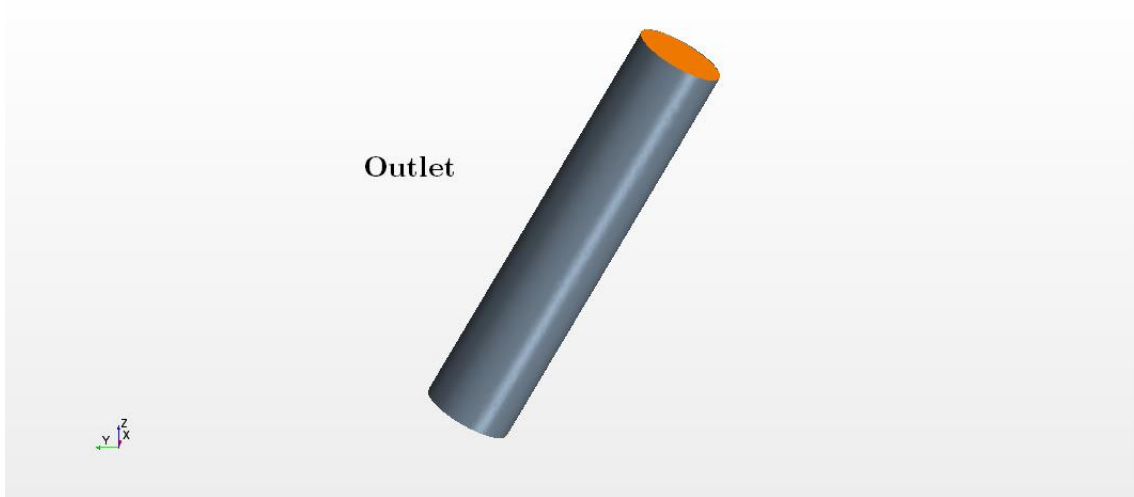


Figura 3.2.8 Geometría del outlet.

Respecto al mallado de la geometría se ha realizado en función del conjunto a mallar. De este modo podemos lograr un mallado más eficiente y efectivo en los elementos donde se produzcan variaciones o gradientes bruscos en los parámetros, como puede ser el conjunto rotor-estator o en la voluta. Será la malla final la que determina la precisión y velocidad del cálculo.

Por un lado, en el inlet y outlet no será necesario un mallado muy detallado puesto que no se prevén grandes variaciones en los parámetros del flujo. En la figura 3.2.9 se puede observar el mallado mediante elementos poliédricos de la geometría total, en la cual se aprecia la diferencia tanto de tamaño como de número de elementos en cada parte del compresor atendiendo al criterio indicado.



Figura 3.2.9 Visualización del mallado de toda la geometría.

Para el mallado se ha optado por una malla poliédrica puesto que estas proporcionan una solución equilibrada para los problemas complejos de generación de malla. Además son relativamente fácil y eficientes de construir, conteniendo aproximadamente cinco veces menos de celdas que una malla tetraédrica.

Como ya hemos comentado, la principal diferencia entre el mallado realizado a los diferentes componentes se encuentra en el refinamiento de la misma.

Para el caso del inlet no se ha utilizado un control de densidad de malla, con el cual se puede utilizar factores que aumenten o disminuyan dicha densidad, mientras que si se ha utilizado tanto para el estator-rotor como para la voluta-outlet.

Sin embargo se ha utilizado un control volumétrico tanto en el inlet como en la voluta-outlet, seleccionado a partir de una gama de formas prescritas que, en este caso, es utilizado para aumentar o disminuir la densidad de malla a nivel local, esto es en la parte inferior de ambas ya que pueden producirse reflujos o gradientes en los parámetros más elevados (véase figuras 3.2.10 y 3.2.12).

Por último, un refinamiento basado en funciones de campo se puede utilizar para crear variaciones de densidad de malla en zonas basadas en una tabla de tamaño de malla. Para este proceso se utilizan las capas prismáticas (“Prism

Layers”) creadas cerca de las paredes y en las fronteras para obtener una mayor precisión aumentando el número de celdas, reduciendo el tamaño de las mismas y generando celdas ortogonales. Para ajustar los diferentes parámetros de las capas prismáticas a las necesidades del elemento se utilizan los valores de referencia, en este caso se han utilizado valores de dos o incluso tres órdenes de magnitud inferior en el estator-rotor que en el inlet y la voluta-outlet, ya que este elemento requiere de un refinamiento mucho más intenso.

Finalmente podemos observar en las figuras 3.2.10, 3.2.11 y 3.2.12 los mallados finales obtenidos para cada conjunto en función de los requerimientos de cada uno de ellos.



Figura 3.2.10 Detalle del mallado del Inlet.

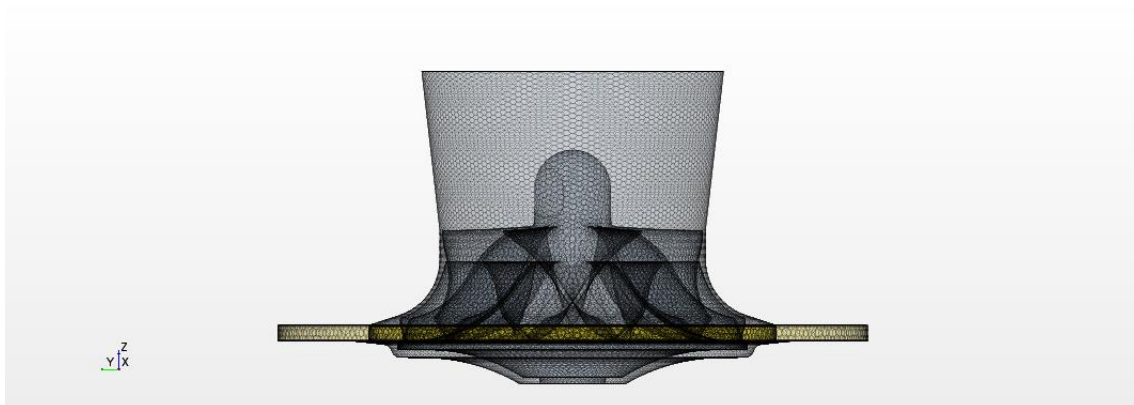


Figura 3.2.11 Detalle transparente del mallado del Estator-Rotor.



Figura 3.2.12 Detalle del mallado de la Voluta-Outlet.

3.3. MÉTODO DE RESOLUCIÓN Y CONDICIONES DE CONTORNO

Para encontrar la solución del flujo en la malla, el software plantea las ecuaciones de conservación en cada celda del volumen de control, el sistema de ecuaciones en derivadas parciales se discretiza en un sistema de ecuaciones algebraica y se resuelve iterativamente a partir de unas condiciones iniciales y de contorno introducidas sobre las propiedades del flujo y el modelo elegido.

Las ecuaciones de conservación que se resuelven iterativamente a partir de las condiciones de contorno son:

$$\text{Masa} \quad \rightarrow \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{u}) = 0 \quad (3.3.1)$$

$$\text{Momento X} \quad \rightarrow \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot u \cdot \vec{u}) = -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_{M_x} \quad (3.3.2)$$

$$\text{Momento Y} \quad \rightarrow \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot v \cdot \vec{u}) = -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla v) + S_{M_y} \quad (3.3.3)$$

$$\text{Momento Z} \quad \rightarrow \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot w \cdot \vec{u}) = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu \nabla w) + S_{M_z} \quad (3.3.4)$$

$$\text{Energía} \quad \rightarrow \quad \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot e \cdot \vec{u}) = -p \nabla \cdot (\vec{u}) + \nabla \cdot (k \nabla T) + S_e \quad (3.3.5)$$

Puesto que en estas cinco ecuaciones nos encontramos con siete incógnitas: densidad (ρ), velocidad en x,y,z (u,v,w), presión (p), energía (e) y temperatura (T); necesitaremos apoyarnos en dos ecuaciones más que no introduzcan nuevas incógnitas y relacionen algunas de estas, como pueden ser las ecuaciones de estado para un gas perfecto (tomaremos el aire como gas perfecto):

$$\text{Ec. Gas Perfecto} \quad \rightarrow \quad p = \rho \cdot R \cdot T \quad (3.3.6)$$

$$\text{Ec. Gas Perfecto} \quad \rightarrow \quad e = c_v \cdot T \quad (3.3.7)$$

Todas estas ecuaciones de transporte se integran en cada celda, los valores de las propiedades en la caras de cada celda se relacionan con los valores del centroide de la celda considerada y de sus vecinas a través de métodos de discretización obteniendo para cada ecuación de transporte un sistema de ecuaciones algebraicas (con tantas ecuaciones algebraicas como celdas haya), las cuales se van iterando hasta detenerse al alcanzar cierta tolerancia.

Una vez definidas las ecuaciones a resolver, se definen las propiedades del flujo de trabajo y se selecciona los modelos de resolución. Para el presente trabajo se han realizado las siguientes elecciones:

- El flujo de trabajo será en este caso aire en forma gaseosa.
- El espacio de trabajo es tridimensional y se toma estacionario el método temporal de resolución para reducir los tiempos de cálculos. Sin embargo, se conoce que para obtener una solución precisa del caso estudiado sería necesario llevar a cabo una resolución en transitorio debido al movimiento del rotor, para compensar estos efectos se deben restar las fuerzas de inercia y las de coriolis que se generan en esta parte, para ello se crea un sistema de referencia en el rotor para considerar el movimiento rotativo sin hacer el transitorio.
- Como método de *solver* se toma el *segregated flow* (enfoque segregado) frente al *coupled flow* (enfoque acoplado), puesto que el primero resuelve las ecuaciones de transporte linealizadas de forma desacoplada tomando una única incógnita por ecuación mientras que el segundo resuelve todas las ecuaciones a la vez, resultando más lento y consumiendo mayor memoria RAM.
- Como habíamos comentado, se toma el aire como gas ideal y se utilizan las ecuaciones de los gases ideales para completar el sistema de ecuaciones a resolver.

- El régimen viscoso del fluido se selecciona como turbulento, debido a la cantidad de movimiento aportada por el rotor y, en consecuencia, a las altas velocidades que se alcanzan dentro del compresor. La solución del flujo se realiza a partir del método RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), esto es, promediando temporalmente las incógnitas de las ecuaciones de Navier-Stokes para abordar las iteraciones de las ecuaciones.
- Se selecciona como modelo de turbulencia el K-Omega SST frente al K-Epsilon puesto que tiene una mejor actuación en las capas límites bajo gradientes de presión adversos y da resultados más precisos para estos casos. Las ecuaciones de transporte que resuelve son la de la energía cinética turbulenta (k) y un ratio de disipación por unidad de energía cinética turbulenta ($\omega \sim \epsilon/k$)
- Por último se selecciona la temperatura como variable en la ecuación de transporte de energía, por lo que la entalpía será calculada a partir de la temperatura con la correspondiente ecuación de estado. Este modelo (*segregated fluid temperatura*) es apropiado para simulaciones en las que no interviene combustión.

Finalmente, tras la selección de los modelos de resolución y las propiedades del flujo de trabajo, nos aparecerá un árbol en el software como el que podemos ver en la figura 3.3.1:

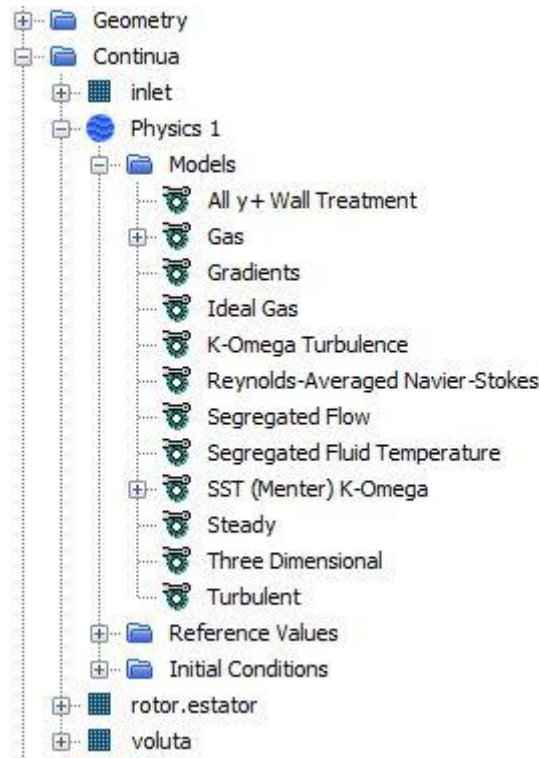


Figura 3.3.1 Árbol de propiedades del flujo de trabajo y de los métodos de resolución.

Para concluir se añade a continuación la tabla 3.3.1 donde se recogen las condiciones de contorno a imponer en cada uno de los nueve casos de estudiados para realizar las comparaciones que se comentaran en posteriores apartados:

Punto Operación	Modelo Turbulencia	CONDICIONES A IMPONER			
		N rpm	m _{in} kg/s	T _{in,0} K	p _{out} Pa
59 g/s	RANS	79450	0.05894	292.14	120400
25 g/s	RANS	79386	0.02534	292.82	128600
16 g/s	RANS	79856	0.01533	290.28	128800
84 g/s	RANS	118753	0.08339	294.51	154100
58 g/s	RANS	118778	0.05799	294.49	163200
35 g/s	RANS	118705	0.03468	294.46	165200
109 g/s	RANS	158776	0.10919	292.82	214100
68 g/s	RANS	158810	0.06804	292.79	223300
54 g/s	RANS	158701	0.05406	293.54	221800

Tabla 3.3.1 Condiciones de contorno para cada uno de los nueve casos estudiados.

3.4. CRITERIOS DE CONVERGENCIA

Una vez lanzada la simulación y obtenidos unos resultados se deben aplicar unos criterios de convergencia que nos indiquen que la simulación llevada a cabo ha concluido de forma satisfactoria y nos muestra una solución razonable que podemos postprocesar. Se continuará con una breve explicación de estos criterios adaptada a los resultados obtenidos en un caso concreto (tomaremos el caso con 59 g/s de gasto másico por el compresor con un régimen de 80 krpm) de los estudiados en el trabajo.

Los residuales se tratan de los errores encontrados en cada ecuación de conservación tras cada iteración, los cuales se recomiendan que estén por debajo de cierto orden de magnitud dependiendo de la precisión buscada en los cálculos.

Podemos ver en la figura 3.4.1 la evolución de los residuales obtenidos en el caso estudiado tras cada iteración, en ella se puede observar como a partir de las quinientas iteraciones los valores comienzan a estabilizarse (con unas ligeras oscilaciones) reduciendo hasta valores cercanos a 10^{-3} , que es un valor aceptable para el estudio que se va a llevar a cabo.

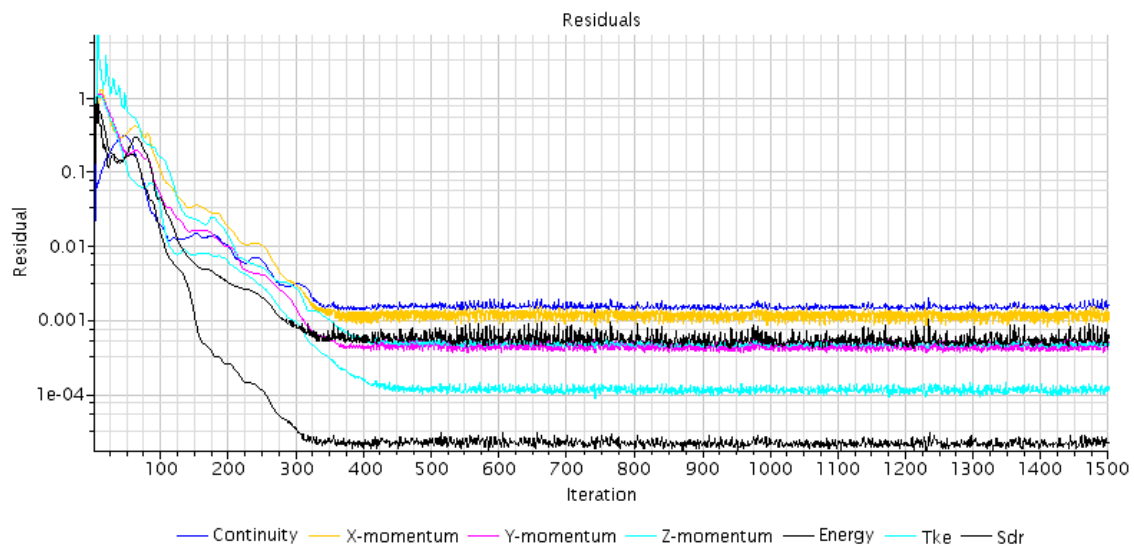


Figura 3.4.1 Evolución de los residuales tras las iteraciones.

Sin embargo, los residuales no son los únicos indicadores de la convergencia o no de los cálculos, además de que estos tengan unos valores por debajo de unos mínimos habrá que vigilar otros factores.

En primer lugar se observará que en la solución del flujo no se aprecie nada “antinatural” que nos confirme que la solución no ha convergido. Si el flujo no es raro, la solución puede no haber convergido y se continuará con los criterios.

Continuando con los criterios, se realizará una tasa de variación de las variables de interés, ya sean éstas globales o locales. Si esta tasa de variación es menor a 0,1% la solución puede haber convergido, si ésta cambiara monótonamente es recomendable ejecutar más iteraciones ya que puede que estén cambiando lentamente. Para obtener estos valores, basta con realizar los *plots* y *monitors* a partir de los *reports* correspondientes de las diferentes variables.

En la tabla 3.4.1 podemos ver de forma resumida los valores máximos y mínimos de las oscilaciones de ciertas variables y su respectiva tasa de variación para el caso de 59 g/s a 80 krpm.

Variables de Interés 59g/s y 80krpm				
	Maximo	Minimo	Media	(Max-Min)/Media · 100
p Inlet (bar)	104850.8	104849.2	104850	0.001526%
v Inlet (m/s)	34.3582	34.3576	34.3579	0.001746%
T Inlet (K)	292.1361	292.1354	292.13575	0.000240%
Torque (N · m)	0.1612628	0.1612627	0.16126275	0.000062%
p Outlet (bar)	122738.78	122738.3	122738.54	0.000391%
v Outlet (m/s)	58.568	58.561	58.564.5	0.011953%
T Outlet (K)	314.7315	314.7285	314.73	0.000953%

Tabla 3.4.1 Tasa de variación de ciertas variables de interés.

Por último, se estudiará la convergencia en las ecuaciones globales de conservación (continuidad, cantidad de movimiento y energía). Se realiza un porcentaje para observar el error entre la cantidad entrante y saliente de las respectivas ecuaciones de conservación, si este es inferior al 0,1% puede ser que la solución haya convergido.

En el caso de ecuación de continuidad se trata de comprobar únicamente que el gasto másico de salida sea el mismo que el de entrada:

$$\text{Continuidad} \rightarrow \dot{m}_{A Ent} = \dot{m}_{A Sal} \quad (3.3.8)$$

Debido a su complejidad de cálculo, no se estudiará la convergencia en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento pero sí la de conservación

de la energía. Para ello tendremos que comprobar que el flujo entálpico de parada a la entrada más la energía por unidad de tiempo aportada por el rotor sea igual al flujo entálpico de parada a la salida, la energía aportada por el rotor se puede calcular como el par generado por el rotor ($N \cdot m$) por el régimen de giro (rad/s) del mismo:

$$\begin{aligned} \text{Conservación Energía} \rightarrow E_{Ent} = E_{Sal} \rightarrow \\ \rightarrow \sum_{A Ent} (\dot{m}_{A Ent} \cdot h_{0_{A Ent}}) + W \cdot N = \sum_{A Sal} (\dot{m}_{A Sal} \cdot h_{0_{A Sal}}) \quad (3.3.9) \end{aligned}$$

Para obtener estos resultados, es necesario crear una función de campo (*field function*), herramienta que proporciona el software en la que se determinó el flujo entálpico como el gasto másico que atraviesa una superficie por la entalpia total de parada existente en esa superficie ($\dot{m}_A \cdot h_{0_A}$). De este modo se puede obtener, a partir de los *reports* que ofrece el software, el valor a la entrada y a la salida del flujo entálpico.

Por un lado se recogen en la tabla 3.4.2 los valores de par y régimen proporcionados por el rotor para el caso de estudio a 59 g/s y 80 krpm. Por otro lado, en la tabla 3.4.3 se puede observar los valores obtenidos a la salida y a la entrada en las ecuaciones de conservación tanto de masa como de energía, así como el porcentaje de error, menor al 0.02%:

Par Generado (N*m)	0.161401927
Régimen de Giro (rad/s)	8319.984544

Tabla 3.4.2 Valores de par y régimen del rotor para el caso 59g/s y 80 krpm.

Datos entrada y salida caso 59g/s y 80krpm			
	Entrada	Salida	Error
Gasto másico (g/s)	58.94064	58.94055	0.0002%
Flujo Entalpico Total (J/s)	18623.85	18620.21	0.0196%

Tabla 3.4.3 Tasa de variación de las ecuaciones de conservación de masa y energía.

3.5. ESTUDIO PUNTOS CERCANOS LÍNEA BOMBEO

Una vez realizadas todas las simulaciones con todo el tiempo de cálculo requerido, y comprobado la convergencia de los resultados para asegurarnos de la

veracidad de las soluciones encontradas, podemos pasar a realizar el post-procesado de las mismas para comenzar con el estudio.

En la figura 3.5.1 se pueden ver todos los puntos diferentes de funcionamiento disponibles representando el mapa del compresor, de los cuales se utilizarán para el estudio los mostrados en la figura 3.5.2, como ya anticipábamos en la tabla 3.3.1 con las condiciones de contorno:

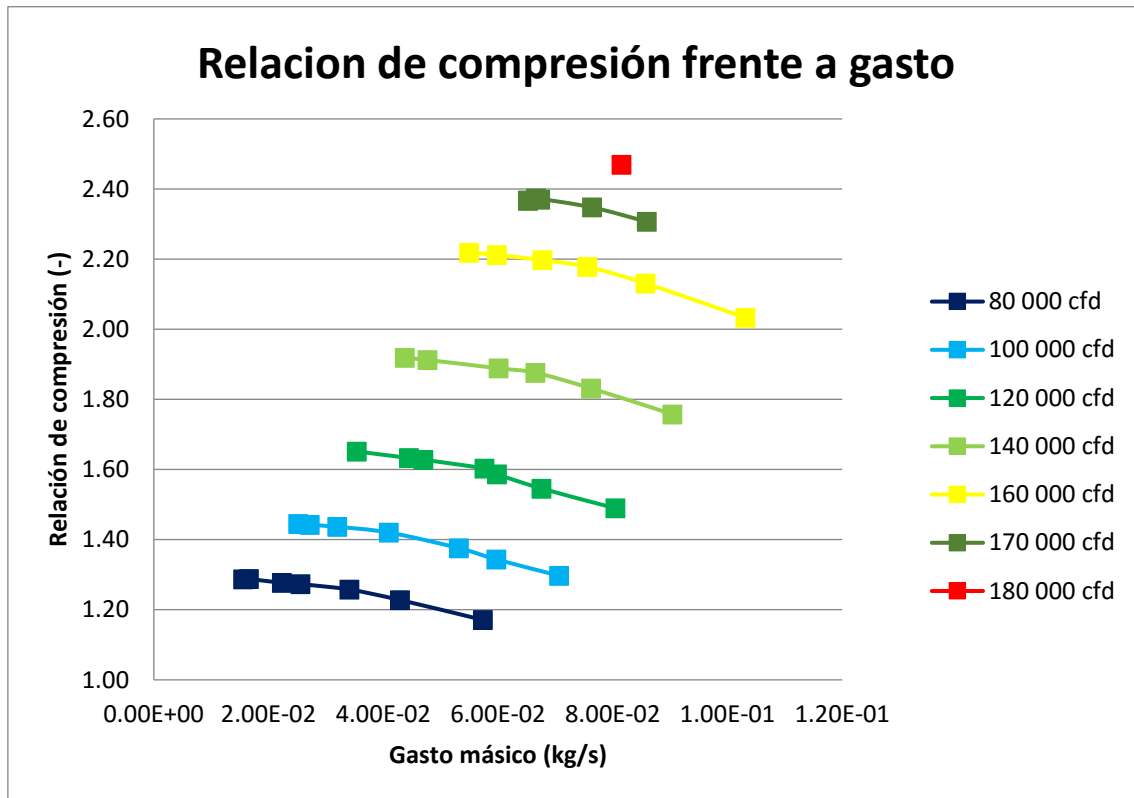


Figura 3.5.1 Mapa del compresor con todos los puntos de funcionamiento simulados.

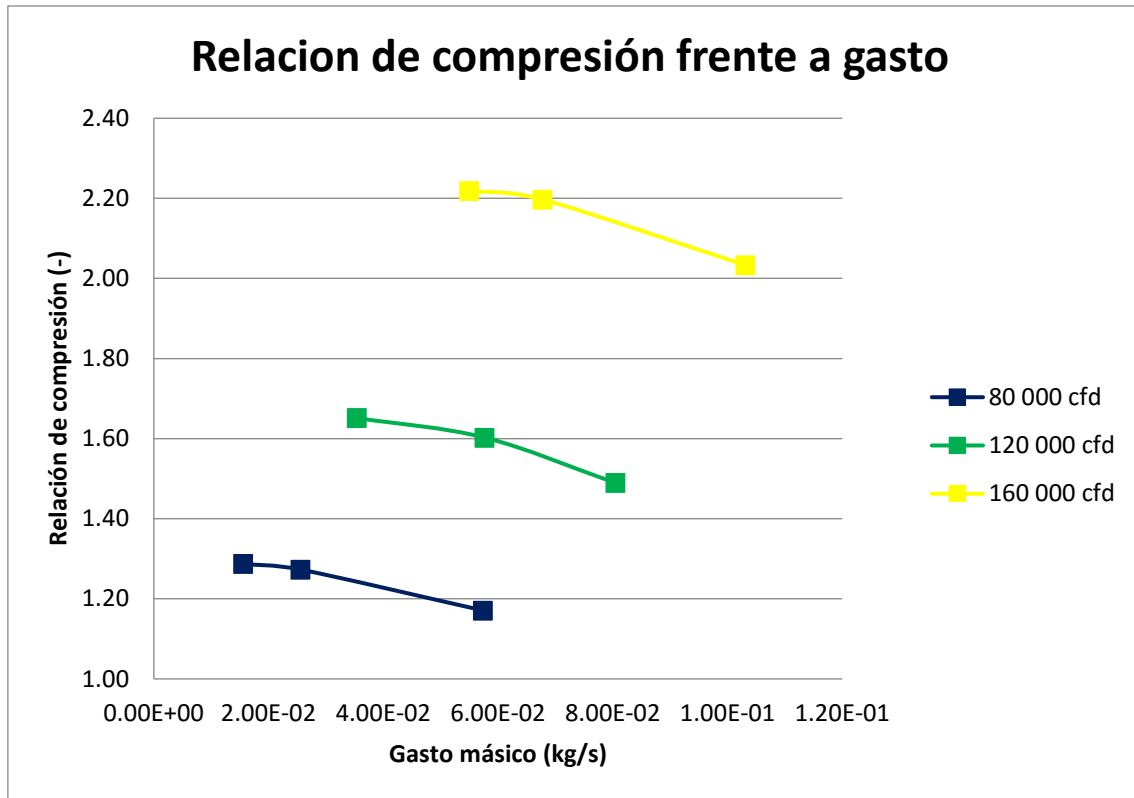


Figura 3.5.2 Mapa del compresor con los puntos de funcionamiento a estudiar.

Este apartado se centrará en la comparación de tres puntos de funcionamiento (véase tabla 3.5.1) a diferentes regímenes de giro, pero todos ellos cercanos a la línea de bombeo del compresor. Estos puntos se caracterizan por tener un bajo gasto másico y una alta relación de compresión, lo que da lugar a que sean puntos inestables en los que pequeñas variaciones de gasto másico pueden ocasionar reflujos y cambios de presión que podrían llevar a la destrucción del compresor.

m (g/s)	N (rpm)	Rel. Compresión (-)
16	80000	1.29
35	120000	1.65
54	160000	2.22

Tabla 3.5.1 Puntos de estudio cercanos a la línea de bombeo del compresor.

En primer lugar, como anticipábamos, se realiza un post-procesado de los datos obtenidos tras la simulación. Se construye diferentes *scenes* en el software para tener una adecuada visualización del flujo a través del compresor. Estas *scenes* consisten en representaciones en 2D de cortes transversales del compresor en las cuales se representan las variables de interés con diferentes campos, ya sean

vectoriales o escalares. El corte transversal será perpendicular al eje X como puede verse en la figura 3.5.3:

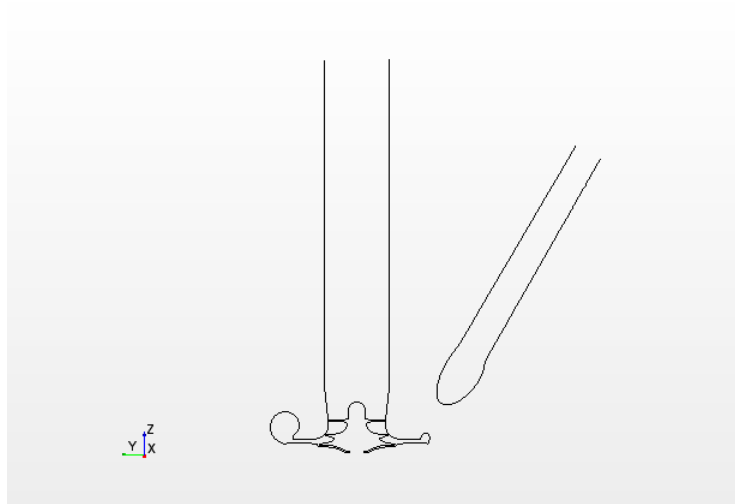


Figura 3.5.3 Corte perpendicular al eje X sobre el compresor.

Por un lado nos interesará ver la dirección del flujo dentro del compresor para observar los posibles reflujos generados, ya que estamos tratando con puntos de funcionamiento cercanos a bombeo. Por ello se representará como campo vectorial la velocidad en todas las imágenes, mientras que el campo escalar irá variando tanto para observar las presiones como las temperaturas.

Es interesante observar el campo de presiones escalar para tener una visión de donde se producen las sobrepresiones dentro del compresor, puesto que serán los puntos a partir de los cuales puedan producirse reflujos o se lleve un mal funcionamiento del compresor. Por otro lado, el hecho de que aparezcan reflujos, y una cantidad de aire algo comprimida (y por tanto con mayor temperatura) vuelva hacia atrás, producirá una variación en el campo escalar de temperaturas, motivo por el cual se ha seleccionado esta visualización.

También se visualizarán los campos escalares de número de Mach tanto absolutos como relativos, aunque se espera que el valor de este no sea muy elevado (cercano o superior a la unidad) y haya problemas de compresibilidad o de ondas de choque.

La comparación de estos fenómenos entre los tres casos de estudio también será de interés para poder observar las variaciones que suceden al aumentar el régimen moviéndonos sobre la línea de bombeo.

3.6. ESTUDIO PUNTOS CERCANOS LÍNEA DE CHOQUE

Continuaremos ahora realizando el estudio de tres puntos de funcionamiento (véase tabla 3.6.1) a diferentes regímenes de giro, pero todos ellos cercanos a la línea de choque del compresor. Estos puntos se caracterizan por tener un alto gasto másico y una baja relación de compresión, lo que da lugar a que sean puntos inestables en los que se alcanzan grandes velocidades dentro del compresor, llegando incluso a obtenerse velocidades (tanto absolutas como relativas) mayores a la unidad en el número de Mach o cercanas a él, produciendo problemas de compresibilidad y disminuyendo gravemente el rendimiento del compresor.

m (g/s)	N (rpm)	Rel. Compresión (-)
59	80000	1.17
84	120000	1.49
109	160000	2.03

Tabla 3.6.1 Puntos de estudio cercanos a la línea de choque del compresor.

Se realizarán las mismas visualizaciones o *scenes* que en el estudio de los puntos cercanos a bombeo, el corte transversal perpendicular al eje X, de nuevo sobre el campo escalar se encontrara la velocidad mientras que en el campo escalar se irán intercambiando los parámetros a visualizar entre presión, temperatura y número de Mach.

Para este caso concreto, toman mayor importancia las visualizaciones con campos escalares de número de Mach puesto que se espera que estos sean elevados o cercanos a la unidad. Sin embargo también son de interés los campos de temperatura y presión para determinar la evolución del flujo.

De nuevo la comparación de estos fenómenos entre los tres casos de estudio será realizada para poder observar las variaciones que suceden al aumentar el régimen moviéndonos sobre la línea de choque. Los resultados serán analizados en posteriores apartados.

3.7. ÁNGULO DE INCIDENCIA DEL FLUJO SOBRE ÁLABES

Parece interesante, en puntos fuera de diseño, realizar un estudio sobre la incidencia que tendrá el flujo sobre los álabes en los diferentes puntos de funcionamiento, puesto que en parte este fenómeno determinará la eficiencia del compresor. En su punto de diseño, como se mencionaba en anteriores apartados, el compresor debe funcionar con una incidencia del flujo sobre los álabes cercana a cero, será en este punto cuando tenga el compresor la mayor eficiencia. Cuando la incidencia sea positiva podrá llegar a producirse un desprendimiento del flujo en la cara de succión del álabe originando el fenómeno cíclico de bombeo, mientras que si la incidencia es negativa el flujo puede llegar a acelerarse hasta alcanzar condiciones sónicas entre los álabes o en el difusor posterior que bloquen el gasto másico trasegado (véase figura 2.5.6).

En primer lugar se tuvo que definir una *field function* (función de campo) la cual calcula el ángulo β del flujo mediante la arcotangente del cociente entre la componente axial de la velocidad y la componente tangencial de la misma (ecuación 3.7.1), todo ello teniendo en cuenta el sistema de coordenadas cilíndrico generado en el rotor debido a su movimiento:

$$\beta_{flujo} = ArcTan\left(\frac{v_{axial}}{v_{tangencial}}\right) \quad (3.7.1)$$

A continuación se generó una línea sobre el radio de la entrada al rotor, para evitar efectos de reflujo o interferencia de los álabes sobre el flujo se seleccionó una superficie perpendicular al eje Z a unos centímetros por encima de los álabes del rotor (véase figura 3.7.1), donde el flujo todavía conservará su dirección pero no estuviera excesivamente lejos de los álabes. A partir de esta línea y de la *field function* generada se construyó un gráfico del ángulo β del flujo en función del radio, desde el radio en la base hasta el radio en la punta de álabe. En la figura 3.7.2 se puede ver un ejemplo de este gráfico correspondiente al caso de 59 g/s con 80 krpm.

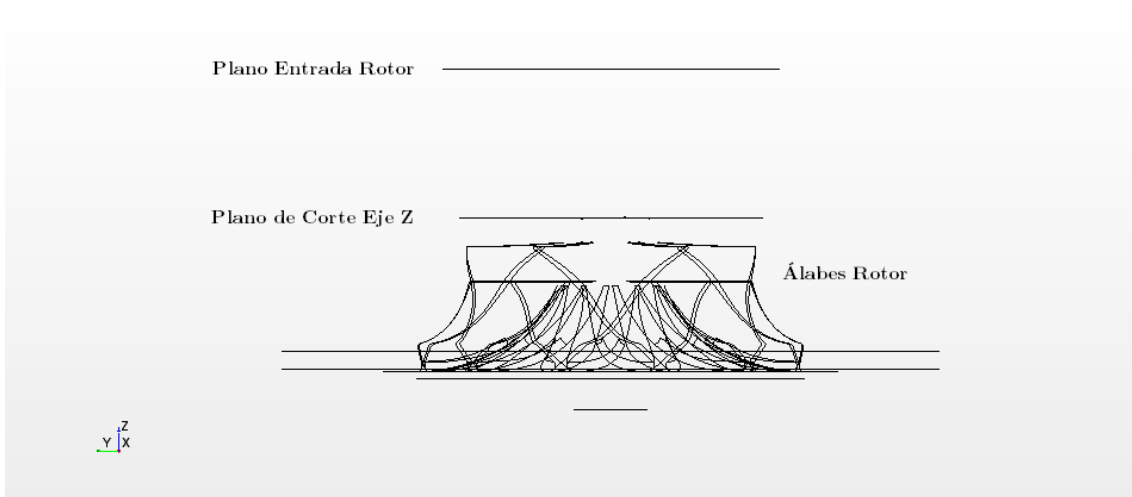


Figura 3.7.1 Esquema de la situación del plano de corte al eje Z sobre el rotor.

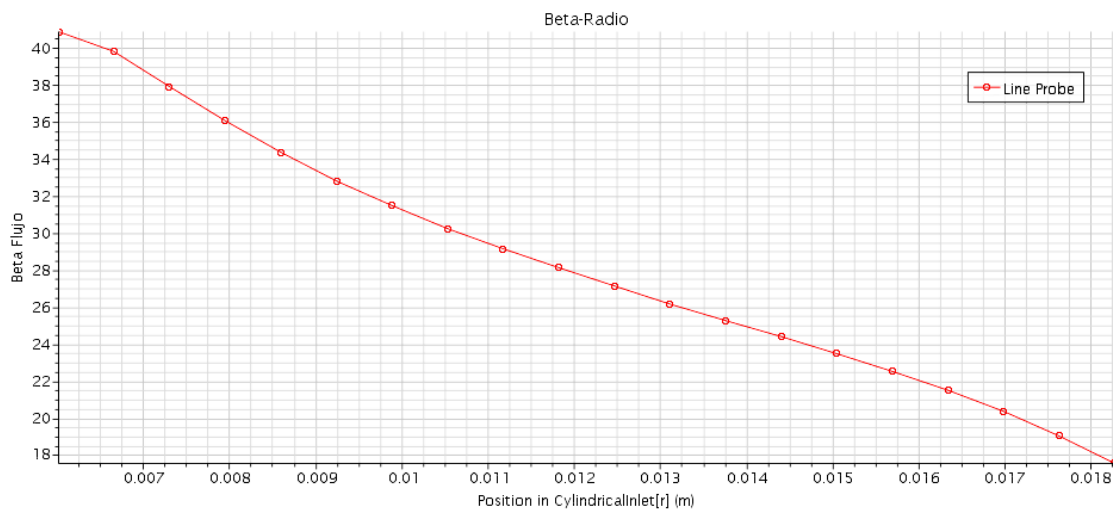


Figura 3.7.2 β del flujo frente al radio correspondiente al caso 59 g/s a 80krpm.

Para calcular el ángulo de incidencia es necesario conocer el ángulo del metal o del álabe que, como ya se ha comentado, tiene un diseño torsionado a lo largo del radio para adecuarse con mayor eficiencia al flujo. Para encontrar este ángulo β del metal en función del radio se realizaron sucesivos cortes perpendiculares al eje Y a diferentes radios de distancia del eje (véase figura 3.7.3), midiendo el ángulo en cada uno de ellos y extrapolando los valores para obtener una función de la misma desde el radio en la base del álabe hasta la punta. En la figura 3.7.4 se puede observar el gráfico logrado de la β del metal en función del radio:

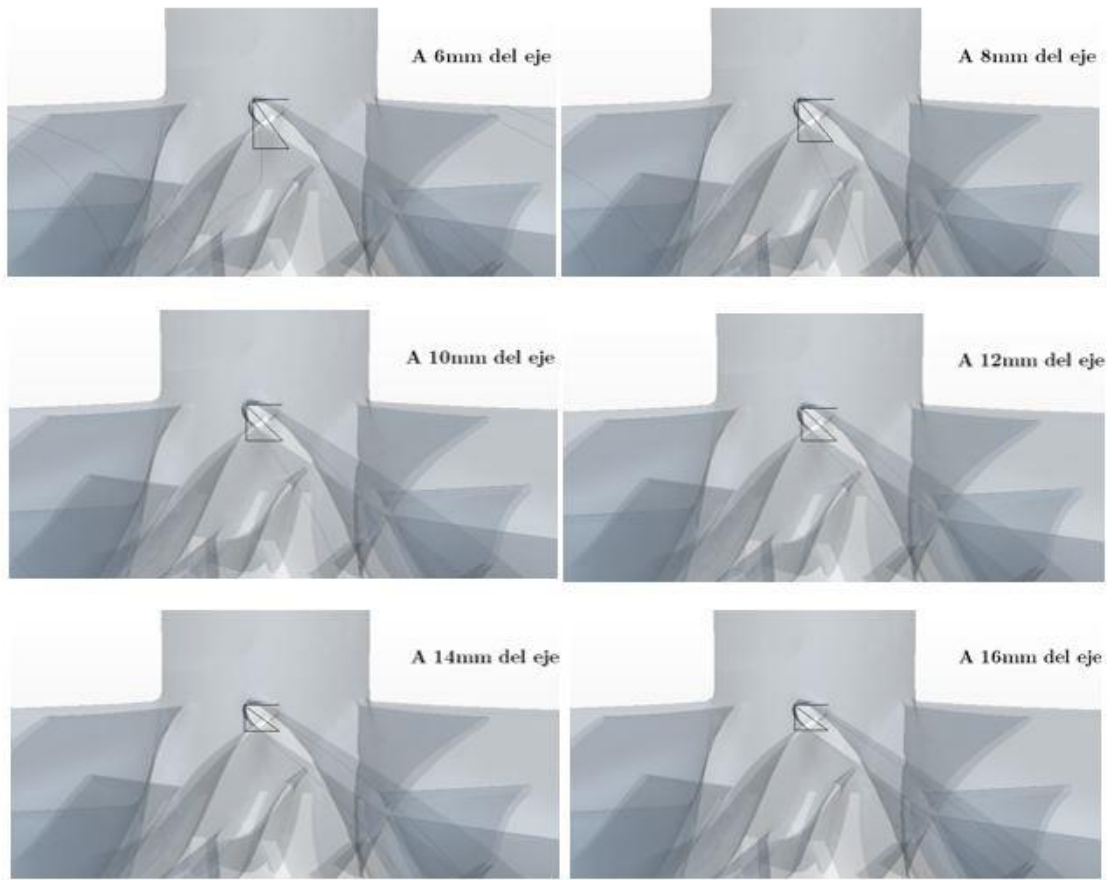


Figura 3.7.3 Evolución del β del metal en función del radio del álabe.

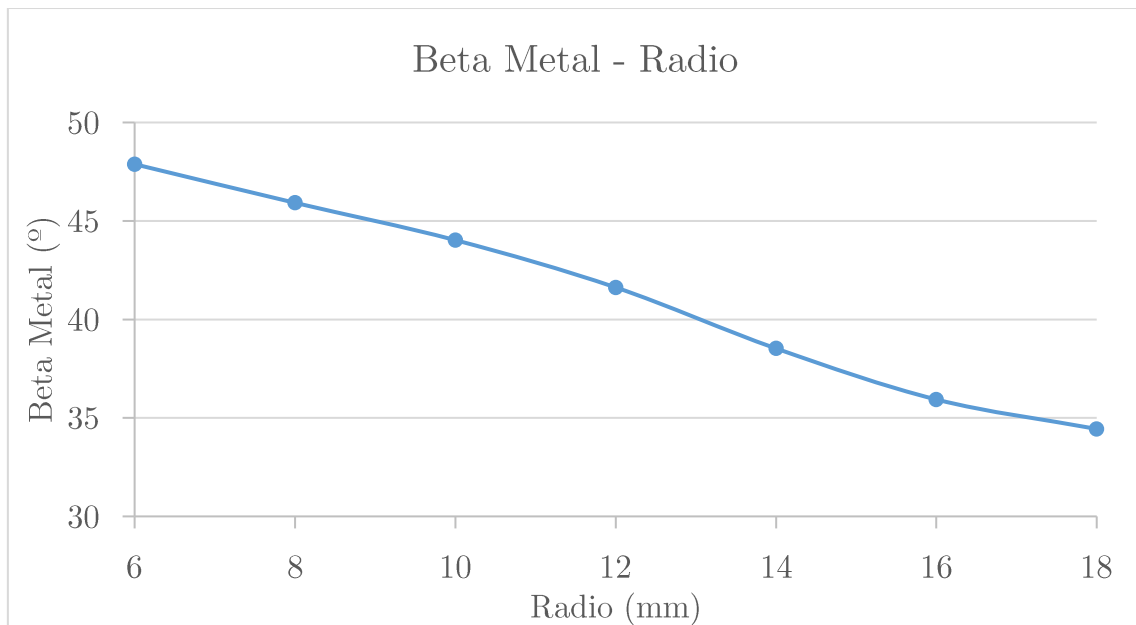


Figura 3.7.4 β del metal frente al radio.

Finalmente, para el cálculo de la incidencia del flujo solamente habrá que restarle al ángulo β del flujo el ángulo β del metal, con lo que obtendremos para cada caso:

$$Incidencia = \beta_{flujo} - \beta_{metal} \quad (3.7.2)$$

Por otro lado también será de interés hacer una comparación entre el ángulo β del flujo teórico a lo largo del radio del álabes para los diferentes puntos de funcionamiento y el ángulo β obtenido tras el post-procesado oportuno de las simulaciones en CFD. De este modo se podrá ver si existen o no diferencias y se tratará de determinar, si existieran, las causas o los fenómenos a los que se deben.

Para el cálculo teórico de la β del flujo teórico basta con seguir las ecuaciones propias de las turbomáquinas y tomar alguna hipótesis más o menos aceptable, como decíamos en la ecuación 3.7.1 tendremos:

$$\beta_{flujo} = ArcTan\left(\frac{v_{axial}}{v_{tangencial}}\right) = ArcTan\left(\frac{c_0}{u_0}\right) \quad (3.7.3)$$

La velocidad axial se obtendrá a partir de la ecuación de continuidad, tomando como hipótesis que el aire a la entrada aún no ha sido comprimido y mantiene su densidad constante a 1.225 kg/m^3 , que el flujo entra de forma axial ($\alpha_0=0$) y que el área efectiva es una corona circular de radios 6mm y 18mm respectivamente:

$$v_{axial} = c_0 = \frac{\dot{m}_{A Ent}}{\text{Área} \cdot \rho_{aire}} \quad (3.7.4)$$

Para el cálculo de la velocidad tangencial, habrá que tener en cuenta el régimen de giro en radianes por segundo y la posición radial a la que nos encontremos:

$$v_{tangencial} = u_0 = \omega \cdot r \quad (3.7.5)$$

De este modo ya tendremos nuestra ecuación de la β del flujo en función del radio del álabe para compararla posteriormente con los resultados obtenidos de la simulación CFD.

4. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Como se comentaba en el apartado anterior, pasaremos ahora a mostrar los resultados obtenidos tras el postprocesado y a realizar el análisis de los mismos por medio de una comparación entre las imágenes entre los diferentes casos de estudio.

4.1. ANÁLISIS RESULTADOS LÍNEA BOMBEO

- Campo Escalar de Presiones

Comenzaremos el análisis por el campo escalar de presiones de los puntos de funcionamiento cercanos a la línea de bombeo. Este viene recogido en la figura 4.1.1, en ella además, puede verse representado el campo vectorial de velocidades, pero este será comentado más adelante.

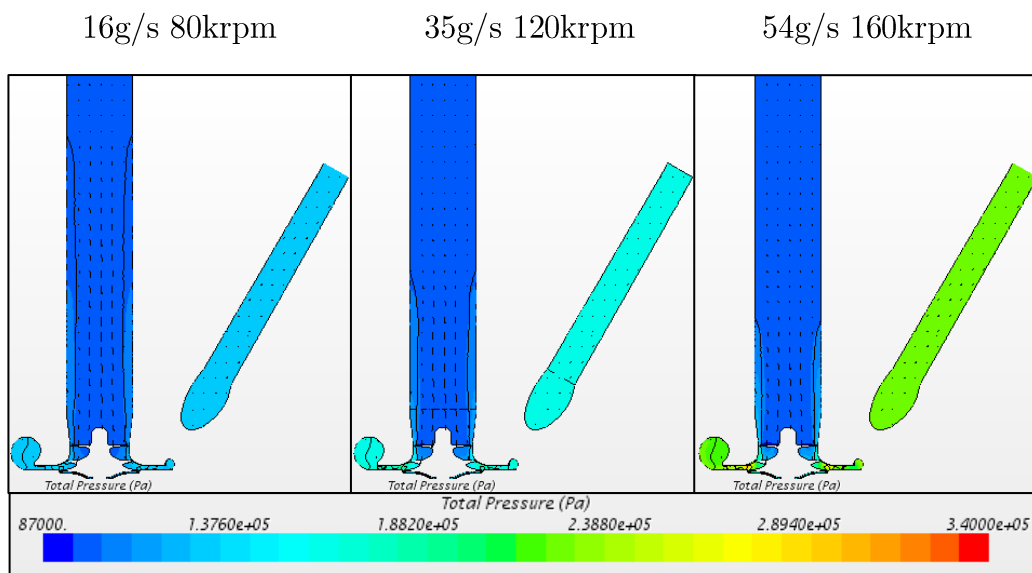


Figura 4.1.1 Campo escalar de presiones en puntos cercanos a bombeo.

A rasgos generales se puede observar que la presión aumenta en los tres casos a lo largo del compresor, siendo el incremento mayor cuanto mayor es el régimen de giro. Esto se debe a que el rotor transfiere a mayor régimen más cantidad de movimiento sobre la cantidad de flujo que lo atraviesa, aumentando tanto su velocidad como su presión y temperatura. Cabe destacar que a mayor cantidad de flujo másico trasegado, la cantidad de movimiento transmitida se reparte sobre mayor flujo y el incremento tanto de presión como de velocidad es menor (véase figura 3.5.1).

Otra característica común a los tres casos son las superficies de mayor presión cercanas a las paredes tanto a la entrada del rotor como en buena parte del inlet. Se trata de flujo parcialmente comprimido que sale del rotor (reflujos) en sentido inverso como indican los vectores de velocidad dibujados sobre el campo escalar de presiones. Se observa que estos reflujos son mayores cuanto menor es el gasto másico, aunque el gradiente de presiones y el régimen de giro sea más reducido que en los otros casos. Este fenómeno se produce en puntos de funcionamiento cercanos a bombeo, puesto que se trabaja con gastos másicos reducidos y gradientes de presiones elevados que en puntos críticos pueden llegar a invertir la dirección de parte del mismo.

Los puntos críticos donde se alcanzan mayores presiones se encuentran en estos casos tras el rotor (véase figura 4.1.2), justo a la entrada del difusor. Es en estos puntos críticos donde, debido a las altas presiones y al bajo gasto másico trasegado, pueden producirse reflujos, los cuales llevarían al compresor a bombeo con gradientes de sobrepresión cíclicos que podrían llevar a la destrucción del compresor. También cabe destacar que los reflujos se ven propiciados por la velocidad tangencial del rotor que reduce la velocidad axial del flujo incipiente, aunque está no sea la principal causa de los mismos.

Para finalizar el análisis, se puede observar en los tres casos que a la entrada del difusor (después del máximo de presión) el flujo tiene una pérdida de presión. Sin embargo tras el paso por el difusor y la voluta, debido al aumento de área, el flujo pierde velocidad en pos de recuperar cierta presión pero sin llegar al máximo alcanzado a la salida del rotor, este proceso se denomina compresión dinámica.

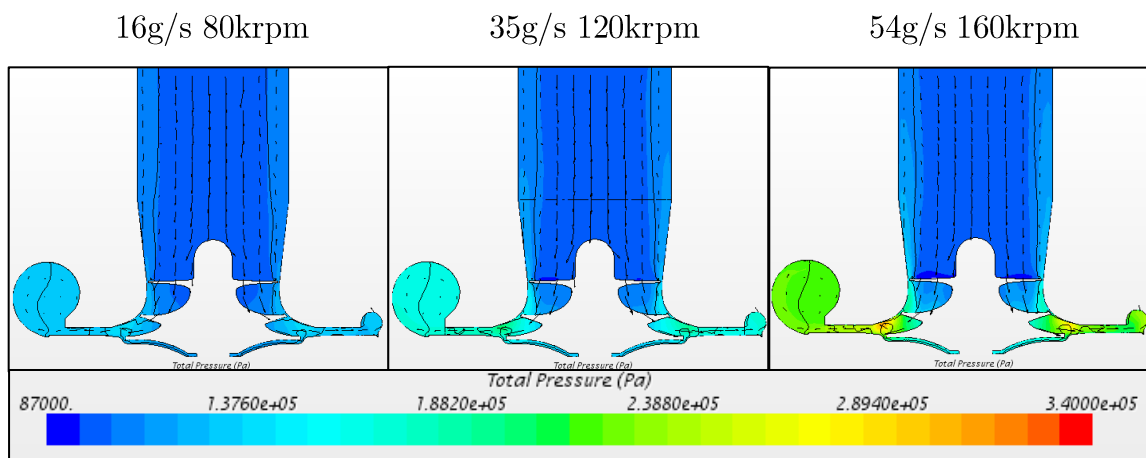


Figura 4.1.2 Detalle del campo escalar de presiones.

- Campo Escalar de Temperaturas

Respecto al campo escalar de temperaturas se observa en la figura 4.1.3, como rasgo general en los tres casos de estudio, que aumenta a lo largo del compresor, siendo mayor el incremento cuanto mayor es el régimen de giro. Al igual que en el campo de presiones, este hecho sucede debido a la transferencia de cantidad de movimiento por parte del rotor, que comprime y, por tanto, aumenta la temperatura del flujo.

Por otro lado, el fenómeno de los reflujos que se comentaba anteriormente es visible, de forma más clara, con el campo escalar de temperaturas. El flujo semicomprimido (y por tanto con mayor temperatura) asciende por el inlet en sentido inverso pegado a las paredes, debido a los sobrepresiones existentes en el rotor que son capaces de invertir la dirección del flujo. Como decíamos, estos reflujos tienen mayor importancia cuanto menor es el régimen de giro al que trabaja el rotor.

En cuanto a los reflujos, es importante señalar que tienen un efecto estrangulador en el inlet y en la entrada al rotor. Podemos observar en el campo vectorial de velocidades las líneas negras de velocidad axial nula que separa al flujo que tienen una dirección ascendente del que tiene una descendente. Este hecho produce un estrangulamiento del área en el inlet, provocando un aumento de velocidad axial en el interior puesto que el gasto másico debe conservarse a lo largo del compresor.

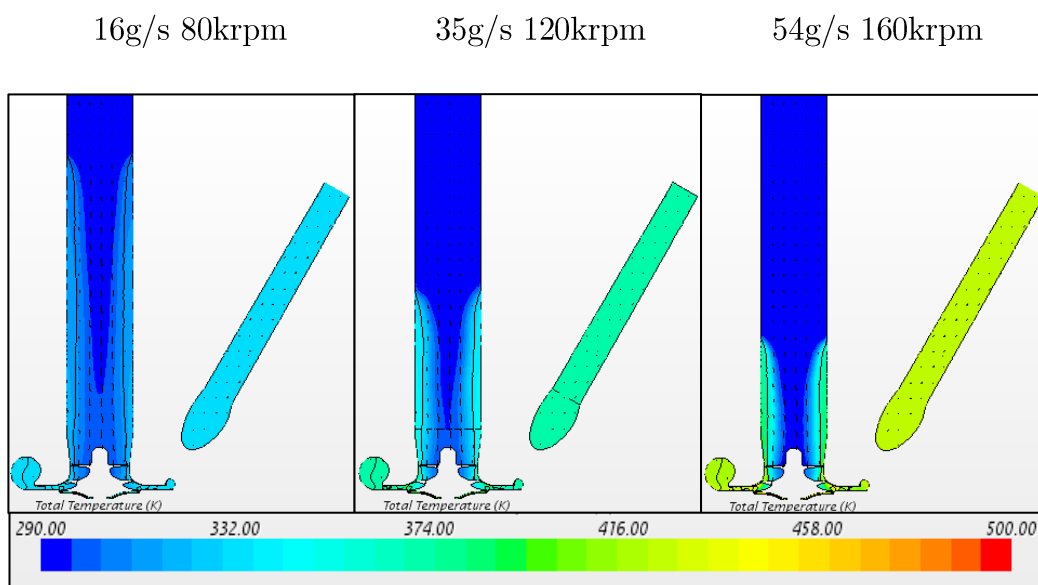


Figura 4.1.3 Campo escalar de temperaturas en puntos cercanos a bombeo.

Al igual que pasaba con el campo de presiones, observamos que los puntos de mayor temperatura se encuentran a la salida del rotor (véase figura 4.1.4). Tras ser comprimido, el flujo alcanza su mayor temperatura y presión, reduciéndose debido a la disminución de área a la entrada del difusor y posteriormente aumentando por el incremento de área en la voluta.

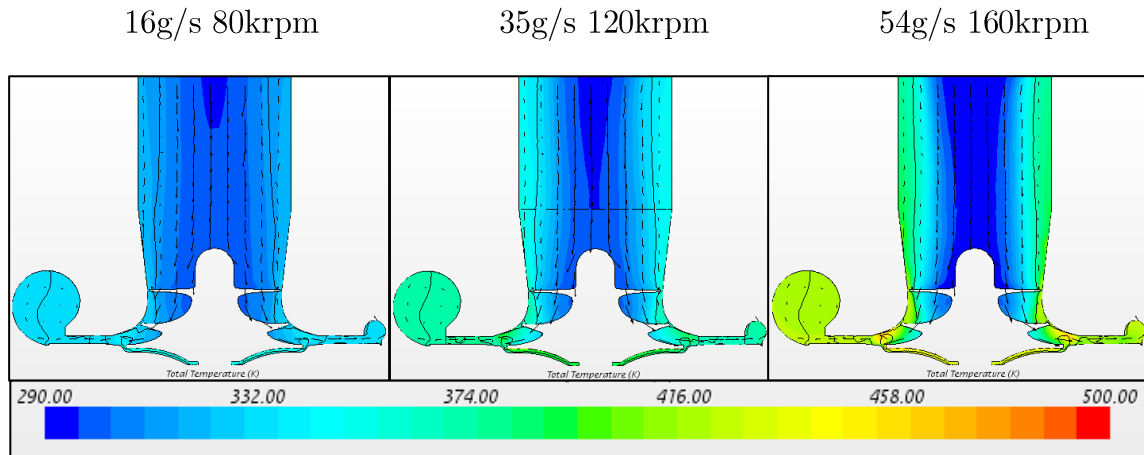


Figura 4.1.4 Detalle del campo escalar de temperaturas.

- Campo Escalar de Número Mach

Continuaremos con el análisis de resultados del campo escalar de números de Mach. En un principio, este estudio cerca de la línea de bombeo parece carecer del interés que lo tiene cerca de la línea de choque, puesto que los gastos máscicos, y por tanto las velocidades axiales, no se esperan muy elevados. Sin embargo, como se verá a continuación, esto no ha resultado así.

Describiendo brevemente la figura 4.1.5 se observa en los tres casos un aumento de velocidad gradual a lo largo del inlet y de la entrada al rotor. Ya en este, debido nuevamente a la transferencia de cantidad de movimiento, el incremento de velocidad es mayor llegando el Mach, para el caso de 54 g/s y 160 krpm, a valores cercanos a la unidad en los álabes del rotor. Este incremento velocidad en el rotor se ve más acentuado a mayor régimen de giro del rotor como se refleja en la figura 4.1.6 más detalladamente. Finalmente, tras el paso por el difusor y la voluta, el flujo pierde velocidad aumentando su presión debido a, como se señalaba anteriormente, el aumento gradual de área en estos conductos.

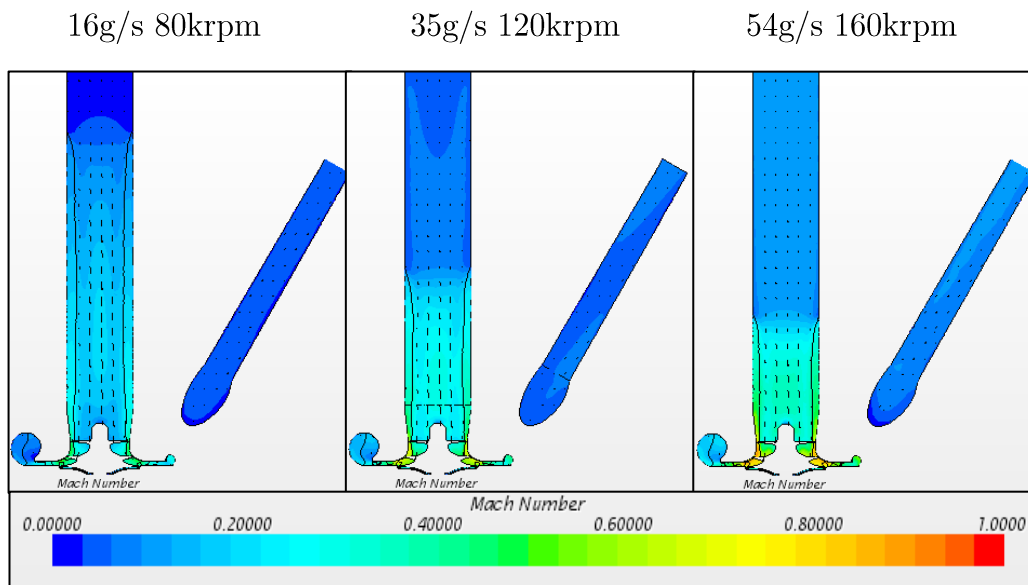


Figura 4.1.5 Campo escalar de número de Mach en puntos cercanos a bombeo.

De todo este proceso, llama la atención el aumento de velocidad producido en el inlet. Este hecho no esperado en un principio, se trata de una respuesta del flujo a los reflujos generados por trabajar en puntos cercanos a bombeo.

Los reflujos reducen el área de paso a la entrada, para mantener el gasto másico constante, el flujo con dirección descendente aumenta de velocidad. De ahí que en la figura 4.1.5 se pueda ver que el aumento de velocidad en el inlet comience en cada uno de los tres casos en el mismo punto donde acaban los reflujos, es decir, donde hay una reducción de área efectiva. Además, estas velocidades alcanzadas a la entrada del rotor son mayores en estos puntos de funcionamiento cercanos a bombeo, donde los gastos másicos son más reducidos, que en los puntos cercanos a choque, se verá en más detalle en futuros apartados.

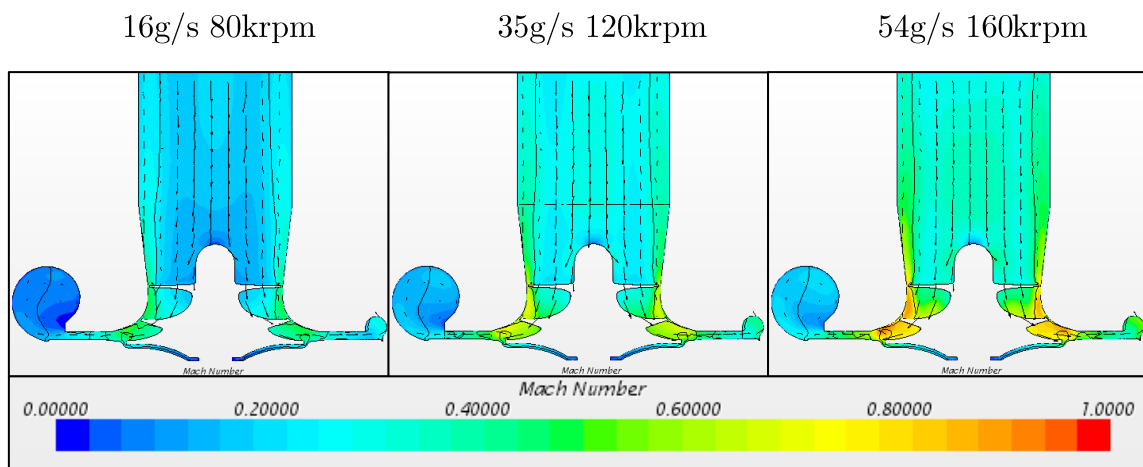


Figura 4.1.6 Detalle del campo escalar de número de Mach.

Por último, se estudia con mayor claridad en el campo escalar de número de Mach la dirección que sigue el flujo a lo largo de la voluta y del outlet.

Por un lado se ve mediante los vectores de velocidad que en la voluta el flujo avanza girando, de ahí que aparezca una línea negra de velocidad axial nula que separa al flujo que va en uno y otra dirección (véase figura 4.1.6), y en el outlet se pueden ver los vectores de velocidad que no son paralelos a las paredes del mismo, sino que tienen cierta inclinación.

Por otro lado se observa reflejado en el campo escalar de número de Mach los cambios de tonalidades, tanto en la voluta como en el outlet, que nos dan cuenta del avance rotatorio del flujo en estos elementos, siendo menor la componente radial a lo largo del outlet, pues este elemento tiene la función de homogeneizar la dirección del flujo.

- Campo Escalar de Número de Mach Relativo

Ya para terminar con el análisis en los puntos de funcionamiento cercanos a la línea de bombeo, se centrará el estudio en el campo escalar de números de Mach relativos.

Al igual que sucedía en el caso anterior con los números de Mach, se observa un aumento de velocidad relativa en el inlet a partir de los puntos donde el flujo entrante se encuentra con los reflujos procedentes del rotor (véase figura 4.1.7).

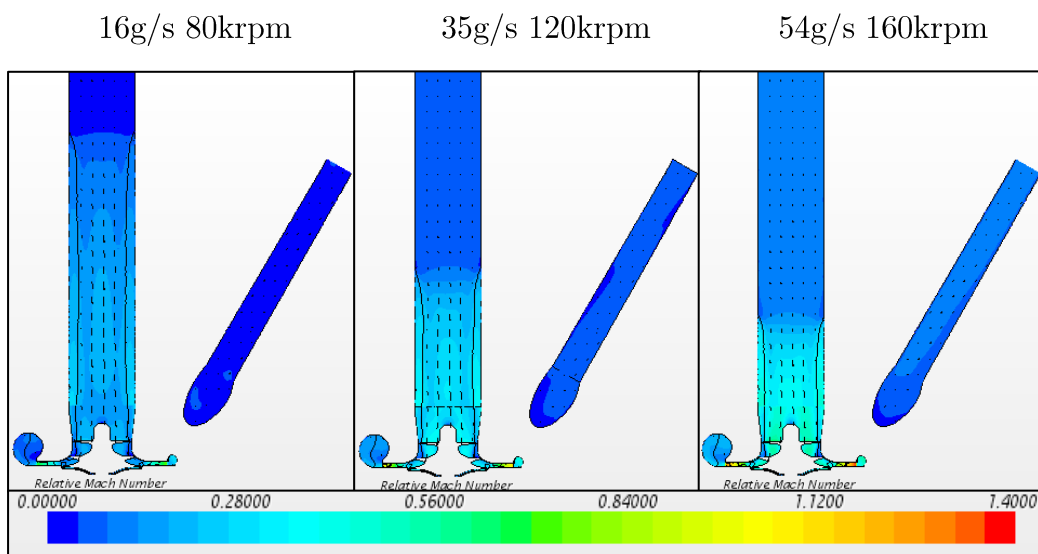


Figura 4.1.7 Campo escalar de número de Mach relativo en puntos cercanos a bombeo.

En el rotor se puede ver que no se produce un gran aumento de velocidad relativa, sino que ésta se mantiene o incluso tiene alguna pequeña pérdida. La transferencia de cantidad de movimiento produce, como se ha mencionado anteriormente, un incremento tanto de presión como de temperatura y velocidad, pero no de velocidad relativa.

En cambio a la salida del mismo, a lo largo del difusor, sufre un gran aumento de velocidad relativa (véase figura 4.1.8), ya que es en esta parte de la turbomáquina donde el flujo cambia de dirección, reduciendo su velocidad axial y recuperando presión. Podemos destacar que debido al estrangulamiento que producen los reflujos, la velocidad relativa de entrada al rotor es mayor en estos puntos de funcionamiento, que en los cercanos a choque como se verá más adelante.

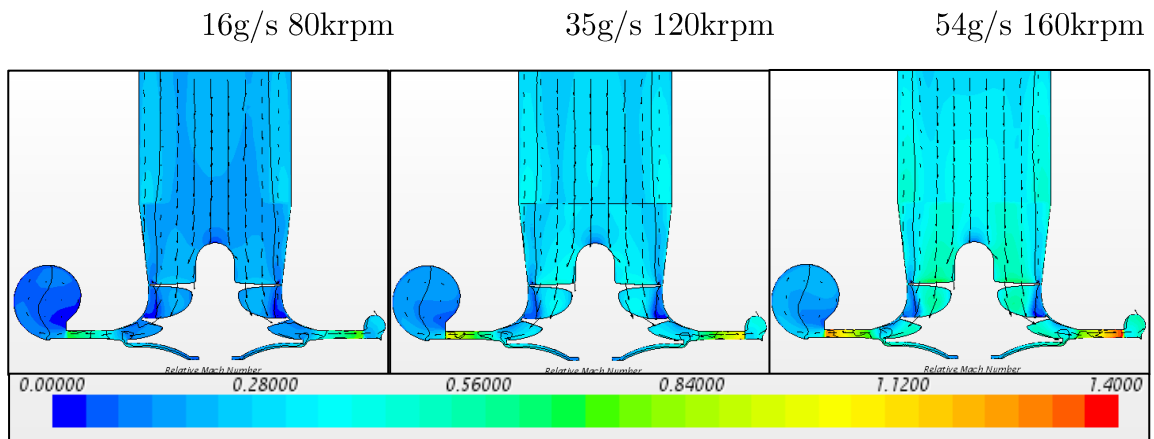


Figura 4.1.8 Detalle del campo escalar de número de Mach relativo.

Es por ello, que en el caso de 54g/s y 160krpm se llegue a alcanzar números de Mach relativos mayores a la unidad (entre 1.2 y 1.3), incluso encontrándonos en un punto cercano a la línea de bombeo, produciendo ondas de choque que bloquean el gasto másico en esta zona.

Finalmente, en la zona de la voluta y del outlet, la velocidad relativa vuelve a caer debido al aumento gradual de área y al incremento de presión. Nuevamente, como en el caso anterior, se puede observar el avance giratorio del flujo con las variaciones de tonalidad en el campo escalar de número de Mach relativo.

4.2. ANÁLISIS RESULTADOS LÍNEA CHOQUE

- Campo Escalar de Presiones

Comenzaremos nuevamente el análisis de los resultados de los puntos de funcionamiento cercanos a la línea de choque con el campo escalar de presiones como se puede ver en la figura 4.2.1.

En líneas generales se observa un incremento de presión a lo largo de todo el compresor. En el inlet se mantiene la presión de entrada, teniendo una pequeña caída de presión en el conducto que se ve reflejada a la entrada del rotor en la figura 4.2.2.

Para estos casos de elevados gastos másicos y bajas relaciones de compresión (véase tabla 3.6.1) puede verse como han desaparecido en los tres casos estudiados los reflujos característicos que se producían en los puntos de funcionamiento cercanos a bombeo.

El incremento de presión en el flujo se produce en el rotor, tras la transferencia de cantidad de movimiento, siendo mayor cuanto más elevado es el régimen de giro. Como se indicaba anteriormente, al ser el gasto másico más elevado que en los casos anteriores, la transferencia de cantidad de movimiento se reparte entre todo el flujo, siendo la relación de compresión final de menor valor que en el caso de los puntos de funcionamiento cercanos a bombeo.

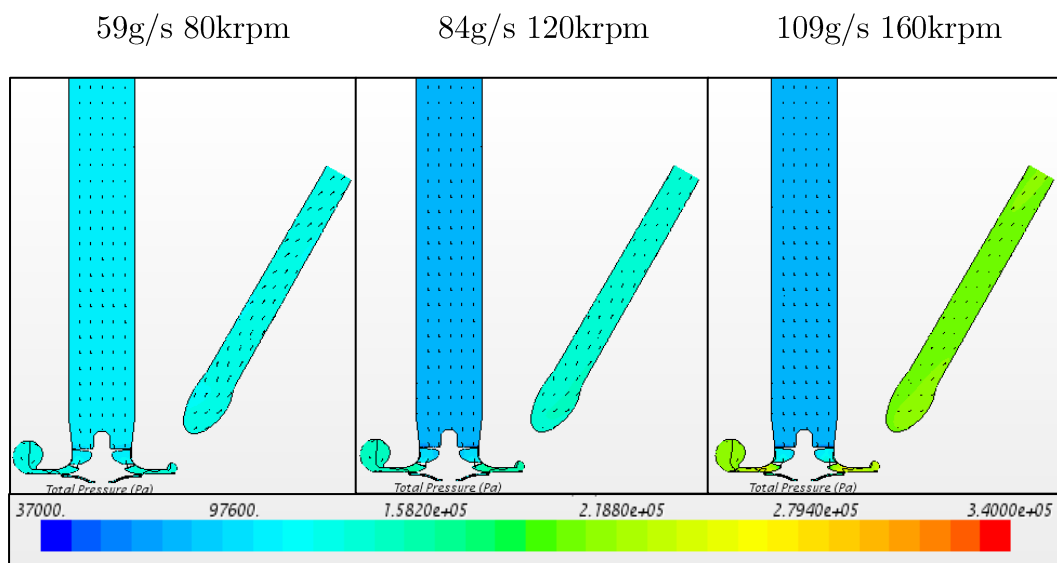


Figura 4.2.1 Campo escalar de presiones en puntos cercanos a choque.

Al trabajar en puntos de funcionamiento cercanos a choque, podría esperarse zonas críticas chocadas en las que existieran cambios bruscos de presión. Sin embargo, no se observa estos cambios de presión o pueden ser muy débiles por lo que este hecho se estudiará posteriormente.

Finalmente, hay una pérdida de presión a la entrada del difusor por el cambio de geometría que se va recuperando a lo largo del mismo y posteriormente en la voluta con el aumento gradual de área (compresión dinámica), que provoca la reducción de velocidad y aumento de presión (véase figura 4.2.2).

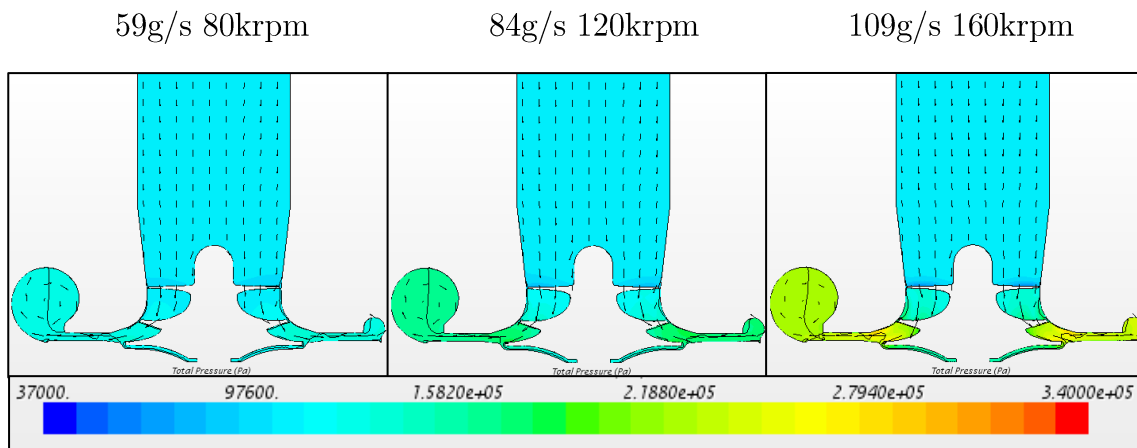


Figura 4.2.2 Detalle del campo escalar de presiones.

- Campo Escalar de Temperaturas

Continuando con el campo escalar de temperaturas que se ve reflejado en la figura 4.2.3, se ve cierta similitud con el campo de presiones.

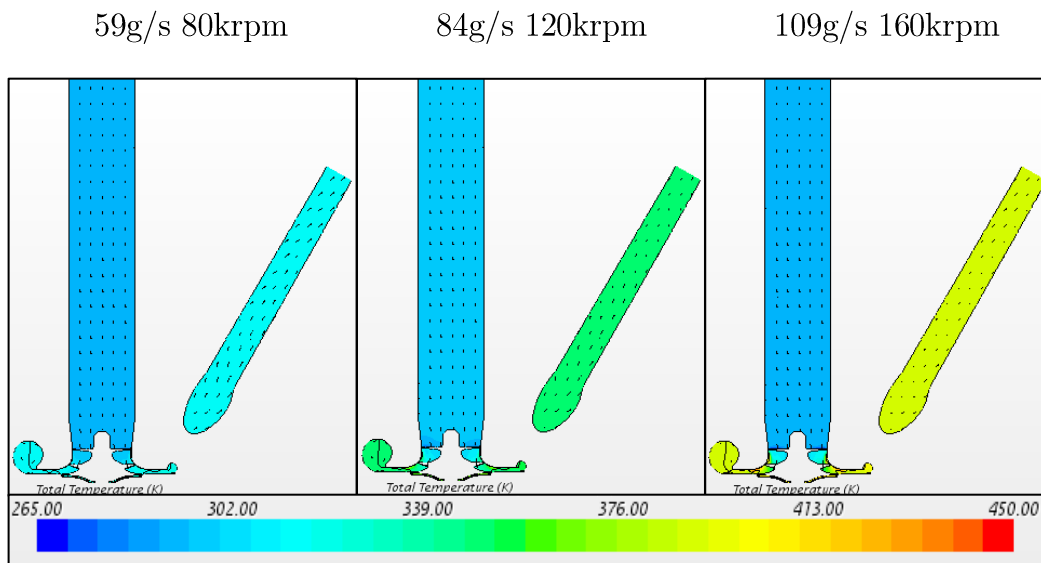


Figura 4.2.3 Campo escalar de temperaturas en puntos cercanos a choque.

La temperatura de entrada se mantiene constante a lo largo de todo el inlet, teniendo una pequeña caída a la entrada del rotor, asociada a la pérdida de presión comentada anteriormente.

Ya en el rotor se produce un incremento notable de temperatura por la transferencia de cantidad de movimiento, de nuevo cabe resaltar que este aumento de temperatura es mayor cuanto mayor es el régimen de giro del rotor. En el caso de 59g/s y 80krpm se puede ver que el incremento de temperatura es de apenas unos 50° K, puesto que el compresor está trabajando a un bajo régimen trasegando un gasto másico elevado.

Como se veía en el campo de presiones, no existe ninguna zona con discontinuidad brusca de temperatura provocada por encontrarse el flujo chocado. Sin embargo, esto no descarta la aparición de ondas de choque en el compresor, así que abordaremos este fenómeno en los próximos apartados.

Al no aparecer reflujos, el campo escalar de temperaturas se observa homogéneo a lo largo de todo el inlet ya que no se encuentra flujo semicomprimido. Observando el campo vectorial de velocidades observamos que también es homogéneo en todo el inlet y que el flujo en estos casos si llega axial al rotor.

Tras alcanzar el máximo de temperatura a la salida del rotor, se ve una caída de temperatura a la entrada del difusor (véase figura 4.2.4), y al igual que en el campo de presiones, la temperatura se recupera levemente a lo largo del difusor y la voluta.

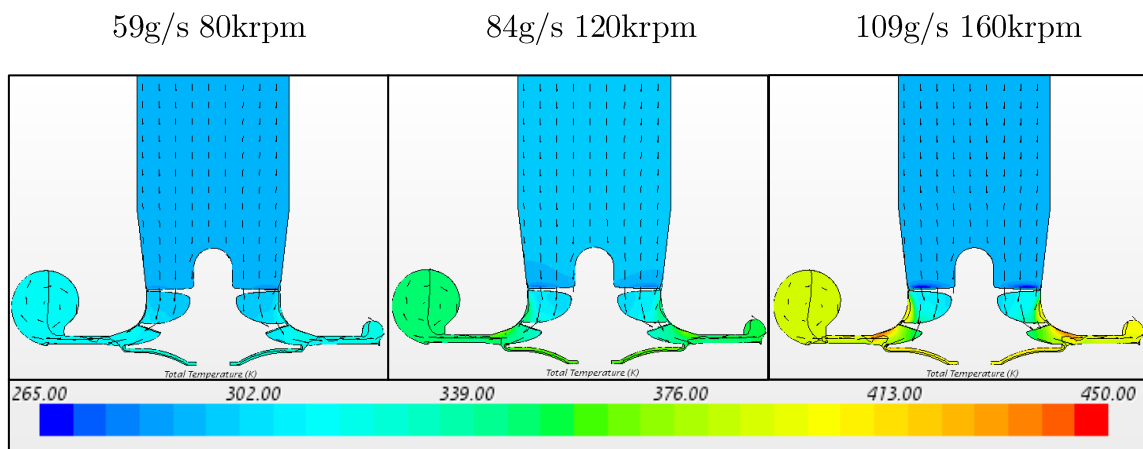


Figura 4.2.4 Detalle del campo escalar de temperaturas.

- Campo Escalar de Número Mach

A continuación se comienza el estudio del campo escalar de número de Mach en los tres casos de estudio cercanos a la línea de choque (véase figura 4.2.5). Este estudio tiene mucho interés, como ya se anticipaba en los apartados anteriores, puesto que los puntos de funcionamiento cercanos a la línea de choque se caracterizan por tener altos gastos másicos y relaciones de compresión más reducidas, lo que da lugar a altas velocidades tanto absolutas como relativas en las partes del rotor y difusor que pueden llegar a crear problemas de compresibilidad en el compresor.

En primer lugar, se observa en cada caso el flujo entrando con su correspondiente número de Mach en función del gasto másico. Puesto que no existe ningún tipo de estrechamiento de área, el Mach permanece constante a lo largo del inlet.

En la parte final de este y a la entrada del rotor se observa un pequeño aumento del Mach, siendo mayor cuanto mayor es el régimen de giro en el que trabaja el rotor. Esto se debe a la velocidad tangencial que impone el rotor que tiene un efecto de succión sobre el flujo incidente, mayor cuanto mayor es el régimen de giro (véase figura 4.2.6). Este fenómeno también sucede en los casos cercanos a bombeo, pero queda relegado a segundo plano por el efecto estrangulador producido por los reflujos.

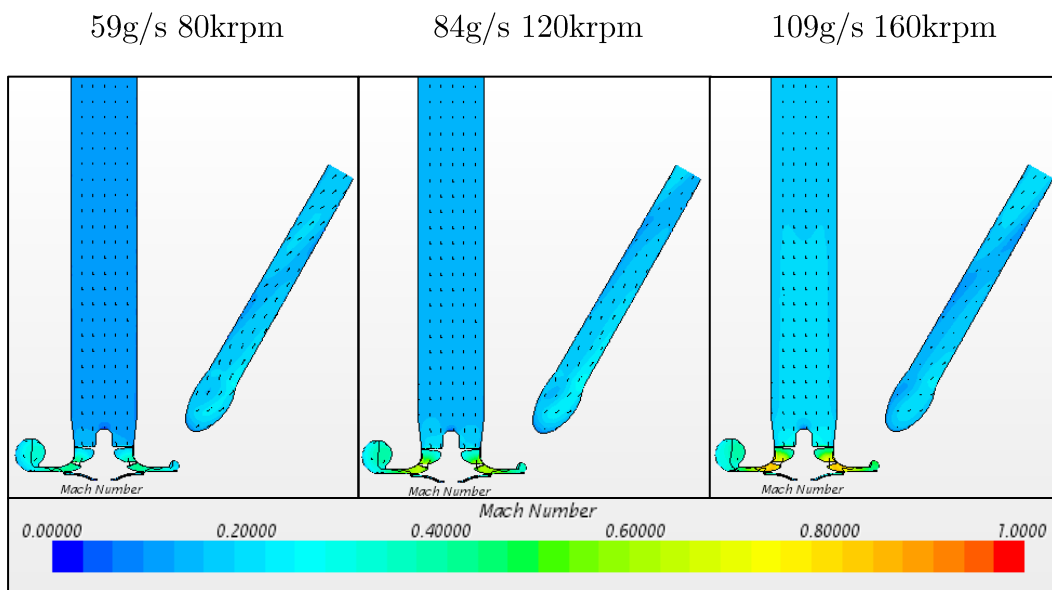


Figura 4.2.5 Campo escalar de número de Mach en puntos cercanos a choque.

Una vez el flujo pasa por el rotor sufre un aumento de velocidad propiciado por la transferencia de cantidad de movimiento del rotor, alcanzando los valores máximos de número de Mach a la salida del rotor (véase figura 4.2.6). Únicamente en el caso de 109g/s y 160krpm se pueden observar valores cercanos a la unidad en el número de Mach (entre 0.8 y 0.9), sin embargo no son valores lo suficientemente elevados como para generar ondas de choque en el rotor que provoquen el bloqueo del gasto másico o discontinuidades en el campo de presión como se comentaba en anteriores apartados.

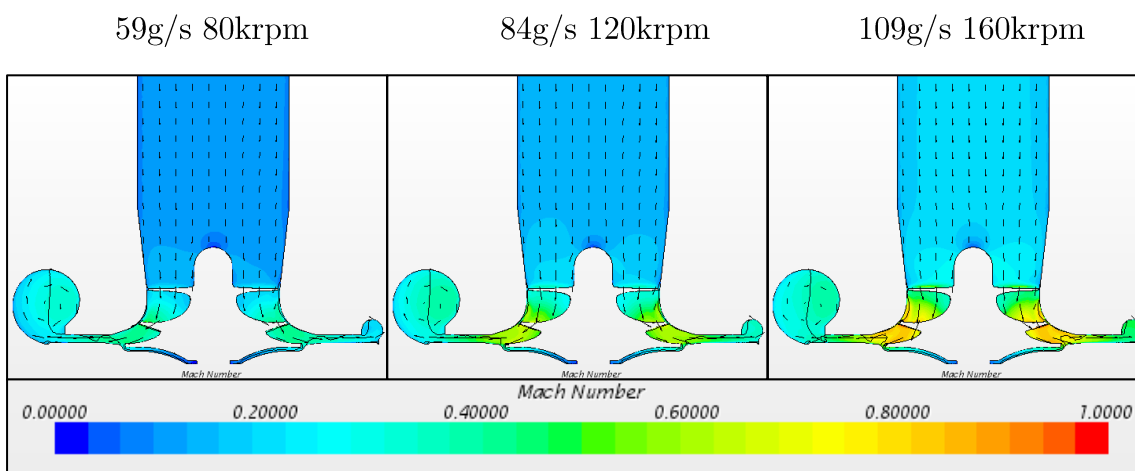


Figura 4.2.6 Detalle del campo escalar de número de Mach.

Por último, debido al aumento de área se observa como la velocidad disminuye a lo largo del difusor y de la voluta, de modo que se recupera parte de la presión perdida a la entrada del difusor. Respecto al campo vectorial de velocidades en estos elementos, vemos un comportamiento similar al ya comentado en los puntos de funcionamiento cercanos a bombeo, el flujo avanza con un giro helicoidal tratando el outlet de dirigir este avance de forma homogénea y paralela a las paredes del mismo.

- Campo Escalar de Número de Mach Relativo

Para finalizar el análisis de los puntos de funcionamiento cercanos a choque, se pasa al estudio del campo escalar de números de Mach relativo. Se puede ver que el flujo entra con un Mach relativo que se mantiene a lo largo del inlet hasta llegar al rotor, donde se incrementa en los tres casos debido a la velocidad tangencial de arrastre del rotor (véase figura 4.2.7). Cuanto mayor es el régimen de giro del rotor, mayor será este incremento de velocidad relativa y mayor influencia tendrá este fenómeno.

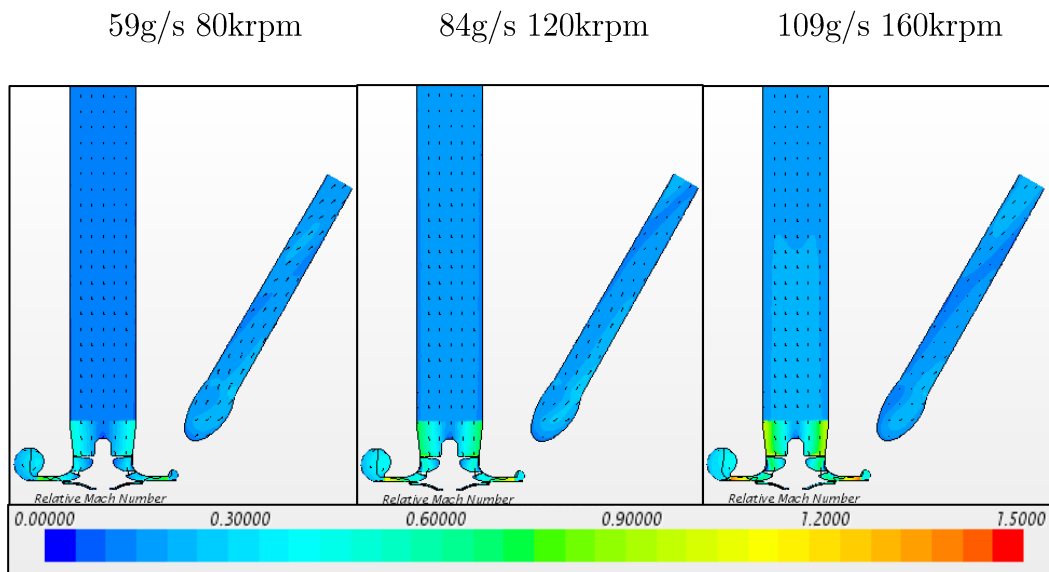


Figura 4.2.7 Campo escalar de número de Mach relativo en puntos cercanos a choque.

El flujo pasa a través del rotor donde existe una pérdida de velocidad relativa debido a la compresión que se produce en este (véase figura 4.2.8), es a partir del paso del flujo por el difusor cuando se produce un incremento de velocidad relativa, debido al cambio de dirección del flujo y a que en esta zona se transforma la velocidad absoluta en velocidad relativa.

Cabe resaltar que en el caso de 59 g/s y 80krpm se llega a valores cercanos a la unidad (entre 0.75 y 0.85) de número de Mach relativo, mientras que en los casos de 84 g/s y 120 krpm, 109 g/s y 160krpm se alcanzan valores superiores a la unidad (entre 1 y 1.2 en el primer caso, y entre 1.2 y 1.4 en el segundo). Por lo tanto será en estos puntos, a la salida del difusor, donde se generan ondas de choque más o menos débiles que bloquean el gasto másico trasegado y delimitando esta línea de choque del mapa de compresor.

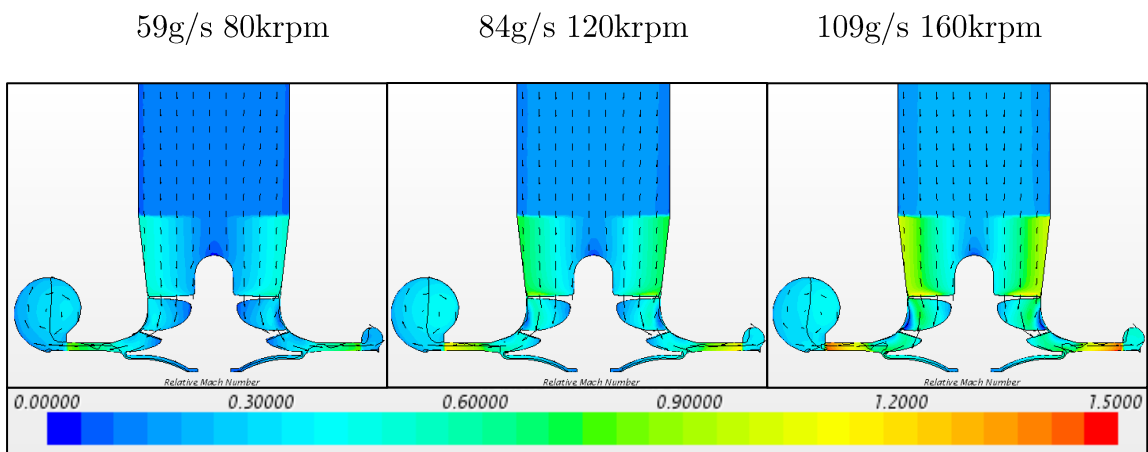


Figura 4.2.8 Detalle del campo escalar de número de Mach relativo.

4.3. ANÁLISIS INCIDENCIA DEL FLUJO

Como se mencionaba anteriormente en el apartado 3.7 se pasa a continuación a realizar un análisis acerca de los ángulos de incidencia del flujo sobre los álabes del rotor para los diferentes puntos de funcionamiento estudiados.

El estudio está dividido en una primera parte donde se analiza la incidencia del flujo para los diferentes puntos de funcionamiento, ya sea cercanos a la línea de bombeo, de choque o en un punto intermedio a estos. Y una segunda parte donde se realiza una comparación entre los ángulos relativos del flujo calculados de forma teórica a partir de unas hipótesis (β_1 teóricos) y los ángulos relativos del flujo obtenidos a partir de las simulaciones CFD en cada caso (β_1 CFD).

- Incidencia del Flujo

Una vez realizado el procedimiento descrito en el apartado 3.7 para calcular tanto la evolución del ángulo β_1 del metal como para obtener la evolución del β_1 del flujo para cada punto de funcionamiento simulado, basta con aplicar la ecuación 3.7.2 para obtener la incidencia. Los resultados obtenidos se pueden ver reflejados en las figuras 4.3.1, 4.3.2 y 4.3.3:

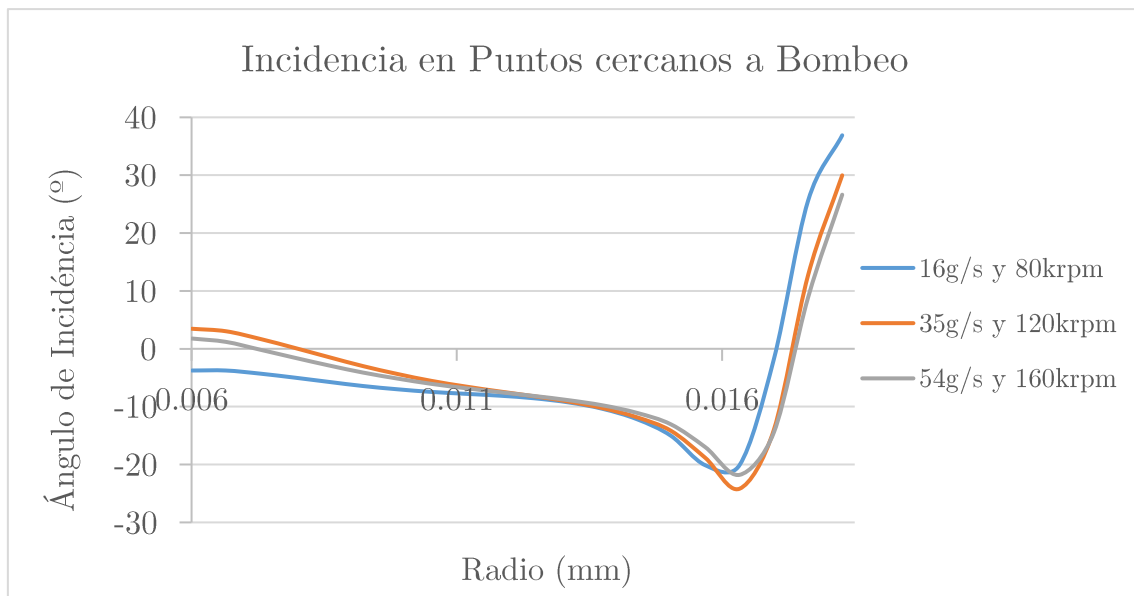


Figura 4.3.1 Incidencia vs radio para puntos de funcionamiento cercanos a bombeo.

En la figura 4.3.1, donde se refleja la incidencia de los puntos de funcionamiento cercanos a bombeo, se esperaba teóricamente que ésta fuera

positiva. Sin embargo se observa que, aunque en los puntos más cercanos al eje la incidencia sea positiva, al alejarnos del eje la incidencia comienza a disminuir gradualmente pasando a ser negativa, hasta que a los 15 mm de distancia del eje cae fuertemente. En cambio a los 16 mm de radio la incidencia alcanza su mínimo (del orden de -20°) y comienza un rápido ascenso hasta la punta del álabe donde se alcanzan ángulos de incidencia muy positivos (del orden de 30°).

Claramente este hecho tiene mucho que ver con los reflujos producidos en el rotor en estos puntos de funcionamiento. El flujo semicomprimido con dirección ascendente, además de producir este cambio brusco en la incidencia en la zona más cercana a la pared, perturba al flujo principal modificando tanto su velocidad por el efecto estrangulador comentado anteriormente, como su dirección axial por la interacción entre capas de fricción.

Aun así no deja de observarse que es en estos puntos de funcionamiento cercanos a bombeo donde se obtienen los ángulos de incidencia más altos.

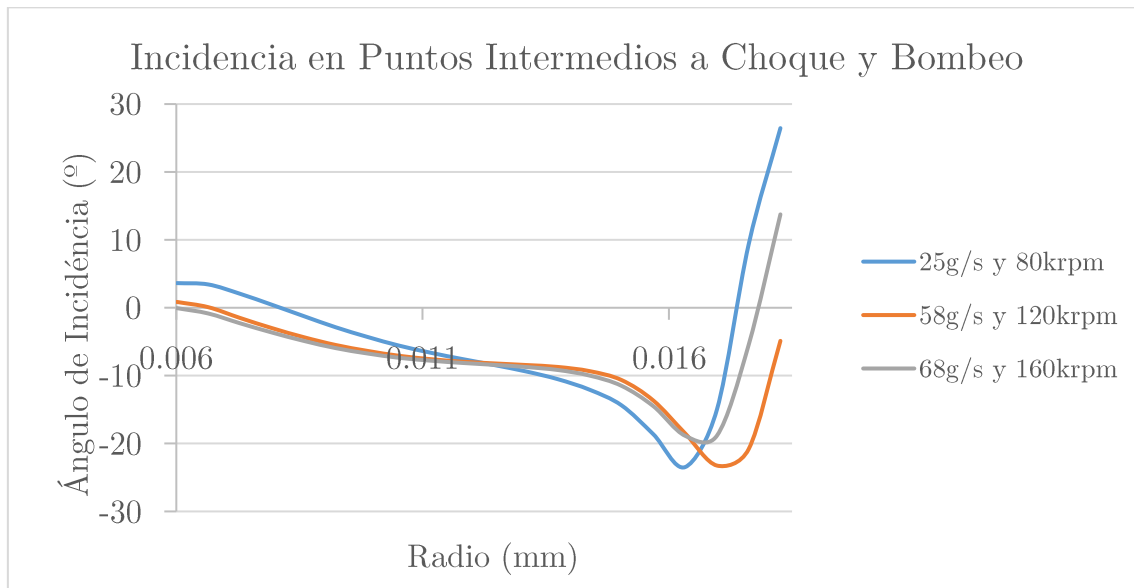


Figura 4.3.2 Incidencia vs radio para puntos de funcionamiento entre bombeo y choque.

En la figura 4.3.2 se observa la incidencia de puntos de funcionamiento que se encuentran entre los de bombeo y choque estudiados anteriormente. Se observa un comportamiento homólogo de la incidencia al descrito en los puntos cercanos a bombeo. Aunque no se hayan analizado con anterioridad, se puede anticipar con este estudio que encontraremos reflujos en estos puntos de funcionamiento, aunque de menor importancia y con un espesor menor cercano a la pared.

Vemos que la incidencia en radios próximos al eje es cercana a 0 y va disminuyendo gradualmente en los tres puntos de estudio, en la parte más alejada del eje encontraremos estos reflujos que provocan esta variación brusca y no deseada de la incidencia. Sin embargo se aprecia que el espesor de estos reflujos es menor así como su influencia en el flujo principal, además los ángulos de incidencia alcanzados en punta también disminuyen en los tres casos. Al alejarnos de la línea de bombeo y acercarnos a la línea de choque estos ángulos de incidencia disminuyen.

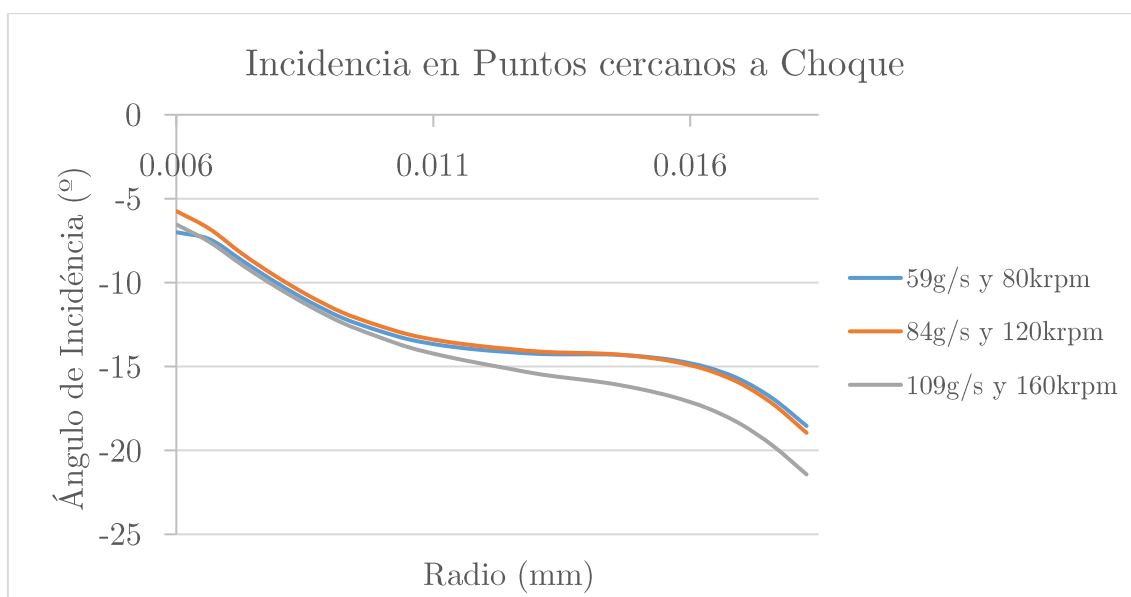


Figura 4.3.3 Incidencia vs radio para puntos de funcionamiento cercanos a choque.

Por último se tiene la figura 4.3.3 donde se ve reflejada la incidencia de los puntos de funcionamiento estudiados cercanos a choque. Como ya se ha analizado anteriormente, en estos puntos no encontramos ningún reflujo producido en el rotor, por lo que las curvas de incidencia en función del radio no se ven bruscamente alteradas en ningún punto cercano a la pared como en los casos anteriores.

Además por ser puntos de funcionamiento cercanos a la línea de choque se encuentran ángulos de incidencia muy negativos, siendo del orden de -5° en la parte más cercana al eje y disminuyendo gradualmente, llegando hasta valores del orden de -20° en la punta de álabe. Esto puede llegar a producir que el flujo se acelere en la cara de succión de los álabes y llegue a desprenderse, incluso llegar a números de Mach superiores a la unidad, aunque como se ha visto con

anterioridad esto no sucede en ninguno de los casos. Sin embargo el desprendimiento del flujo en los álabes lleva consigo una disminución del rendimiento del compresor no deseada.

- Comparación β_1 teórico y CFD

Se continúa con el análisis acerca de la incidencia del flujo realizando una comparación entre los ángulos relativos β_1 del flujo calculados de forma teórica y mediante las simulaciones CFD a lo largo del radio, tal y como se ha explicado en el apartado 3.7.

El interés de este estudio reposa en las hipótesis que se toman de forma general a la hora de hacer cálculos teóricos, la validez de las mismas como las causas que provocan que estas no coincidan.

En la figura 4.3.4 podemos ver los resultados obtenidos de la comparación entre el β_1 teórico y en CFD para los tres casos de estudio cercanos a la línea de bombeo:

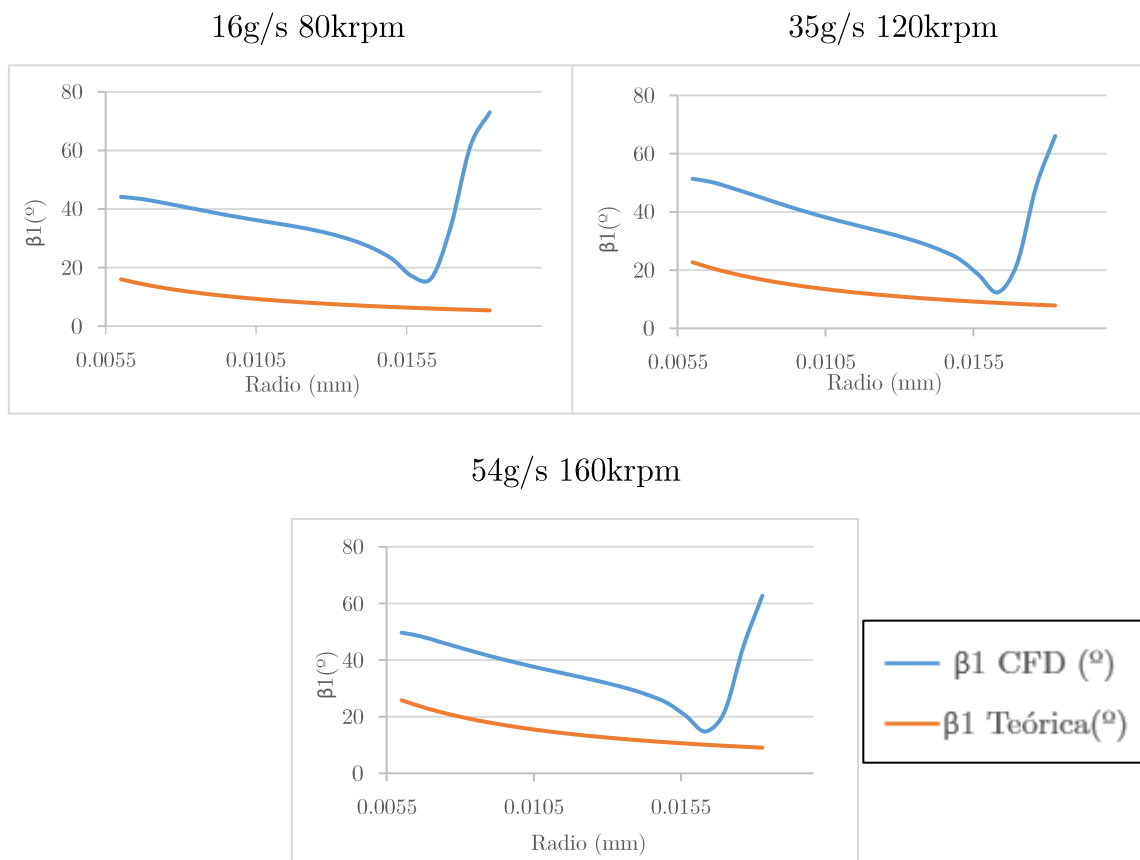


Figura 4.3.4 Comparación β_1 teórica y CFD vs radio en puntos cercanos a bombeo.

En la figura se puede observar la no convergencia entre los resultados obtenidos, siendo en los tres casos mayor el ángulo β_1 del CFD (del orden del doble que el β_1 teórico). Si se observa una tendencia similar en radios cercanos al eje, aunque se pierde totalmente esta similitud cerca de la pared del rotor donde se encuentran los reflujos.

Este hecho se debe a la presencia de los reflujos. Por un lado, la hipótesis de flujo axial tomada ya no se cumple debido a las perturbaciones de los reflujos en el flujo principal. Por otro lado la hipótesis tomada de un área efectiva como corona circular de 6 y 18 mm de radio respectivamente queda también invalidada, debido al estrechamiento de área producido por los reflujos que ya se ha comentado con anterioridad.

En la figura 4.3.5 podemos ver los resultados obtenidos de la comparación entre el β_1 teórico y en CFD para los tres casos de estudio entre las líneas de bombeo y choque:

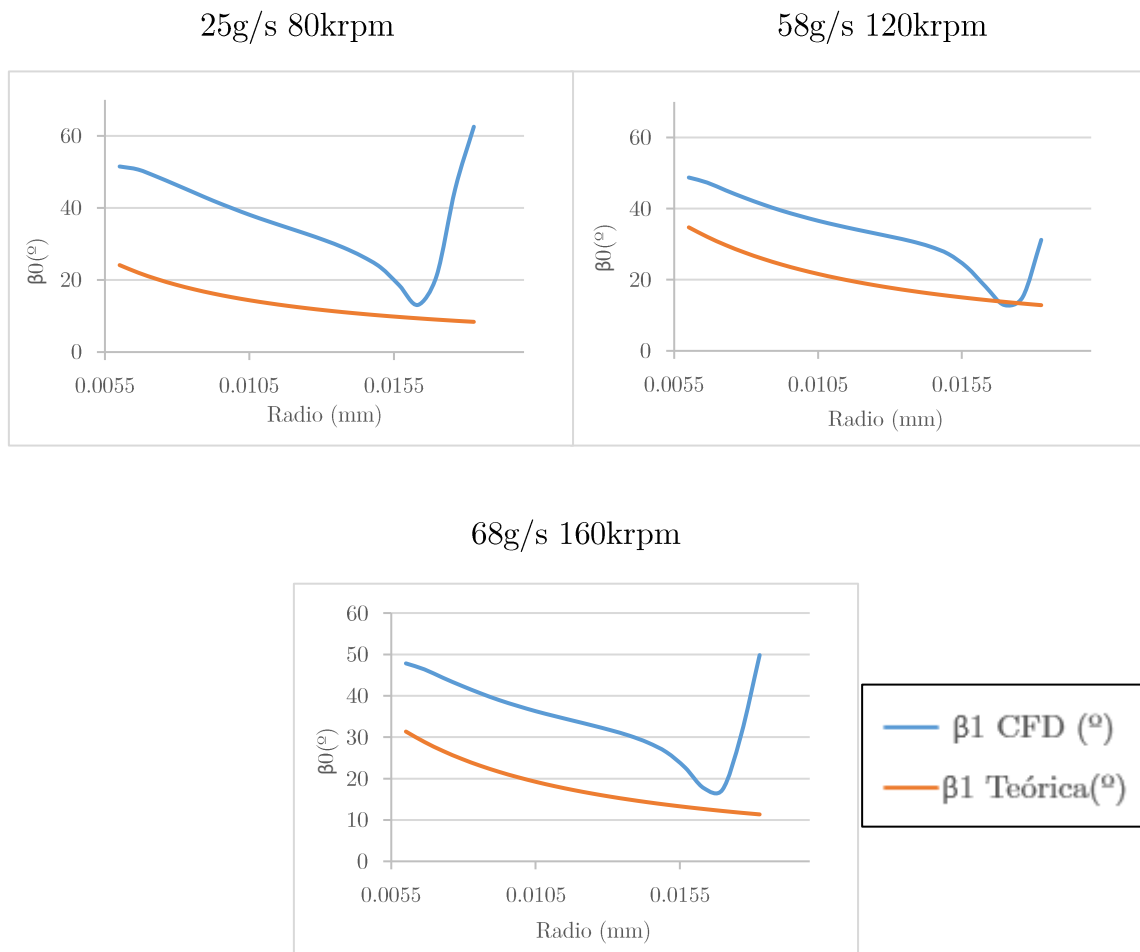


Figura 4.3.5 Comparación β_1 teórica y CFD vs radio en puntos entre bombeo y choque.

De nuevo, al igual que en el caso de los puntos cercanos a la línea de bombeo, se puede ver que los estudios de β_1 teórico y CFD a lo largo del radio no coinciden, sino que el caso del β_1 de CFD es mayor que el teórico (otra vez del orden del doble).

Siguen una tendencia similar en los radios cercanos al eje, pero que se pierde una vez nos alejamos de este y llegamos a la zona con reflujos. Las causas de esta discordancia son de la misma naturaleza que las comentadas en el caso de los puntos cercanos a bombeo.

En la figura 4.3.6 podemos ver los resultados obtenidos de la comparación entre el β_1 teórico y en CFD para los tres casos de estudio cercanos a la línea de choque:

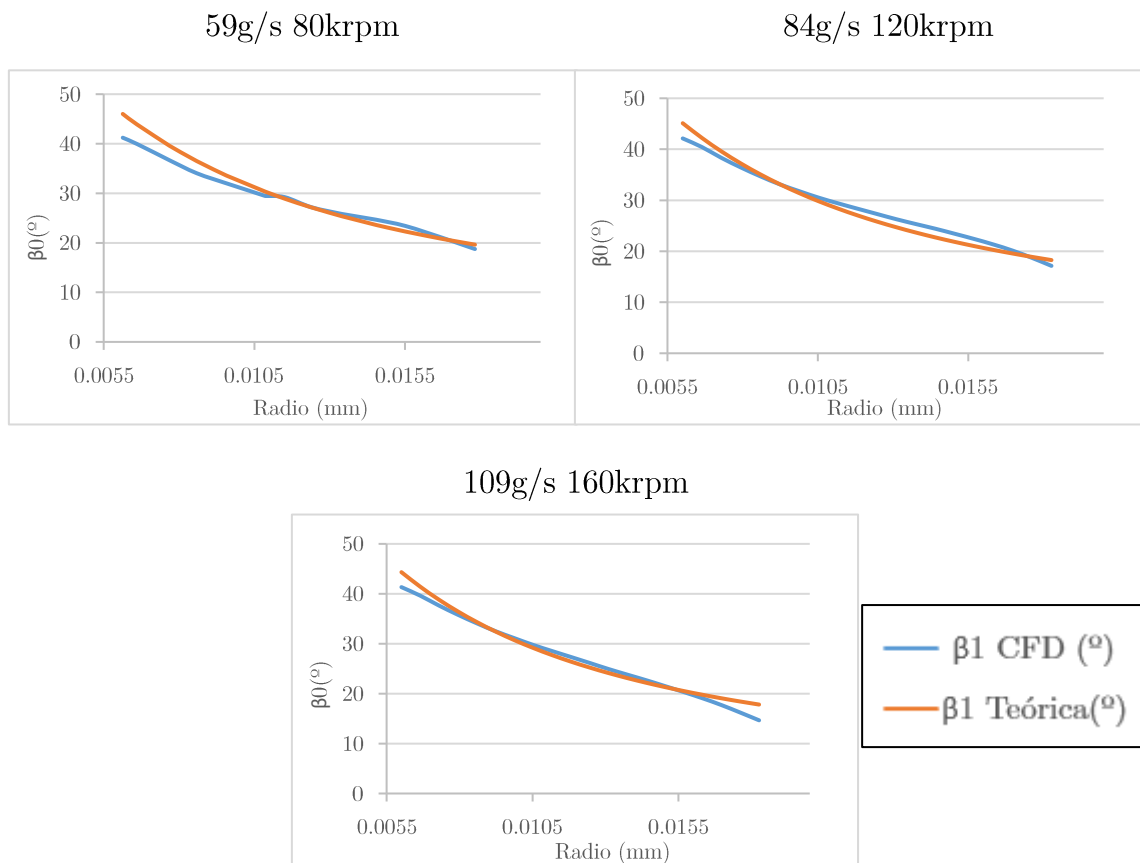


Figura 4.3.6 Comparación β_1 teórica y CFD vs radio en puntos cercanos a choque.

Se puede ver que la comparación entre β_1 teórico y de CFD en puntos de funcionamiento cercanos a choque sí que convergen a lo largo del radio para los tres casos estudiados. Existe un pequeño error de ángulos entre ambas curvas que puede deberse a que el flujo no llegue puramente axial al rotor como se ha supuesto en las hipótesis, ya que la velocidad tangencial de arrastre del rotor puede influir mínimamente; o que la densidad tomada como hipótesis no

corresponda exactamente con la calculada por el software de CFD. En todo caso el error es mínimo y vemos unos resultados acordes con lo esperado.

Al trabajar en puntos de funcionamiento cercanos a choque, como se ha visto con anterioridad, no hay indicio alguno de reflujos en el compresor, por lo que estos no interfieren en el flujo principal ni provocan reducciones de área efectiva, de modo que las hipótesis tomadas en el cálculo de la β_1 teórica tienen mayor validez que en los casos anteriores.

5. CONCLUSIONES

5.1. CONCLUSIONES ANÁLISIS LÍNEA BOMBEO

Tras el análisis de resultados realizado en el apartado 4.1 para los diferentes campos escalares y el campo escalar de velocidades, podemos extraer diversas e interesantes conclusiones acerca de la evolución del flujo en los tres puntos de funcionamiento cercanos a la línea de bombeo:

- En primer lugar, llaman la atención los reflujos o flujo semicomprimido en el rotor que avanza contrario al flujo principal. Se producen en los tres casos estudiados, siendo estos de mayor importancia cuanto menor es el gasto másico trasegado por el compresor, llegando los reflujos en el caso de 16g/s y 80krpm a ser de casi la totalidad de la altura del inlet.

- Se ha concluido también que la naturaleza de estos reflujos reside en las sobrepresiones alcanzadas tras el rotor a la entrada del difusor, donde se encuentran los puntos máximos tanto de temperatura como de presión y velocidad debido a la transferencia de cantidad de movimiento dada por el rotor. Como se ha visto, a mayor régimen de giro del rotor y gasto másico trasegado se alcanzan mayores presiones y temperaturas máximas.

- Como consecuencia de estos reflujos, se produce un estrechamiento de área de paso efectiva en los tres casos de estudio. Por ello, el flujo se acelera a lo largo del inlet llegando al rotor con mayores velocidades incluso que en los casos estudiados cercanos a la línea de choque. Este fenómeno produce que, en el caso de los números de Mach relativos, se alcancen valores superiores a la unidad en la zona del difusor donde se generan ondas de choque débiles que bloquean el gasto másico en esta zona.

- Por último se ha podido concluir con los vectores de velocidad que la dirección del flujo en la voluta y outlet no es paralela a las paredes, sino que avanza girando helicoidalmente, aunque este efecto se va reduciendo a lo largo del outlet que tiene la función de homogeneizar este flujo.

5.2. CONCLUSIONES ANÁLISIS LINEA CHOQUE

Tras el análisis de resultados realizado en el apartado 4.2 para los diferentes campos escalares y el campo escalar de velocidades, podemos extraer diversas e interesantes conclusiones acerca de la evolución del flujo en los tres puntos de funcionamiento cercanos a la línea de choque:

- En primer lugar, no se encuentra ningún tipo de reflujo procedente del rotor, puesto que en estos tres casos se trabaja con flujos másicos más elevados y relaciones de compresión más reducidas. Es por ello que en el inlet se ven campos escalares de temperatura, presión y Mach homogéneos. Sucede lo mismo con el campo vectorial de velocidades, siendo mayores la magnitud de estos vectores cuanto mayor es el gasto másico trasegado.

- Se destaca el efecto que tiene el fenómeno de la velocidad tangencial de arrastre en el rotor, que eleva la velocidad tanto absoluta como relativa del flujo antes incluso de llegar al rotor, siendo mayor este efecto cuanto mayor es el régimen de giro del rotor.

- En el rotor se encuentra un aumento importante de número de Mach, presión y temperatura; llegando a la salida de esta zona a alcanzar los máximos de estos parámetros. A mayor régimen de giro y mayor gasto másico estos máximos son más elevados. Sin embargo, únicamente en el caso de 109g/s y 160krpm el valor del número de Mach es cercano a la unidad a la salida del rotor, por lo que no parece ser esta la causa principal ni la zona más crítica por la cual el compresor queda chocado.

- Por último, durante el análisis de los números de Mach relativos si se observan valores superiores o muy cercanos a la unidad en los tres casos estudiados. A mayor gasto másico y mayor régimen de giro este valor aumenta, encontrando sus máximos a la salida del difusor, por lo que se ha concluido que será esta la zona más crítica por la cual el compresor pueda entrar en choque y quedar el gasto másico trasegado bloqueado.

5.3. CONCLUSIONES ANÁLISIS INCIDENCIA DEL FLUJO

Tras el análisis de resultados realizado en el apartado 4.3 para el estudio de la incidencia del flujo sobre el rotor, podemos extraer diversas e interesantes conclusiones acerca de cómo incide el flujo en los diferentes puntos de funcionamiento estudiados, tanto cercanos a las líneas de choque y bombeo como los situados entre estas líneas:

- En primer lugar, se observa que tanto en los casos cercanos a la línea de bombeo como en los casos intermedios entre esta línea y la de choque, el ángulo de incidencia no es positivo como se esperaba. La perturbación que provocan los reflujos que se producen en el flujo principal provocan una reducción del ángulo de incidencia, menor cuanto más nos alejamos de estos reflujos. En radios alejados del eje, donde se encuentran los reflujos, se produce el efecto inverso: la incidencia aumenta con el radio llegando a valores positivos muy elevados.

- En cambio, en los casos cercanos a la línea de choque, la evolución del ángulo de incidencia a lo largo del radio si es la esperada. La incidencia es negativa y decrece con el radio, por lo que pueden darse casos de desprendimiento de flujo sobre el las caras de succión de los álabes del rotor. Sin embargo se ha analizado que el número de Mach alcanzado en esta zona no es suficientemente elevado como para generar ondas de choque

- Por otro lado, la comparación de ángulos de β_1 teórico y CFD nos ha llevado a la conclusión de que las hipótesis tomadas para el cálculo teórico son aceptables en el caso de que no aparezca el fenómeno de los reflujos, es decir, únicamente para los casos cercanos a la línea de choque. Cuando los reflujos están presentes, el flujo principal sufre perturbaciones y no se cumple la hipótesis de flujo axial. Además se produce una reducción de área que del mismo modo invalida la hipótesis de área efectiva constante calculada con los valores de los radios en base y punta de los álabes.

6. PRESUPUESTO

6.1. INTRODUCCIÓN

A continuación se expone un breve estudio de los costes que conlleva la realización del Trabajo Final de Grado: *Simulación CFD 3D de un turbocompresor en puntos de funcionamiento fuera de diseño*. Por un lado se describirán los costes parciales de todos los procesos y materiales que han sido necesarios para llevar a cabo la consecución de los objetivos planteados y, por otro, se expone el presupuesto global y total del trabajo.

Para la especificación de dichos costes, parciales y globales, se tendrán en cuenta los costes de los materiales, los de amortización de equipos y los de recursos humanos necesarios. En lo relativo a la determinación de estos últimos costes es necesario hacer hincapié en el hecho de que en la realización del proyecto han formado parte un ingeniero superior senior y un ingeniero graduado, cada uno de los cuales con una tasa horaria específica. A la hora de calcular el presupuesto de este trabajo, se han tenido en cuenta todos los elementos y personas que han intervenido y las fases en las que se ha dividido el trabajo.

A partir de estos costes parciales, se elabora el presupuesto global del proyecto considerado como la suma total de todos los presupuestos parciales desarrollados y contabilizando, además, un 8 % de incremento de beneficio industrial, un 20 % de incremento debido a los gastos generales y un 21 % de incremento debido al Impuesto sobre el Valor Añadido (IVA).

El proyecto se ha realizado durante el periodo de 6 meses. Se han considerado 20 días laborables al mes con jornada laboral de 6 horas, resultando, por lo tanto, un total de 120 horas al mes.

6.2. RELACIÓN DE ACTIVIDADES

Se llevará a cabo un desglose de cómo y cuáles serán las tareas que deben realizarse. Además, se establecerá el orden de prosecución del Proyecto y la duración aproximada de cada una de los trabajos pertinentes.

La tabla 6.2.1 muestra las diferentes tareas, repartidas en los seis meses de duración del proyecto. Se puede observar la evolución cronológica del desarrollo del proyecto en sus diferentes fases.

Operaciones a realizar	Mes 1	Mes 2	Mes 3	Mes 4	Mes 5
Simulación de ciertos Puntos Funcionamiento	X	X			
Validación Simulaciones con Criterios Convergencia		X	X		
Post-Procesado de las Simulaciones			X	X	
Comparación y Estudio Soluciones Simuladas				X	X
Comparación Simulaciones con Estudio Teórico				X	X

Tabla 6.2.1 Descripción de las tareas a realizar para el desarrollo del proyecto.

Tal y como se ha introducido anteriormente, el presupuesto de este trabajo vendrá dado por el coste de los recursos humanos que han sido necesarios, los cuales incluirán: mano de obra, la amortización de los equipos y los materiales fungibles. La mano de obra comprende el coste del ingeniero senior (MSc engineer) a un coste de 30 €/hora y el ingeniero titulado que colabora en el proyecto que tiene un coste de 21 €/hora.

Por otro lado, en cuanto a la amortización de los equipos empleados, hay que tener en cuenta el ordenador utilizado para llevar a cabo las simulaciones.

Por su parte, el material fungible es aquel que se ha consumido durante la realización del proyecto y que, por tanto, no tiene costes de amortización asociados. Se ha considerado una amortización lineal a tres años en los equipos informáticos y software y una amortización lineal a cinco años en las herramientas e instalaciones.

6.3. PRESUPUESTOS PARCIALES

A continuación se entra en detalle en cada una de las fases ya descritas y cuyos costes asociados se irán puntualizando en lo que sigue. En cada uno de los apartados a tratar se establecerá el coste total.

- Mano de Obra

En la tabla 6.3.1 se pueden ver la estimación de los costes asociados a la mano de obra, como ya se ha dicho, formada por un ingeniero superior y un ingeniero titulado:

Cantidad	Categoría	Coste anual (€/año)	Tiempo dedicado			Coste total (€)
			€/hora	Horas	Días	
1	MSc engineer	43200	30	120	20	3600
1	BSc engineer	30240	21	240	40	5040
Subtotal (€)						8640

Tabla 6.3.1 Detalle de los costes de Mano de Obra implicada en el proyecto.

- Adquisición de Licencias

Los costes asociados a la licencia del Software Star CCM+ pueden verse estimados en la tabla 6.3.2, la cual recoge su costo anual por simulación, el número de simulaciones realizadas y el tiempo dedicado por el software:

Descripción	Coste anual (€/Sim)	Tiempo Dedicado	Número de Simulaciones	Coste total (€)
Licencia Software STAR CCM+	1000	6 meses	9	4500
Subtotal (€)				4500

Tabla 6.3.2 Detalle de los costes de Licencia del Software implicado en el proyecto.

- Amortización de Equipos

Respecto a la amortización de equipos tendremos que tener en cuenta al ordenador utilizado para las simulaciones. Por un lado el coste total y el tiempo estimado para su amortización, estimando un coste de 500€ con una amortización a 5 años. El periodo de tiempo de uso nos dará por tanto la amortización total del equipo, todo esto se recoge en la tabla 6.3.3:

Concepto	Coste Total (€)	Amortización Anual (€)	Periodo Amortizado	Coste total (€)
Ordenador	500	100	6 meses	50
Subtotal (€)				50

Tabla 6.3.3 Detalle de los costes de Amortización de Equipo implicado en el proyecto.

- Coste Material Fungible

Se hará una estimación aproximada del material que se ha consumido durante la realización del proyecto, es decir, todos aquellos costes de los materiales empleados en la oficina, así como aquellos utilizados en la sala de ensayos. Se recuerda que estos materiales no son amortizables, por tanto, se imputa todo su valor de coste de adquisición al coste del proyecto.

Descripción	Coste total (€)
Papel y Toner impresora	125
Material mecánico	100
Subtotal (€)	225

Tabla 6.3.4 Detalle de los costes de Material Fungible implicado en el proyecto.

- Gastos Generales e I.V.A.

A todos estos costes parciales hay que añadirles los costes generales (como pueden ser la electricidad, las instalaciones, secretaria, etc.) que no se ven reflejados, estos se tomarán como un porcentaje (20%) de la suma de los costes

parciales. Además habrá que tener en cuenta el impuesto sobre el valor añadido (IVA) en cada uno de los costes parciales, excepto en el de amortización de equipos, en las tablas 6.3.5 y 6.3.6 se recogen estos presupuestos:

Descripción	Coste Parcial (€)	IVA 21% (€)	Coste Parcial IVA 21%(€)
Mano de Obra	8640	1814.4	10454.4
Adquisición de Licencia	4500	945	5445
Amortización de Equipos	50	0	50
Material Fungible	225	47.25	272.25
Subtotal (€)			16221.65

Tabla 6.3.5 Detalle de los Costes Parciales con IVA.

Descripción	Subtotal (€)	Costes Generales (%)	Costes Generales (€)	Total (€)
Costes Parciales Con IVA	16221.65	20	3244.33	19465.98

Tabla 6.3.6 Detalle de los Costes Generales.

6.4. PRESUPUESTOS GLOBAL

A partir de los presupuestos parciales de cada una de las partidas anteriores se calcula el presupuesto total del proyecto. Para ello, únicamente nos queda aplicar el beneficio industrial buscado por la empresa al realizar el siguiente estudio, para nuestro caso como indicábamos anteriormente será del 8 % respecto del coste total que le suponga a la empresa. En la tabla 6.3.7 se recoge la información:

Coste Total (€)	Beneficio Industrial (€)	Importe Total(€)
19465.98	1557.28	21023.26

Tabla 6.3.7 Importe Total de la realización del proyecto.

El **coste total** del presente Trabajo Fin de Grado: “*Simulación CFD 3D de un turbocompresor en puntos de funcionamiento fuera de diseño*” asciende a la cantidad de:

21023.26 € (Euros)

Veintiún mil veintitrés euros con veintiséis céntimos#

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Hiereth, H.; Prenninger, P., *Charging the Internal Combustion Engine Powertrain*. Springer, 2007.
- [2] Watson, N.; Janota, S., *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. Macmillan, 1982.
- [3] Payri, F.; Desantes, J. M., *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Reverte, 2015.
- [4] Navarro, R., *A Numerical Approach for Predicting Flow-Induced Acoustics at Near-Stall Conditions in an Automotive Turbocharger Compressor*, 2014.
- [5] Lakshminarayana; Budugur, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*", [Recurso En-Línea], John Wiley & Sons, 2007.
- [6] Serrano Cruz, J. R., *Curvas Características, Apuntes de Clase*, Turbomáquinas Térmicas, Universidad Politécnica de Valencia, 2016.
- [7] Dixon, S.L.; Hall, C.A., *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Butterworth Heinemann, 2010 6th Edition.

ANEXOS

ANEXO I - SUMMARY REPORT (EXTRACTO INFORME)

Summary Report: C-M20-80krpm-59gs-MRF-RANS-conv-def

Propiedades de Simulación

+-7 Continua	Continua	4
+-1 inlet	Regions	[inlet]
	Interfaces	[In-place 2]
+-1 Models		
+-1 Polyhedral Mesher	Enable Mesh Expansion Control	false
+-2 Prism Layer Mesher	Stretching Function	Geometric Progression
	Stretching Mode	Stretch Factor
	Gap Fill Percentage	25.0
+-2 Reference Values		
+-1 Base Size	Value	12.0 mm
^-3 Volumetric Controls		
^-1 Volumetric Control 1	Parts	[Body 2]
+-1 Mesh Conditions		
+-1 Polyhedral Mesher	Customize Polyhedral Mesher	Enabled
^-2 Mesh Values		
^-1 Custom Size	Size Type	Relative to base

^-1 Relative Size	Percentage of Base	30.0
	Absolute Size	3.5999999999999996 mm
+-2 Physics 1	Regions	[estator.rotor, inlet, voluta.outlet]
	Interfaces	[In-place 1, In-place 2, In-place 3, In-place 4]
+-1 Models		
+-1 All y+ Wall Treatment	Iterative Ustar	false
+-2 Gas		
^-1 Air	Database Material	Air (Air) [Standard/Gases]
+-3 Gradients	Gradient Method	Hybrid Gauss-LSQ
+-4 Ideal Gas	Incompressible	false
+-5 K-Omega Turbulence		
+-6 Reynolds-Averaged Navier-Stokes		
+-7 Segregated Flow	Minimum Absolute Pressure	25000.0 Pa
	Flow Boundary Diffusion	true
	Unsteady Flux Dissipation Corrections	false
	Convection	2nd-order
+-8 Segregated Fluid Temperature	Secondary Gradients	On
	Convection	2nd-order

	Flow Boundary Diffusion	true
+-9 SST (Menter) K-Omega	Curvature Correction Option	Off
+-10 Steady		
+-11 Three Dimensional		
^-12 Turbulent		
+-3 rotor.estator	Regions	[estator.rotor]
	Interfaces	[In-place 2, In-place 4, In-place 1]
+-1 Models		
+-1 Polyhedral Mesher	Enable Mesh Expansion Control	true
+-2 Prism Layer Mesher	Stretching Function	Geometric Progression
	Stretching Mode	Stretch Factor
	Gap Fill Percentage	25.0
+-2 Reference Values		
+-1 Base Size	Value	3.0 mm
^-4 voluta	Regions	[voluta.outlet]
	Interfaces	[In-place 1, In-place 3]
+-1 Models		
+-1 Polyhedral Mesher	Enable Mesh Expansion Control	true
+-2 Prism Layer Mesher	Stretching Function	Geometric Progression

	Stretching Mode	Stretch Factor
	Gap Fill Percentage	25.0
+-2 Reference Values		
+-1 Base Size	Value	12.0 mm
^-3 Volumetric Controls		
^-1 Volumetric Control 1	Parts	[Body 2 2]
+-1 Mesh Conditions		
+-1 Polyhedral Mesher	Customize Polyhedral Mesher	Enabled
^-2 Mesh Values		
^-1 Custom Size	Size Type	Relative to base
^-1 Relative Size	Percentage of Base	30.0
	Absolute Size	3.5999999999999996 mm
+8 Regions	Regions	3
+-1 estator.rotor	Physics Continuum	Physics 1
	Parts	[fluid.rotor, fluid.estator]
	Type	Fluid Region
+-1 Boundaries	Boundaries	29
+-1 fluid.estator.interface.outlet.estator	Interfaces	In-place 1
	Part Surfaces	[fluid.estator.interface.outlet.estator]
	Type	Wall
+-2 fluid.estator.interface.outlet.estator [In-place 1]	Type	Internal Interface Boundary
+-3 fluid.estator.interior.outlet.rotor	Interfaces	In-place 4
	Part Surfaces	[fluid.estator.interior.outlet.rotor]

	Type	Wall
+4 fluid.estator. interior.outlet.rotor [In-place 4]	Type	Internal Interface Boundary
+5 fluid.estator.wall. lower.estator	Part Surfaces	[fluid.estator.wall.lower.estator]
	Type	Wall
+6 fluid.estator.wall. upper.estator	Part Surfaces	[fluid.estator.wall.upper.estator]
	Type	Wall
+7 fluid.rotor.inerior. outlet.rotor	Interfaces	In-place 4
	Part Surfaces	[fluid.rotor.inerior.outlet.rotor]
	Type	Wall
+8 fluid.rotor.inerior. outlet.rotor [In-place 4]	Type	Internal Interface Boundary
+9 fluid.rotor. interface.inlet.rotor	Interfaces	In-place 2
	Part Surfaces	[fluid.rotor.interface.inlet.rotor]
	Type	Wall
+10 fluid.rotor. interface.inlet.rotor [In-place 2]	Type	Internal Interface Boundary
+11 fluid.rotor. wall.blade-1	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.blade-1]
	Type	Wall
+3 Physics Conditions		
+1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+12 fluid.rotor. wall.blade-2	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.blade-2]
	Type	Wall
+3 Physics Conditions		
+1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+13 fluid.rotor. wall.blade-3	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.blade-3]
	Type	Wall
+3 Physics Conditions		

+-14 fluid.rotor.wall.blade-4	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.blade-4]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-15 fluid.rotor.wall.blade-5	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.blade-5]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-16 fluid.rotor.wall.blade-6	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.blade-6]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-17 fluid.rotor.wall.edges	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.edges]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-18 fluid.rotor.wall.rotor	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.rotor]
	Type	Wall
+-2 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-19 fluid.rotor.wall.rotor.back.plate	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.rotor.back.plate]
	Type	Wall
+-20 fluid.rotor.wall.rotor.base	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.rotor.base]
	Type	Wall
+-2 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame

+-21 fluid.rotor.wall.rotor.channel	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.rotor.channel]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-22 fluid.rotor.wall.rotor.detail	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.rotor.detail]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-23 fluid.rotor.wall.shroud	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.shroud]
	Type	Wall
+-24 fluid.rotor.wall.splitter-1	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.splitter-1]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-25 fluid.rotor.wall.splitter-2	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.splitter-2]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-26 fluid.rotor.wall.splitter-3	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.splitter-3]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-27 fluid.rotor.wall.splitter-4	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.splitter-4]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame

+-28 fluid.rotor.wall .splitter-5	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.splitter-5]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
` -29 fluid.rotor.wall splitter-6	Part Surfaces	[fluid.rotor.wall.splitter-6]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-2 inlet	Physics Continuum	Physics 1
	Parts	[fluid.inlet]
	Type	Fluid Region
+-1 Boundaries	Boundaries	5
+-1 fluid.inlet.inlet	Part Surfaces	[fluid.inlet.inlet]
	Type	Mass Flow Inlet
+-2 Physics Conditions		
+-1 Flow Direction Specification	Method	Boundary-Normal
+-2 Mass Flow Option	Specification Option	Mass Flow Rate
` -3 Physics Values		
+-1 Mass Flow Rate	Method	Constant
` -1 Constant	Value	0.0589406370336251 kg/s
+-2 Supersonic Static Pressure	Method	Constant
` -1 Constant	Value	100000.0 Pa
+-3 Total Temperature	Method	Constant
` -1 Constant	Value	292.135556735621 K
+-2 fluid.inlet.interface inlet.rotor	Interfaces	In-place 2
	Part Surfaces	[fluid.inlet.interface.inlet.rotor]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-3 fluid.inlet.interface inlet.rotor [In-place 2]	Type	Internal Interface Boundary

+4 fluid.inlet.wall.inlet.1	Part Surfaces	[fluid.inlet.wall.inlet.1]
	Type	Wall
+-2 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
^-5 fluid.inlet.wall.inlet.2	Part Surfaces	[fluid.inlet.wall.inlet.2]
	Type	Wall
+-3 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
^-3 voluta.outlet	Physics Continuum	Physics 1
	Parts	[fluid.voluta, fluid_outlet]
	Type	Fluid Region
+-1 Boundaries	Boundaries	11
+-1 fluid.voluta.interface.outlet.estator	Interfaces	In-place 1
	Part Surfaces	[fluid.voluta.interface.outlet.estator]
	Type	Wall
+-2 fluid.voluta.interface.outlet.estator [In-place 1]	Type	Internal Interface Boundary
+-3 fluid.voluta.interior.outlet.voluta	Interfaces	In-place 3
	Part Surfaces	[fluid.voluta.interior.outlet.voluta]
	Type	Wall
+-2 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-4 fluid.voluta.interior.outlet.voluta [In-place 3]	Type	Internal Interface Boundary
+-5 fluid.voluta.wall.lengua	Part Surfaces	[fluid.voluta.wall.lengua]
	Type	Wall
+-2 Physics Conditions		

+1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+6 fluid.voluta.wall.voluta	Part Surfaces	[fluid.voluta.wall.voluta]
	Type	Wall
+2 Physics Conditions		
+1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+7 fluid.voluta.wall.voluta.detail	Part Surfaces	[fluid.voluta.wall.voluta.detail]
	Type	Wall
+3 Physics Conditions		
+1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+8 fluid_outlet.interior.outlet.voluta	Interfaces	In-place 3
	Part Surfaces	[fluid_outlet.interior.outlet.voluta]
	Type	Wall
+2 Physics Conditions		
+1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+9 fluid_outlet.interior.outlet.voluta [In-place 3]	Type	Internal Interface Boundary
+10 fluid_outlet.outlet	Part Surfaces	[fluid_outlet.outlet]
	Type	Pressure Outlet
+2 Physics Conditions		
+1 Backflow Specification	Direction	Boundary-Normal
+2 Pressure Outlet Option	Option	None
` -3 Physics Values		
+1 Pressure	Method	Constant
` -1 Constant	Value	120400.0 Pa
+2 Static Temperature	Method	Constant
` -1 Constant	Value	392.07 K
` -11 fluid_outlet.wall.outlet	Part Surfaces	[fluid_outlet.wall.outlet]

	Type	Wall
+-2 Physics Conditions		
+-1 Reference Frame Specification	Option	Region Reference Frame
+-11 Solvers		
+-1 Partitioning	Solver Frozen	true
	Partitioning Method	Per-Region
+-2 Wall Distance	Solver Frozen	false
+-3 Segregated Flow	Freeze Flow	false
+-1 Velocity	Under-Relaxation Factor	0.7
+-1 Under-Relaxation Factor Ramp	Ramp Method	Linear Ramp
+-2 Pressure	Under-Relaxation Factor	0.3
+-1 Under-Relaxation Factor Ramp	Ramp Method	Linear Ramp
+-4 Segregated Energy	Solver Frozen	false
	Fluid Under-Relaxation Factor	0.9
+-1 Fluid Under-Relaxation Factor Ramp	Ramp Method	Linear Ramp
+-5 K-Omega Turbulence	Solver Frozen	false
	Under-Relaxation Factor	0.8

+-1 Under-Relaxation Factor Ramp	Ramp Method	Linear Ramp
^-6 K-Omega Turbulent Viscosity	Solver Frozen	false
	Under-Relaxation Factor	1.0
+-12 Stopping Criteria		
+-1 Maximum Steps	Enabled	true
	Maximum Steps	1500
	Logical Rule	Or
	Criterion Satisfied	true
^-2 Stop File	Enabled	true
	Stop Inner Iterations	true
	Path	ABORT
	Logical Rule	Or
	Criterion Satisfied	false
+-19 Coordinate Systems		
^-1 Laboratory		
^-1 Local Coordinate Systems		
+-1 CylindricalInlet	Radial Axis Direction	[1.0, 0.0, 0.0]
	Tangential Axis Direction	[0.0, 1.0, 0.0]

		Axial Axis Direction	[0.0, 0.0, 1.0]
		Origin	[0.0, 0.0, 0.0] m,m,m
		Reference System	Laboratory
	+-2	CylindricalOutlet	Radial Axis Direction
			[-0.98494704885436, -0.1519133245121696, 0.08247213340727484]
		Tangential Axis Direction	[0.17279546071522206, 0.8526469045088102, 0.49308719815845775]
		Axial Axis Direction	[0.004586906288691738, -0.4999155909423152, 0.8660619852086191]
		Origin	[0.012105510252268472, -0.07422767117498741, 0.06288120405062146] m,m,m
		Reference System	Laboratory
+-22 Field Functions			
	+-3	customRelVel	Function Name
			customRelVel
		Inverse Distance Weight	false
		Type	Vector
		Assembly Code	\$\$RelativeVelocity}
		Definition	\$\$RelativeVelocity
		Ignore Boundary Values	false
	+-4	Flujo Entalpico	Function Name
			Flujo Entalpico

	Type	Scalar
	Assembly Code	(* $\{\text{FaceFlux}\}$ $\{\text{TotalEnthalpy}\}$)
	Definition	$\{\text{FaceFlux}\} * \{\text{TotalEnthalpy}\}$
+-5 Incidence Angle	Function Name	Angulo Incidencia Beta
	Type	Scalar
	Assembly Code	(/ (* (abs (atan (/ $\{\text{customRelVel}\}$ ("Laboratory.CylindricalInlet")[2] (+ $\{\text{customRelVel}\}$ ("Laboratory.CylindricalInlet")[1] 1e-06)))) 180) 3.14159)
	Definition	abs(atan($\{\text{customRelVel}\}$ (@CoordinateSystem("Laboratory.CylindricalInlet"))[2]/($\{\text{customRelVel}\}$ (@CoordinateSystem("Laboratory.CylindricalInlet"))[1] +1e-6)))*180/(3.141592)
+-28 Motions		
+-1 Rotation	Axis Direction	[0.0, 0.0, 1.0]
	Axis Origin	[0.0, 0.0, 0.0] m
	Rotation Rate	-158776.0 rpm
	Coordinate System	Laboratory
	Managed Coordinate Systems	∅
^-1 Superposing Motions		

^-2 Stationary		
+--29 Reference Frames		
+-1 Lab Reference Frame		
+-2 ReferenceFrame for Rotation	Axis Direction	[0.0, 0.0, 1.0]
	Axis Origin	[0.0, 0.0, 0.0] m
	Rotation Rate	-16626.983838879103 radian/s
	Coordinate System	Laboratory
^-3 Rotating	Axis Direction	[0.0, 0.0, 1.0]
	Axis Origin	[0.0, 0.0, 0.0] m
	Rotation Rate	-79450.0 rpm
	Coordinate System	Laboratory
^-1 Relative Reference Frames		

Solution

Accumulated CPU Time over all processes (s) 12709.75699999921

Elapsed Time (s) 3188.4300394092

Iterations 1500

