

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería de la Energía

Diseño y Análisis de una Turbina Radial para el Grupo de Sobrealimentación de un Motor Alternativo

Autor: Alejandro Jurado Villarán

Tutor: Prof. Dr. D. David Sánchez Martínez

Dep. de Ingeniería Energética
Grupo de Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla



Sevilla, 2018



GMTS | GRUPO DE MÁQUINAS Y MOTORES
TÉRMICOS DE SEVILLA

Proyecto Fin de Grado
Ingeniería de la Energía

Diseño y Análisis de una Turbina Radial para el Grupo de Sobrealimentación de un Motor Alternativo

Autor:

Alejandro Jurado Villarán

Tutor:

Prof. Dr. D. David Sánchez Martínez

Catedrático de Máquinas y Motores Térmicos

Dep. de Ingeniería Energética
Grupo de Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Proyecto Fin de Grado: Diseño y Análisis de una Turbina Radial para el Grupo de Sobrealimentación de un Motor Alternativo

Autor: Alejandro Jurado Villarán

Tutor: Prof. Dr. D. David Sánchez Martínez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

A mis padres.

Agradecimientos

Tanto este TFG como toda la carrera son fruto de esfuerzo y dedicación, pero también de un cúmulo de circunstancias, experiencias y, por supuesto, de personas que me han acompañado a lo largo de este camino.

Me gustaría agradecer el apoyo antes que nada a mi madre, mi padre, mi hermano y toda mi familia por la educación y los valores que me han transmitido. A Ro, por aguantarme. Dar las gracias también a todos los profesores que he tenido el placer de disfrutar en esta escuela, especialmente al tutor de este trabajo, David Sánchez, por su ayuda tanto académica como extraacadémica. Y por último a las personas que han estado a mi lado durante estos cuatro años: mis compañeros; por su amistad, por su actitud y por enseñarme que siempre queda algo por aprender.

Alejandro Jurado Villarán

Sevilla, 2018

Este Trabajo de Fin de Grado se encuadra dentro de la intensificación de Sistemas de Producción de Potencia del Grado de Ingeniería de la Energía, en particular dentro de la asignatura de Turbomáquinas Térmicas, en la cual se realiza un amplio estudio de las distintas máquinas junto con los principios de funcionamiento y los parámetros fundamentales que rigen su comportamiento. El objetivo de este trabajo es profundizar en la materia permitiendo comprobar mediante el diseño de una turbina radial como existe una fuerte relación entre la geometría de la máquina, sus prestaciones y los parámetros mencionados anteriormente.

La metodología seguida para la obtención de un diseño óptimo está basada en el uso del software AxSTREAM de la compañía SoftInWay, una herramienta que permite obtener, analizar y editar soluciones para diferentes tipos de turbomáquinas a partir de unas determinadas condiciones de contorno.

El trabajo consta de una primera parte donde justifica su interés y realiza una introducción a las turbomáquinas. Continúa con un desarrollo de la teoría de turbinas radiales y recomendaciones de diseño para estas. Posteriormente en la parte central del trabajo, se describen el proceso de diseño de una turbina radial en AxSTREAM, software que previamente se ha definido y explicado. Una vez se obtienen las soluciones, estas son estudiadas y analizadas con ayuda de los parámetros estudiados en turbomáquinas térmicas, discutiendo los resultados obtenidos. También se realiza un estudio fuera del punto de diseño de estas soluciones para finalmente escoger la más adecuada para nuestra aplicación. Por último, se realiza un cálculo de línea media de la solución definitiva. Finalmente se incluye una evaluación del diseño final analizando todos sus aspectos, y como cierre, se presentan una serie de conclusiones y posibles desarrollos futuros a partir de este trabajo.

Abstract

This Final Degree Project is part of the intensification of Power Production Systems of the Degree in Energy Engineering, in particular within the subject of Thermal Turbomachines, in which an extensive study of the different machines is carried out including operating principles and the fundamental parameters that govern their behavior. The aim of this work is to deepen in this matter designing a radial turbine and learning the strong relationship between the geometry of the machine, its performance and the parameters mentioned above. For it, the proposed objective is the design and subsequent analysis of a radial turbine of the supercharging group for an alternative engine located in a tourism.

The methodology followed to obtain a valid design is based on the use of AxSTREAM software from SoftInWay, a tool that allows obtaining, analyzing and editing solutions for different types of turbomachinery from certain boundary conditions.

The work consists of a first part where it is justified his interest and it is made an introduction to the turbomachinery. It continues with a development of the theory of radial turbines and design recommendations for these. The central part of the work is shown later where the steps followed to arrive at the design of a radial turbine in AxSTREAM are described. Once the solutions are obtained, they are studied and analyzed with the help of the parameters studied in Thermal Turbomachines, discussing the results obtained. A study is also carried out outside the design point of these solutions to finally choose the most suitable for our application. Finally, an evaluation of the final design is including its matching with the compressor, and a series of conclusions and possible future developments from this work.

AGRADECIMIENTOS	IX
RESUMEN	XI
ABSTRACT	XIII
ÍNDICE	XV
ÍNDICE DE FIGURAS	XVII
ÍNDICE DE TABLAS	XIX
NOTACIÓN	XXI
1 INTRODUCCIÓN	12
1.1 JUSTIFICACIÓN DEL TRABAJO	12
1.2 TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS	12
1.1.1 DEFINICIÓN	12
1.1.2 PARTES DE UNA TURBOMÁQUINA	12
Partes rotativas	12
Partes fijas	13
1.1.3 CLASIFICACIÓN	13
1.3 ECUACIÓN DE EULER	14
2 TURBINAS RADIALES	18
2.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES	18
2.2 ECUACIONES GENERALES Y DIAGRAMA H-S	19
2.3 TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES	20
2.4 APLICACIONES	21
2.1.1 ESTADO DEL ARTE DE LOS GRUPOS DE SOBREALIMENTACIÓN	21
2.1.1.1 Funcionamiento	21
2.1.1.2 Evolución de la tecnología	22
3 DISEÑO DE TURBINAS CENTRÍPETAS	24
3.1 RECOMENDACIONES GENERALES DE DISEÑO	24
3.1.1 VELOCIDAD MERIDIANA Y VELOCIDAD DE SALIDA	24
3.1.2 ÁNGULO DE ENTRADA DEL RODETE	24

3.1.3	RELACIÓN CINEMÁTICA DE VELOCIDADES	25
3.1.4	RELACIONES GEOMÉTRICAS RECOMENDADAS PARA EL DISEÑO	25
3.2	MAPA DE BALJE	25
4	AXSTREAM	28
4.1	FUNDAMENTOS	28
4.2	ESTRUCTURA DEL SOFTWARE	28
5	PROCESO DE PREDISEÑO DE UNA TURBINA CENTRÍPETA	32
5.1	CONDICIONES DE PARTIDA	32
5.1.1	CONDICIONES IMPUESTAS POR EL MOTOR ALTERNATIVO	33
5.1.2	RELACIONES GEOMÉTRICAS	34
5.2	DISEÑO PREELIMINAR: ESTUDIO DEL ESPACIO DE DISEÑO	36
5.1.3	EFFECTOS SOBRE LA GEOMETRÍA DE LA MÁQUINA	37
	Coefficiente de flujo	37
	Coefficiente de carga	38
	Grado de reacción	39
5.1.4	EFFECTOS SOBRE LAS PRESTACIONES	40
	Coefficiente de flujo	40
	Coefficiente de carga	40
	Grado de reacción	41
5.3	ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO FUERA DE DISEÑO: MAPAS DE COMPORTAMIENTO	41
5.4	ESTUDIO DE LA LÍNEA MEDIA. ESTUDIO UNIDIMENSIONAL.	44
6	EVALUACIÓN DEL DISEÑO FINAL OBTENIDO	46
6.1	COMPORTAMIENTO GLOBAL	46
6.2	COMPORTAMIENTO AERO-TERMODINÁMICO.	47
6.1.1	TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD	47
6.1.2	DIAGRAMA H-S	48
6.1.3	PÉRDIDAS	48
6.3	GEOMETRÍA FINAL	49
6.4	CURVA CARACTERÍSTICA	51
6.5	ACOPLAMIENTO CON EL TURBOCOMPRESOR	52
7	CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS	54
7.1	CONCLUSIONES	54
	El diseño de una turbomáquina no presenta una única solución cerrada	54
	Este trabajo es solo una etapa inicial del diseño completo de una turbomáquina real	54
	El objetivo final se cumple: Existe un aumento real de la potencia en el motor alternativo	55
7.2	DESARROLLOS FUTUROS	55
	Uso de las herramientas “profiler and blade design” y “radial blade design”	55
	Análisis con un CFD	56
BIBLIOGRAFÍA		58
ANEXO I: CÁLCULOS		60

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. ESCALONAMIENTO BÁSICO DE UNA TURBOMÁQUINA (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	12
FIGURA 1.2. CLASIFICACIÓN TURBOMÁQUINAS	14
FIGURA 1.3. TUBO DE CORRIENTE DE REFERENCIA EN UNA TURBOMÁQUINA ELEMENTAL EN DISTINTOS INSTANTES (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	14
FIGURA 1.4. DESCOMPOSICIÓN DE VELOCIDADES: ABSOLUTA, RELATIVA Y PERIFÉRICA EN LA ENTRADA Y LA SALIDA DEL TUBO DE CORRIENTE (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	15
FIGURA 1.5. LÍNEAS DE CORRIENTE DEL FLUJO ENTRE DOS ÁLABES CONSECUTIVOS (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	16
FIGURA 1.6. DESCOMPOSICIÓN DE LA VELOCIDAD EN SUS COMPONENTES REALTIVA Y DE ARRASTRE A LA ENTRADA Y LA SALIDA DEL TUBO DE CORRIENTE (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	17
FIGURA 2.1. ESQUEMA DE UNA TURBINA RADIAL CENTRÍPETA A 90° (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	18
FIGURA 2.2. ESQUEMA DE UNA TURBINA RADIAL CANTILEVER (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	18
FIGURA 2.3. DIAGRAMA H-S DE LA EVOLUCIÓN DEL FLUJO EN UNA TURBINA RADIAL CENTRÍPETA (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	19
FIGURA 2.4. TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD EN UNA TURBINA RADIAL CENTRÍPETA A LA ENTRADA Y LA SALIDA DEL RÓTOR RESPECTIVAMENTE (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	20
FIGURA 2.5. ESQUEMA DE UN TURBO	21
FIGURA 2.6. GRUPO DE SOBREALIMENTACIÓN REAL (WWW.MOTORPASION.ES)	21
FIGURA 2.7. MAPA DE COMPORTAMIENTO DE UN TURBOCOMPRESOR (WWW.TURBOBYGARRET.COM)	22
FIGURA 2.8. TURBO CON DOS ESPIRALES DE ENTRADA A LA TURBINA (WWW.MOTORPASION.ES)	23
FIGURA 2.9. TURBO DE GEOMETRÍA VARIABLE (WWW.MOTORPASION.ES)	23
FIGURA 3.1. VARIACIÓN DE LOS DISTINTOS PARÁMETROS CON EL ÁNGULO DE ENTRADA AL RODETE (SÁNCHEZ LENCERO, MUÑOZ BLANCO, & JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, 2004)	24
FIGURA 3.2. MAPA DE BALJE PARA TURBINAS (BALJE, 1981)	26
FIGURA 4.1. AXSTREAM: MENÚ DE NUEVO PROYECTO	28
FIGURA 4.2. AXSTREAM: BARRA DE HERRAMIENTA	28
FIGURA 4.3. AXSTREAM: MENÚ DEL ARBOL DEL PROYECTO	29
FIGURA 4.4. AXSTREAM: VISOR	29
FIGURA 4.5. AXSTREAM: MENÚ DEL DISEÑO PREELIMINAR	30
FIGURA 4.6. AXSTREAM: GENERADOR DE CURVAS Y MAPAS	31
FIGURA 5.1. AXSTREAM: VENTANA DE PARÁMETROS DE DISEÑO	32
FIGURA 5.2. AXSTREAM: VENTANA DE AJUSTES DEL MÓDULO	32
FIGURA 5.3. AXSTREAM: VENTANA DE PÁMETROS DE DISEÑO	33
FIGURA 5.4. MAPA DE DISEÑO CON LAS SOLUCIONES VÁLIDAS	36
FIGURA 5.5. GEOMETRÍA DE LA SOLUCIÓN 128	37
FIGURA 5.6. GEOMETRÍA DE LA SOLUCIÓN 170	37
FIGURA 5.8. VARIACIÓN DE LA DEFLEXIÓN DEL FLUJO A LO LARGO DE LA MÁQUINA Y TRIÁNGULO DE VELOCIDADES DE LA SOLUCIÓN 253	38
FIGURA 5.7. VARIACIÓN DE LA DEFLEXIÓN DEL FLUJO A LO LARGO DE LA MÁQUINA Y TRIÁNGULO DE VELOCIDADES DE LA SOLUCIÓN 241	38
FIGURA 5.9. VARIACIÓN DE LA ENTALPÍA DEL FLUIDO A LO LARGO DE LA MÁQUINA EN LA SOLUCIÓN 15	39
FIGURA 5.10. VARIACIÓN DE LA ENTALPÍA DEL FLUIDO A LO LARGO DE LA MÁQUINA EN LA SOLUCIÓN 51	39
FIGURA 5.11. RENDIMIENTO TOTAL A ESTÁTICO FRENTE A COEFICIENTE DE FLUJO DE LA TURBINA	40
FIGURA 5.12. RENDIMIENTO TOTAL A ESTÁTICO FRENTE A COEFICIENTE DE CARGA DE LA TURBINA	40
FIGURA 5.13. RENDIMIENTO TOTAL A ESTÁTICO FRENTE A GRADO DE REACCIÓN DE LA TURBINA	41
FIGURA 5.14. VENTANAS DE DISEÑO DEL EXPERIMENTO DEL EDITOR DE MAPAS	42
FIGURA 5.15. VENTANAS DE AJUSTES DEL EXPERIMENTO DEL EDITOR DE MAPAS	43

FIGURA 5.16. CURVAS DE RENDIMIENTO FRENTE A GASTO DE LAS SOLUCIONES 128 (AZUL), 75 (VERDE), 91 (AMARILLO), 115 (ROJO) Y 170 (ROSA).	43
FIGURA 5.17. VENTANA PRINCIPAL DE LA HERRAMIENTA DE CÁLCULO DE LÍNEA MEDIA	44
FIGURA 5.18. VENTANA DE AJUSTES DEL CALCULO DE LÍNEA MEDIA	44
FIGURA 6.1. VENTANA PRINCIPAL DE ÁRBOL DEL PROYECTO	46
FIGURA 6.2. TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD A LA ENTRADA DEL ESTÁTOR (IZQUIERDA), ENTRADA DEL ROTOR (CENTRO) Y SALIDA DEL RÓTOR (DERECHA) DEL DISEÑO FINAL	47
FIGURA 6.3. DIAGRAMA H-S DEL DISEÑO FINAL	48
FIGURA 6.4. DIAGRAMA DE SANKEY DEL BALANCE ENERGÉTICO EN LA TURBINA	49
FIGURA 6.5. ESQUEMA DE LA GEOMETRÍA DEL DISEÑO FINAL	49
FIGURA 6.6. DISTINTAS VISTAS EN 3D DEL DISEÑO FINAL	50
FIGURA 6.7. CURVA CARACTERÍSTICA DEL DISEÑO FINAL	51
FIGURA 6.8. CURVA CARACTERÍSTICA RENDIMIENTO CON ZONAS DE ISORENDIMIENTO A COLOR DEL DISEÑO FINAL	51
FIGURA 7.1. SISTEMA DE DISEÑO DE UNA TURBOMÁQUINA (CONCEPTS NREC)	54
FIGURA 7.2. VENTANA DE LA HERRAMIENTA "PROFILER AND BLADE DESIGN"	55
FIGURA 7.3. VENTANA DE LA HERRAMIENTA "RADIAL BLADE DESIGN"	56
FIGURA 7.4. ESTUDIO DE UNA TURBOMÁQUINA MEDIANTE UN CFD	56

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. FICHA TÉCNICA DEL MOTOR DEL BMW 180D MODELO 2004 (WWW.MOTOR.ES)	33
TABLA 2. PARÁMETROS A INTRODUCIR PARA EL PREDISEÑO	35
TABLA 3. SOLUCIONES ESCOGIDAS PARA EL ANÁLISIS DE COMPORTAMIENTO FUERA DE DISEÑO Y SUS PARÁMETROS MÁS REPRESENTATIVOS	42
TABLA 4. PROPIEDADES GLOBALES DEL DISEÑO FINAL	46
TABLA 5. INFORMACIÓN SOBRE LA GEOMETRÍA DEL ESTÁTOR Y DEL ROTOR DEL DISEÑO FINAL	50

Notación

α	Ángulo absoluto del flujo
β	Ángulo relativo del flujo
c	Velocidad absoluta del flujo
C_p	Calor específico
D	Diámetro
η	Rendimiento
\vec{F}	Fuerza
F	Dosado
Γ	Momento de la cantidad de movimiento
γ	Coefficiente de dilatación adiabática (gamma)
h	Entalpía
h_o	Entalpía de remanso
h_s	Entalpía isentrópica
M	Par
m	Masa
\dot{m}	Gasto másico
N	Número de revoluciones por minuto
ω	Velocidad angular
PCI	Poder calorífico superior
p	Presión
Φ	Coefficiente de flujo
Ψ	Coefficiente de carga
Q	Caudal
R	Grado de reacción
r	Radio
RC	Relación de compresión
RE	Relación de expansión
R_g	Constante de los gases ideales
ρ	Densidad
s	Entropía
T	Temperatura
t	Tiempo
u	Velocidad periférica
W	Trabajo
W_e	Trabajo específico
\dot{W}	Potencia
w	Velocidad relativa del fluido

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Justificación del trabajo

La industria automovilística es, hoy en día, una de las de mayor peso a nivel mundial. El desarrollo en este campo está actualmente centrado en la reducción del consumo y de las emisiones, por lo que existe una clara tendencia al “downsizing”. Como consecuencia, la sobrealimentación ha experimentado un gran desarrollo tanto en motores diésel como de gasolina.

En conclusión, el conocimiento, diseño y análisis de estos grupos de sobrealimentación, especialmente de sus componentes principales (turbocompresor y turbina), tiene un alto valor añadido en la industrial actual y supone una gran ventaja respecto a desarrollos futuros.

1.2 Turbomáquinas térmicas

1.1.1 Definición

Una máquina de fluido puede definirse como un conjunto de elementos mecánicos que permite intercambiar energía mecánica con el exterior (generalmente a través de un eje), a partir de la energía contenida en el fluido que lo atraviesa.

Si además el fluido atraviesa la máquina de forma continua y su volumen específico es variable estamos ante una turbomáquina térmica.

1.1.2 Partes de una turbomáquina

Una turbomáquina consta de diversas partes y accesorios dependiendo de su tipo, aplicación y diseño. Sin embargo, la mayoría de las turbomáquinas comparten la característica de tener partes estáticas y rotativas; y dentro de estos conjuntos se encuentran diversos elementos, los cuales muchas turbomáquinas comparten. Una enumeración competente puede ser la siguiente:

Partes rotativas

- **Rotor:** O rodete, es el corazón de toda turbomáquina y el lugar donde se da el intercambio energético con el fluido. Está constituido por un disco que funciona como soporte a los álabes. La geometría con la cual se realizan los álabes es fundamental para permitir el intercambio energético con el fluido; sobre éstas reposa parte importante del rendimiento global de toda la turbomáquina y el tipo de cambio energético generado (si la energía será transferida por cambio de presión o velocidad).

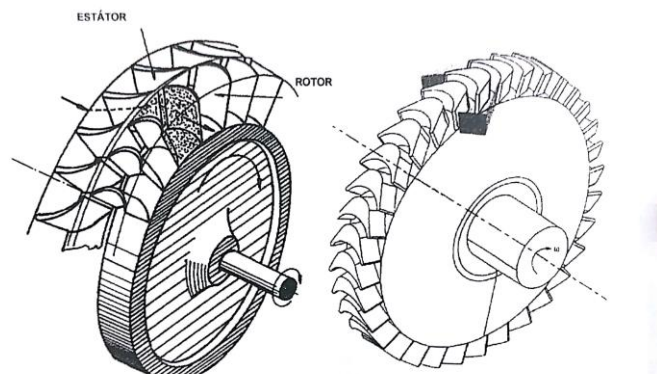


Figura 1.1. Escalonamiento básico de una turbomáquina (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

- **Eje:** Tiene la doble función de transmitir potencia (desde o hacia la máquina) y ser el soporte sobre el que yace el rotor. En el caso de las turbomáquinas generadoras este siempre está conectado a alguna clase de motor, como puede ser un motor eléctrico, o incluso una turbina como es común en los turborreactores, muchas veces entre el árbol y el motor que mueve a la turbomáquina se encuentra

algún sistema de transmisión mecánica, como puede ser un embrague o una caja reductora. En el caso de las turbomáquinas motoras, es frecuente encontrar un generador eléctrico al otro extremo del árbol, o incluso hay árboles largos que soportan al rotor en el medio y en un extremo se encuentra una turbomáquina motora y al otro un generador.

Partes fijas

Al conjunto de todas las partes estáticas de la turbomáquina se le suele denominar estátor, este suele estar compuesto por:

- **Entradas y salidas:** Estas partes son comunes en todas las turbomáquinas, pero pueden variar de en su forma y geometría entre ellas. Existen turbomáquinas generadoras de doble admisión, es decir, que tienen dos entradas diferenciadas y una salida única de fluido. Estas partes pueden constar de una brida en el caso de la mayoría de las bombas y compresores. El distribuidor, es el encargado de conducir el fluido desde la sección de entrada hacia el rodete. Por otro lado, el difusor es un elemento que se encuentra a la salida del rodete y que disminuye la velocidad del fluido, además de acondicionarlo hidráulicamente para su conducción.
- **Álabes directrices:** Son álabes fijos al estator, por los cuales pasa el fluido de trabajo antes o después de pasar al rotor para realizar el intercambio energético. Muchas turbomáquinas carecen de ellos, pero en aquellas donde sí figuran estos son de vital importancia. En las turbomáquinas motoras se encargan de dirigir el fluido en un cierto ángulo, así como acelerarlo para optimizar el funcionamiento de la máquina. En las turbomáquinas generadoras se encuentran a la salida del rotor. Los álabes directores también pueden llegar a funcionar como reguladores de flujo, abriéndose o cerrándose a modo de válvula para regular el caudal que entra a la máquina.
- **Cojinetes y rodamientos:** Son elementos que permiten el movimiento del eje mientras lo mantienen solidario a la máquina y pueden variar de tipos y tamaños.
- **Sellos:** Son dispositivos que impiden la salida del fluido de la turbomáquina. Cumplen una función crítica tanto en los acoplamientos móviles como en los rodamientos. Pueden variar de tipos y ubicación dentro una turbomáquina a otra.

1.1.3 Clasificación

Las turbomáquinas térmicas se pueden clasificar de acuerdo a diversos criterios:

- Según el sentido del flujo de energía:
 - **Motoras:** El fluido cede su energía a la máquina. Estas máquinas se conocen como turbinas.
 - **Generadoras:** La máquina entrega energía al fluido. Estas máquinas se conocen como turbocompresores.
- Según la trayectoria seguida por el fluido através del rotor:
 - **Radiales:** La trayectoria es principalmente perpendicular al eje. Máquinas centrífugas o centrípetas según la dirección del movimiento.
 - **Axiales:** La trayectoria es fundamentalmente paralela al eje de rotación.
 - **Mixtas:** Flujo diagonal respecto del eje de rotación.
- Según el cambio de presión en el rotor:
 - **Acción:** La entalpía del fluido se mantiene constante a su paso por el rotor.
 - **Reacción:** La entalpía del fluido cambia a su paso por el rotor.
- Según el tipo de admisión:
 - **Total:** El fluido accede a la máquina a través de toda la sección de entrada.
 - **Parcial:** Parte de la sección de entrada no está disponible para el paso del fluido.

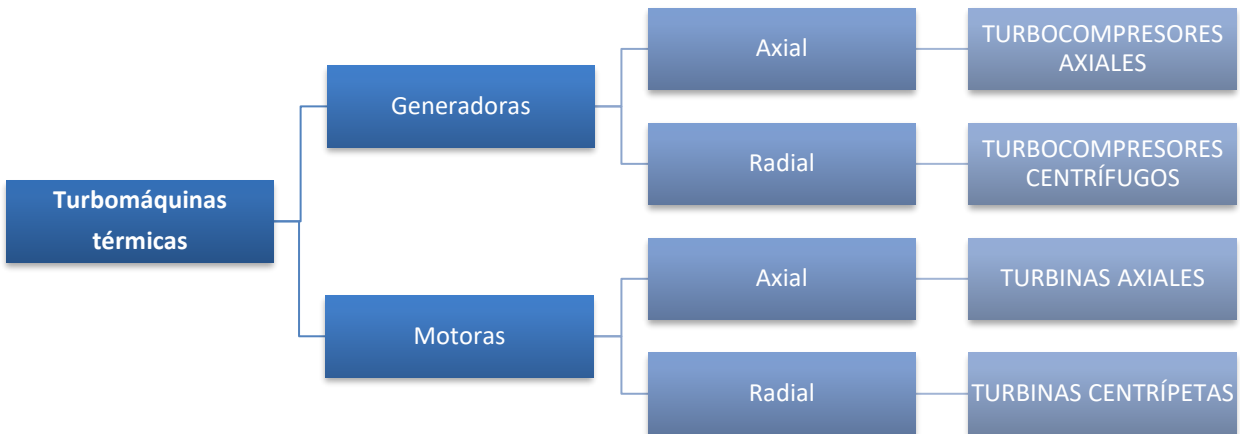


Figura 1.2. Clasificación turbomáquinas

1.3 Ecuación de Euler

Se denomina ecuación de Euler a la ecuación fundamental que describe el comportamiento de una turbomáquina bajo la aproximación de flujo unidimensional. Se obtiene mediante el siguiente desarrollo:

El canal AC (rótór) rota en torno al eje OZ mientras el fluido circula por él.

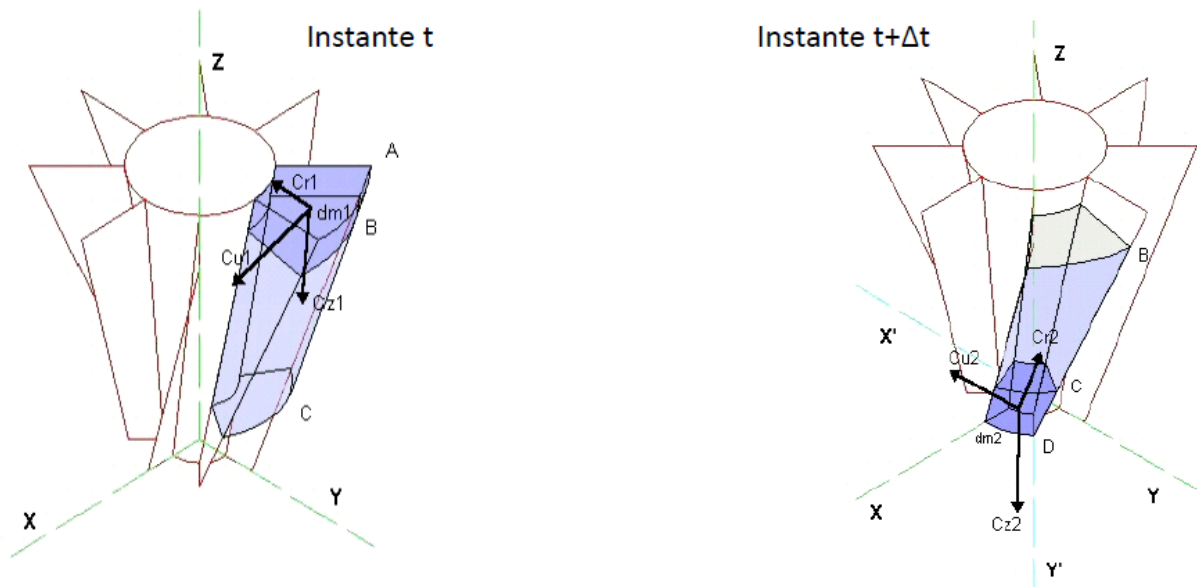


Figura 1.3. Tubo de corriente de referencia en una turbomáquina elemental en distintos instantes (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

Para cada partícula fluida, se descompone la velocidad en tres componentes según un sistema de coordenadas cilíndricas.

- c_r : componente radial de la velocidad.
- c_u : componente tangencial de la velocidad.
- c_z : componente axial de la velocidad.

Teorema del momento cinético:

“La derivada temporal del momento de la cantidad de movimiento de un sistema que gira respecto a un eje es igual al momento, respecto de dicho eje, de las fuerzas que actúan sobre el sistema.”

$$\frac{d\vec{I}}{dt} = \frac{d(\vec{r} \wedge \vec{c})}{dt} = \sum \vec{r} \wedge \vec{F} \quad (1)$$

Entre los instantes t y $t+\Delta t$ la masa de fluido evoluciona desde AC hasta BD dentro del canal. La variación del momento cinético del fluido, respecto del eje de rotación OZ, es:

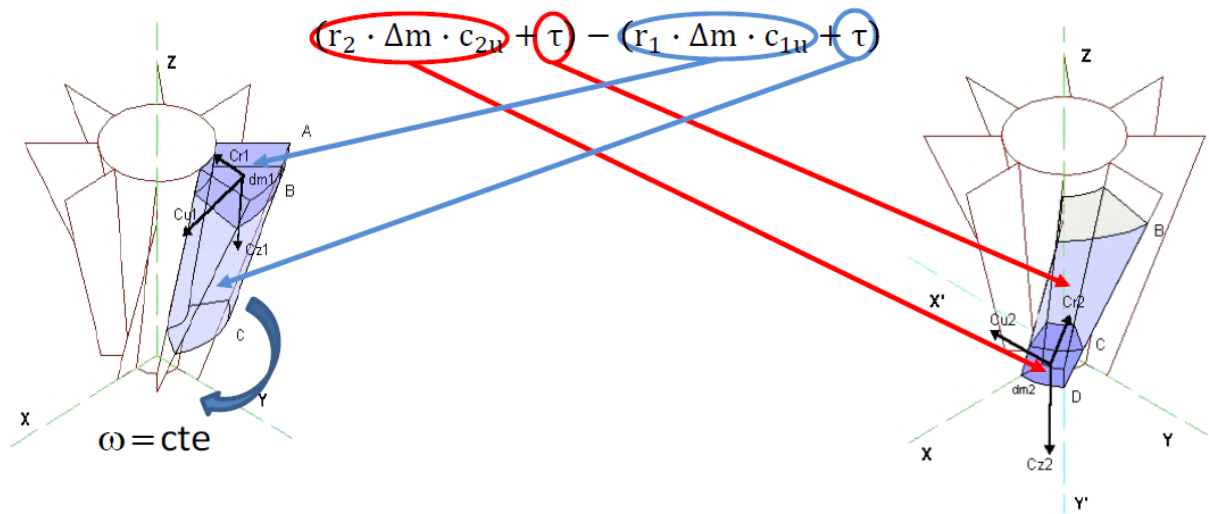


Figura 1.4. Descomposición de velocidades: absoluta, relativa y periférica en la entrada y la salida del tubo de corriente (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

La única componente de la velocidad que produce momento respecto de OZ es c_u .

Si la velocidad de rotación es constante, el momento cinético de la masa de fluido en el tramo BC del conducto (denominada τ) no varía entre t y $t+\Delta t$.

Tomando límite respecto del tiempo:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{(r_2 \cdot \Delta m \cdot c_{2u} + \tau) - (r_1 \cdot \Delta m \cdot c_{1u} + \tau)}{\Delta t} \rightarrow \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta t} (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) = \dot{m}(r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \quad (2)$$

Denominando M_z al par resultante de las fuerzas que actúan sobre el fluido entre A y C:

$$M_z = \dot{m} (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \rightarrow M_{mz} = \dot{m} (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) \quad (3)$$

M_{mz} es, por el principio de acción y reacción, el par motor producido por la resultante de las fuerzas que el fluido ejerce sobre la superficie del canal.

La potencia transmitida por el eje de la turbomáquina cuando gira con velocidad ω es $M \cdot \omega$:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot \omega \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \quad (4)$$

$$u = \omega \cdot r \quad (5)$$

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \quad (6)$$

La potencia de una turbomáquina también puede expresarse en función del gasto másico y el trabajo específico (trabajo por unidad de masa):

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot W_e \rightarrow W_e = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} \quad (7)$$

Esta ecuación recibe el nombre de ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler. Las velocidades u_1 y u_2 son las periféricas de entrada y de salida del rotor respectivamente mientras c_{1u} y c_{2u} son las velocidades absolutas en sentido tangencial. Se comprueba analíticamente como, en este caso (máquina generadora) un incremento en la velocidad tangencial en rotor se corresponde con un aumento en el trabajo específico de la turbomáquina. Esto está directamente relacionado con la deflexión del flujo dentro de la máquina, tal y como está representado en la siguiente figura.

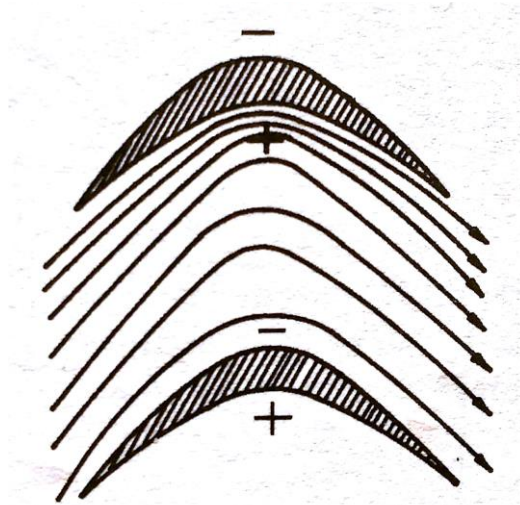


Figura 1.5. Líneas de corriente del flujo entre dos álabes consecutivos (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

Significado físico:

- La deflexión de la corriente a su paso por los álabes incrementa la presión en la cara cóncava y la disminuye en la convexa.
- La fuerza resultante debida a la diferencia de presiones entre ambas caras del álabe es el origen del par motor.

Ecuación de la energía referida a ejes fijos y móviles:

Considérese una nueva descomposición de la velocidad c en sus componentes relativa w (respecto del tubo de corriente) y de arraste u (debida al giro de este). Así, en las secciones de entrada y salida, mostradas en la siguiente figura, se puede establecer:

$$\vec{w} = \vec{c} - \vec{u} \quad (8)$$

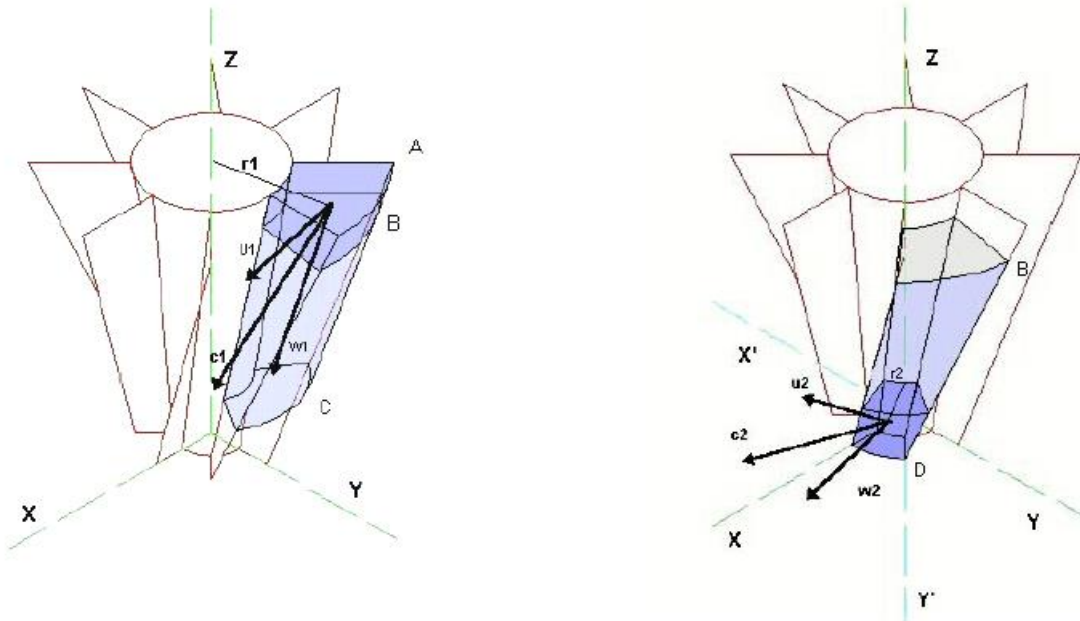


Figura 1.6. Descomposición de la velocidad en sus componentes relativa y de arraste a la entrada y la salida del tubo de corriente (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

Mediante las relaciones geométricas que se cumplen en los triángulos de velocidades y sustituyendo en la ecuación del trabajo específico, resulta:

$$W_e = \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right) + \left(\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right) \quad (9)$$

Según esta última ecuación el trabajo obtenido, dado que se trata de una turbomáquina motora, procede por una parte de la disminución de la energía cinética del fluido que atraviesa el rotor (primer término), y por otra, de la disminución de entalpía del fluido.

Este último término consta a su vez de dos miembros. El primero representa la energía cedida al rotor por la expansión que tiene lugar en el mismo mientras que el segundo muestra los efectos de las fuerzas centrífugas. Este término tiene un gran peso en máquinas radiales ya que, dependiendo el sentido del flujo, puede ser positivo o negativo.

2 TURBINAS RADIALES

2.1 Características generales

Las turbinas de flujo radial pueden ser centrífugas o centrípetas. Las primeras tienen desventaja frente a las segundas, siendo la más importante su bajo trabajo específico por escalonamiento. Es por eso que la turbina escogida para el grupo de sobrealimentación es de tipo centrípeta.

En las turbinas centrípetas se transfiere energía del fluido al rotor al pasar de un radio grande a un radio pequeño. Como se expuso en el apartado anterior, para conseguir una mayor producción de trabajo, el producto de $u \cdot c_\theta$ a la entrada del rotor debe ser mayor que $u \cdot c_\theta$ a la salida del mismo. Esto se consigue normalmente creando una gran componente tangencial de velocidad a la entrada del rotor, utilizando toberas con o sin álabes, y una pequeña o nula componente tangencial del flujo de salida.

Entre las turbinas centrípetas se distinguen las turbinas “cantilever” y las “centrípetas a 90°”. Estas últimas son las que se conocen con el nombre genérico de turbinas centrípetas.

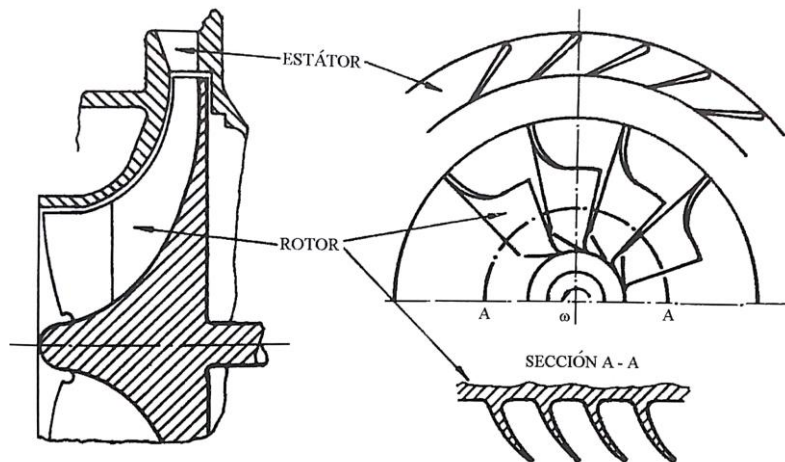


Figura 2.1. Esquema de una turbina radial centrípeta a 90° (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

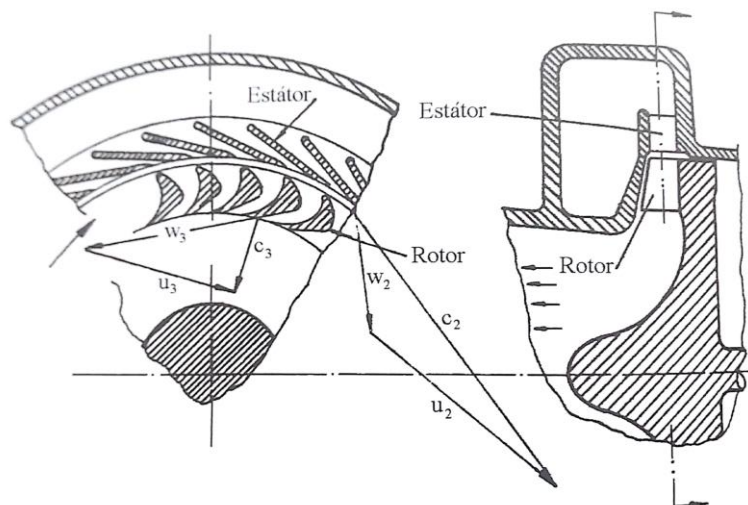


Figura 2.2. Esquema de una turbina radial Cantilever (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

2.2 Ecuaciones generales y diagrama h-s

La turbina centrípeta está constituida por un caracol o voluta de admisión, una corona de tobera de entrada (que a veces se omite) seguida de un espacio pequeño sin álabes y el rodete.

La misión del caracol o voluta de admisión es únicamente suministrar un flujo uniforme en la entrada de las toberas. Las toberas aceleran el flujo, reduciendo su presión (entalpía) e incrementando su energía cinética. El corto espacio sin álabes entre las toberas y el rotor impide que se rocen entre sí y permite que el flujo se haga más uniforme antes de incidir en los álabes del rotor. La transferencia de energía sólo tiene lugar en el rotor, que debe diseñarse para que la energía cinética del flujo a su salida sea mínima.

Aplicando la ecuación de conservación de la energía podemos establecer las siguientes ecuaciones en los diversos órganos de la turbina.

- Toberas (Éstator): se trata de un proceso de expansión adiabático ($Q=0$) en el que no se realiza trabajo, por tanto, se puede establecer:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} ; h_{01} = h_{02} \quad (10)$$

- Rotor: para el observador fijo, se trata de un proceso adiabático en el que se realiza trabajo. Así, aplicando la ecuación de la energía, se tiene:

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_3 + \frac{c_3^2}{2} + W ; W = h_{02} - h_{03} \quad (11)$$

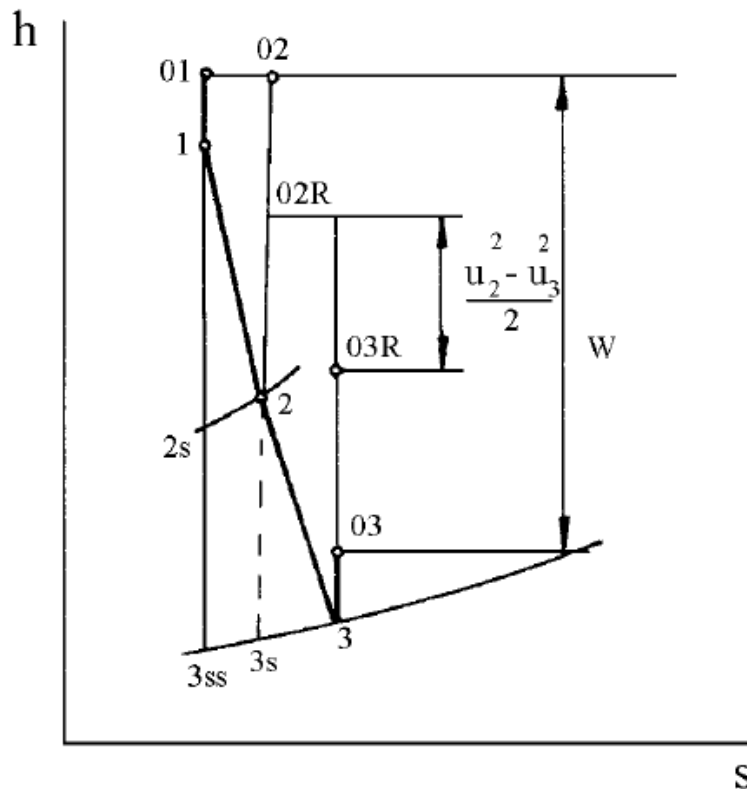


Figura 2.3. Diagrama h-s de la evolución del flujo en una turbina radial centrípeta (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

Por otra parte, para el observador unido al rotor (móvil):

$$h_2 + \frac{w_2^2}{2} = h_3 + \frac{w_3^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_3^2}{2}; \quad h_{02} = h_{03} + \frac{u_2^2 - u_3^2}{2} \quad (12)$$

Aplicación de la ecuación de Euler:

$$W = u_2 c_{\theta 2} + u_3 c_{\theta 3} \quad \text{o bien} \quad W = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} + \frac{w_3^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_3^2}{2} \quad (13)$$

El último término de la expresión anterior representa la contribución de las fuerzas centrífugas al trabajo desarrollado por la máquina. Esta contribución es positiva cuando $u_2 > u_3$, es decir cuando la turbina es centrífuga, como es el caso que nos ocupa.

Por último, los rendimientos. Tomando como referencia la Figura 2.3 el rendimiento total a estático se define de la forma:

$$\eta_{TE} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3ss}} = \frac{W}{W + (h_3 - h_{3s}) + (h_{3s} - h_{3ss}) + \frac{1}{2}c_3^2}$$

En el caso de que la velocidad de salida no se pierda, el rendimiento tomaría la forma de rendimiento total a total, es decir:

$$\eta_{TT} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03ss}} = \frac{W}{W + \text{Pérd. estátor} + \text{Pérd. rotor}}$$

2.3 Triángulos de velocidades



Figura 2.4. Triángulos de velocidad en una turbina radial centrífuga a la entrada y la salida del rotor respectivamente (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

2.4 Aplicaciones

Durante las últimas décadas la pequeña turbina radial centrípeta se ha utilizado en múltiples aplicaciones. Entre estas se incluyen la turbosobrealimentación de los motores de combustión interna alternativos (objeto de estudio de este trabajo), unidades de expansión en sistemas de refrigeración de aviación, unidades de expansión en licuefacción de gases y otros sistemas criogénicos y en pequeñas turbinas de gas utilizadas para la generación de potencia en aplicaciones espaciales. Esto es posible gracias a la gran ventaja de mantener un rendimiento relativamente alto con tamaños muy pequeños.

2.1.1 Estado del arte de los grupos de sobrealimentación

Como ya se comentó en el apartado 1.1 los grupos de sobrealimentación, tanto turbos como volumétricos, han adquirido una enorme importancia debido al gran interés que existe actualmente en conseguir motores pequeños, eficientes y de bajas emisiones.

2.1.1.1 Funcionamiento

El objetivo fundamental de un grupo de sobrealimentación es aumentar la potencia entregada por el motor alternativo a base de introducir una mayor cantidad de aire en los cilindros o lo que es lo mismo, incrementando el rendimiento volumétrico de este. Existen dos sistemas en la actualidad para conseguirlo, compresores volumétricos o turbocompresores.

La turbosobrealimentación, o turbo como se conoce coloquialmente, consiste en dos turbomáquinas acopladas a través de un eje. El turbocompresor eleva la presión del aire de admisión al motor y es movido por la turbina, máquina que convierte parte de la energía contenida en los gases de escape en trabajo mecánico que es utilizado para mover a través del eje el compresor.

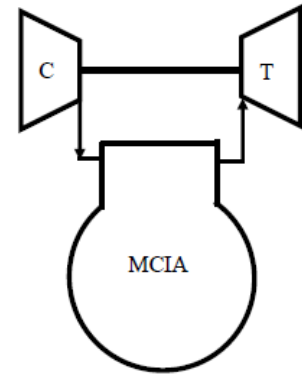


Figura 2.5. Esquema de un turbo



Figura 2.6. Grupo de sobrealimentación real (www.motorpasion.es)

2.1.1.2 Evolución de la tecnología

En el año 1905 un ingeniero suizo llamado Alfred Büchi patentó el primer turbocompresor que utilizaba los gases de escape para introducir aire de forma forzada en el motor. No fue hasta los años 60 cuando el turbo vio aplicación en el mundo del automóvil, sin embargo, su consolidación se produjo con la llegada del primer coche de producción con motor turbodiesel, el Mercedes 300D. La turboalimentación encontró en los motores diesel una relación de simbiosis.

Desde entonces, los turbos han evolucionado considerablemente hasta la actualidad donde presentan relaciones de compresión de entre 1,2 y 4 y son capaces de aguantar velocidades de giro superiores a 150.000 rpm como se puede apreciar en el mapa del compresor de un modelo comercial de la empresa Honeywell Garrett.

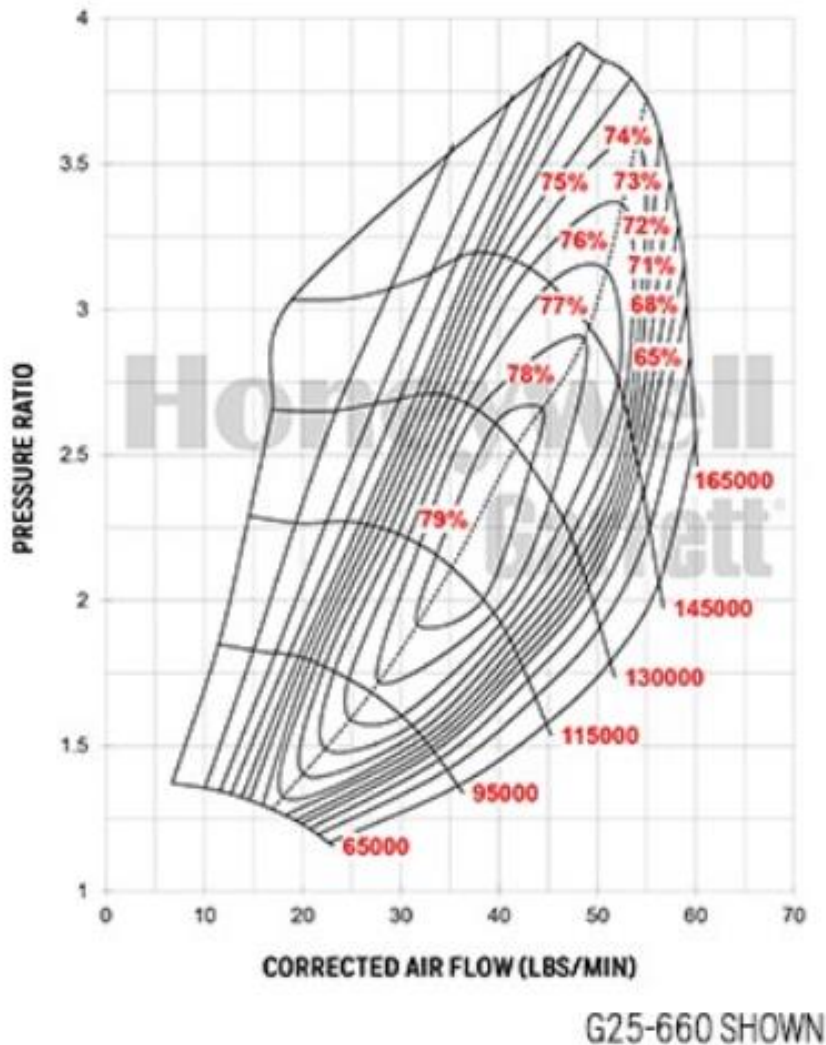


Figura 2.7. Mapa de comportamiento de un turbocompresor (www.turbobygarret.com)

Esto ha sido posible gracias a que los fabricantes han introducido a lo largo de estos años novedades para que los turbos abarquen la mayor cantidad del rango de revoluciones útiles del motor.

Uno bastante usado es complementar dos turbos, en serie o cascada (uno más grande y otro más pequeño) o en paralelo (dos pequeños que al soplar juntos consiguen un efecto parecido al de uno grande). También se utiliza bastante el recurso de utilizar un compresor mecánico para las bajas vueltas y un turbo para las altas, como en algunos de los TSI de Volkswagen por poner un ejemplo rápido.

Para conseguir este efecto con un solo turbo hay varias posibilidades, pero la más utilizada es la del turbo de geometría variable. Estos disponen de un sistema de álabes móviles en el estátor de la turbina que dependiendo de la presión de los gases de escape se sitúan en una u otra posición, para aumentar la velocidad del flujo que debe pasar a través de la turbina y mantener a la turbina girando a su velocidad óptima a cualquier régimen del motor.

La otra es usar una carcasa para la turbina con dos entradas que llevan el aire hasta la turbina a través de dos caminos diferentes que sueltan el gas caliente en diferentes zonas de la turbina. De esta manera una de las espirales guía el gas de una forma más eficiente cuando la presión de los gases de escape es baja y la otra cuando es alta.



Figura 2.8. Turbo con dos espirales de entrada a la turbina (www.motorpasion.es)

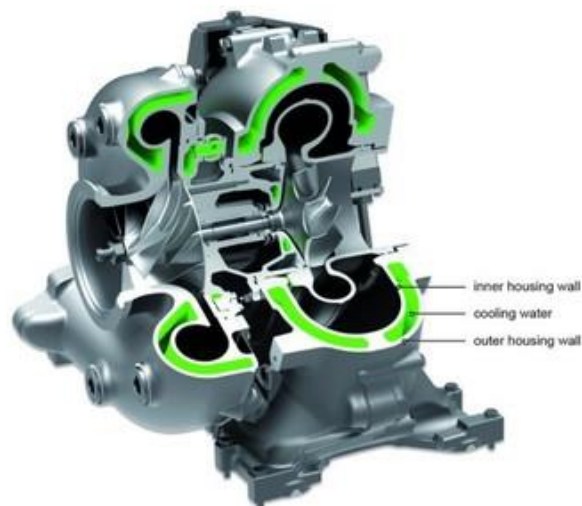


Figura 2.9. Turbo de geometría variable (www.motorpasion.es)

3 DISEÑO DE TURBINAS CENTRÍPETAS

3.1 Recomendaciones generales de diseño

3.1.1 Velocidad meridiana y velocidad de salida

Una práctica habitual en el prediseño de turbomáquinas es considerar la velocidad meridiana constante, un parámetro que indica como es la velocidad del fluido en el sentido principal de la trayectoria. En una turbina centrífuga, la velocidad meridiana quedaría así:

$$c_{r1} = c_{r2} = c_{x3} = c_m \tag{14}$$

Además, se suele imponer que la velocidad absoluta a la salida del rotor mantenga la dirección axial, con el objetivo de reducir pérdidas: $\alpha_3 = 0$

3.1.2 Ángulo de entrada del rodete

En una turbina centrípeta, el ángulo de entrada del rodete β_2 tiene una gran influencia sobre el trabajo específico W_e , grado de reacción R , saltos entálpicos en estátor (toberas) Δh_E y rodete (rotor) Δh_R , y rendimiento total a estático η_{te} cuando se mantiene constante la relación u_2/c_{r2} . Podemos observar estas variaciones en la siguiente figura.

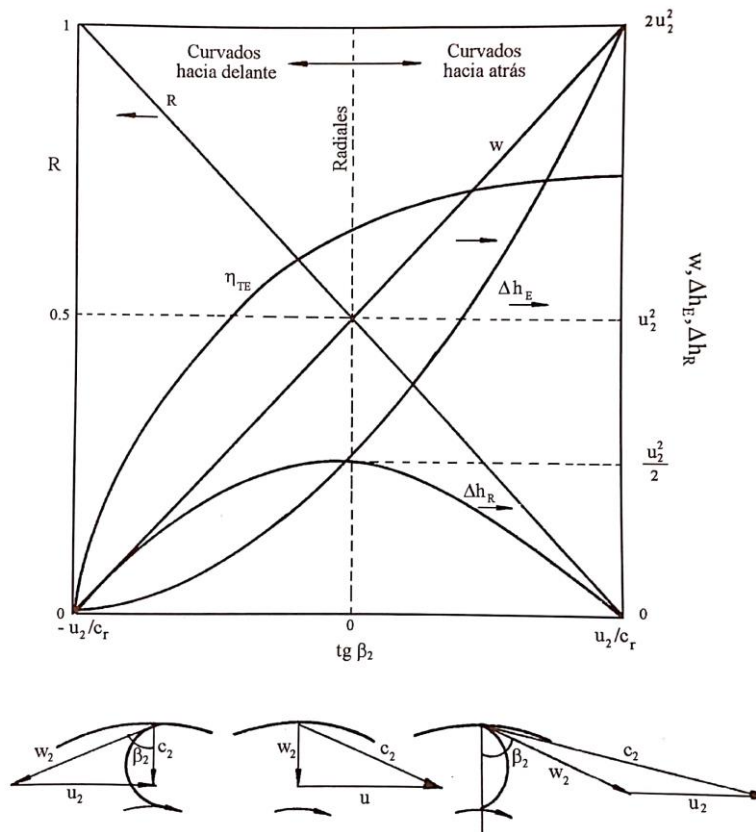


Figura 3.1. Variación de los distintos parámetros con el ángulo de entrada al rodete (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor Aguilar, 2004)

De las curvas representadas en la figura anterior se desprende que, a igualdad de trabajo específico, gasto másico y velocidad de giro, resultan rodetes de mayor diámetro con álabes curvados hacia delante. Este tipo de rodetes no se utiliza en la práctica, siendo los más frecuentes los de álabes radiales o rectos ($\beta_2=0$).

3.1.3 Relación cinemática de velocidades

En el caso teórico de una turbina centrípeta con álabes radiales y salida axial que trabaja sin fricción y con recuperación de la velocidad de salida, el trabajo específico de la turbina valdrá:

$$W_e = u_2^2 \quad (15)$$

Este trabajo específico coincidirá con el salto isentrópico de la turbina. Definiendo la velocidad c_s de la forma:

$$h_{01} - h_{03ss} = \frac{1}{2} c_s^2 \quad (16)$$

Se puede establecer que:

$$u_2^2 = \frac{1}{2} c_s^2 \quad (17)$$

Y en consecuencia la relación cinemática teórica que hace máximo el rendimiento total a total vale:

$$\frac{u_2}{c_s} = 0,707 \quad (18)$$

En la práctica, debido a irreversibilidades, los máximos rendimientos total a total y total a estático se obtienen generalmente para relaciones cinemáticas $\frac{u_2}{c_s}$ entre 0,65 y 0,72.

3.1.4 Relaciones geométricas recomendadas para el diseño

Las relaciones óptimas entre los distintos radios en una turbina centrípeta son las siguientes:

$$\frac{r_2}{r_{3e}} \cong 1,4 - 2,2 \quad (19)$$

$$\frac{r_{3e}}{r_{3i}} \cong 3 \quad (20)$$

$$\frac{r_1}{r_2} \cong 1,2 \quad (21)$$

3.2 Mapa de Balje

Se trata de un método experimental desarrollado por el estadounidense O.E. Balje que permite conocer información útil para el prediseño de una turbomáquina utilizando relaciones de semejanza a través de parámetros adimensionales. Estos son la velocidad específica ω_s y el diámetro específico d_s , que se definen de la siguiente forma:

$$\omega_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{\Delta h_s^{3/4}} \quad (22)$$

$$d_s = \frac{d \cdot \Delta h_s^{1/4}}{\sqrt{Q}} \quad (23)$$

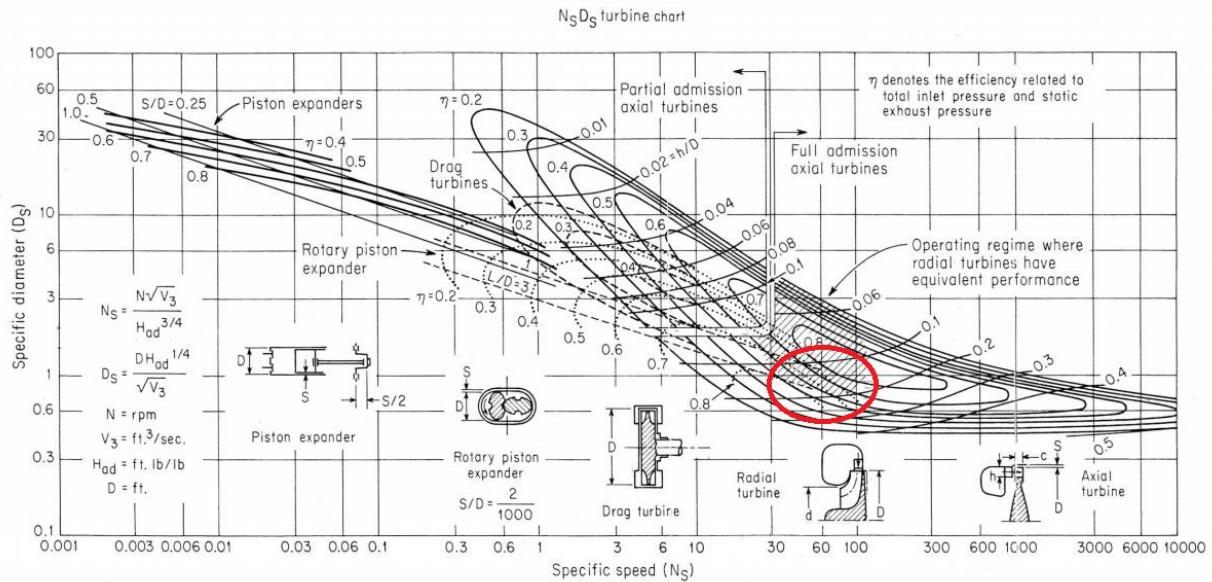


Figura 3.2. Mapa de Balje para turbinas (Balje, 1981)

Sabiendo que la turbomáquina es una turbina radial y que el rendimiento se encontrará entorno a 80-90 %, se obtiene lo siguiente:

Velocidad específica: $\omega_s = 0,6$

Diámetro específico: $d_s = 60$

Estos valores serán de gran utilidad ya que proporcionaran una buena estimación de la velocidad de giro y el diámetro de la máquina, valores que posteriormente serán necesarios para comenzar el proceso de prediseño en AxSTREAM.

4 AxSTREAM

4.1. Fundamentos

AxSTREAM es un paquete de programas diseñados por la empresa estadounidense de ingeniería SoftInWay Inc. para el diseño conceptual de turbinas y compresores y la realización de cálculos termodinámicos de turbomáquinas existentes en operación tanto dentro como fuera de las condiciones de diseño. El área de aplicación del software AxSTREAM abarca tanto el diseño y el rediseño industrial de turbomáquinas y como aplicaciones en campos educativos.

El método de resolución aplicado por el programa consiste en buscar una geometría válida tanto en la entrada como en la salida de la turbomáquina, dados unos parámetros de entrada para posteriormente afinar la solución escogida comprobando cuál sería el comportamiento de esa geometría exacta ante las condiciones impuestas al comienzo u otras condiciones determinadas.

4.2. Estructura del software

Al acceder al software, como muestra la siguiente figura, lo primero que este ofrece es la elección del tipo de turbomáquina, si se va a realizar un prediseño o el estudio de un proyecto ya existente, el fluido de trabajo, el modelo de pérdidas y las unidades en las que se va a realizar el proyecto.

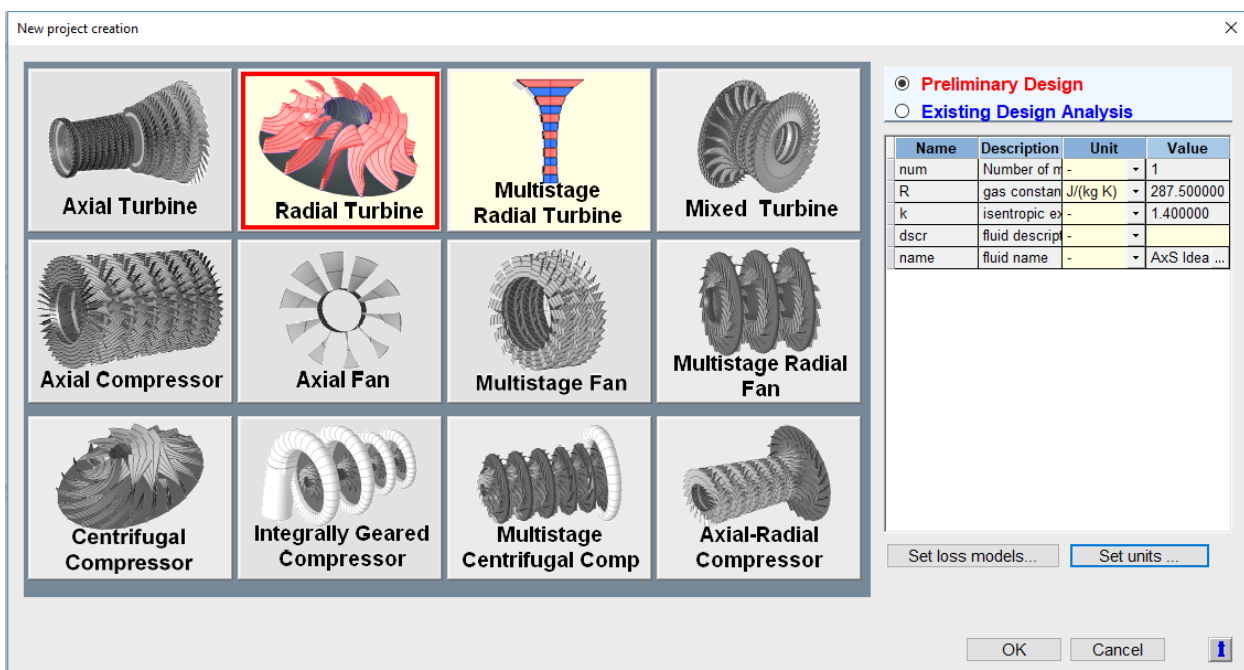


Figura 4.1. AxSTREAM: Menú de nuevo proyecto

Una vez se hagan todas las elecciones pertinentes es posible acceder a todo el menú de herramientas ofrecido por el programa como se muestra en la siguiente figura:

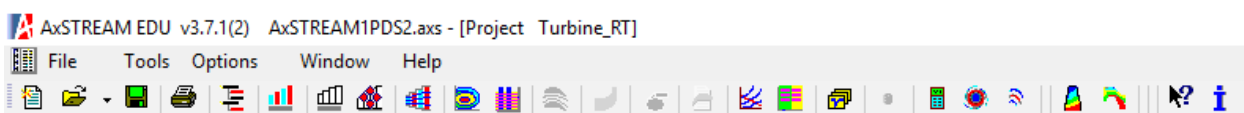


Figura 4.2. AxSTREAM: Barra de herramienta

Los cuatro primeros iconos corresponden como en cualquier otro software comercial a las opciones de abrir un nuevo proyecto, abrir uno ya existente, guardar el proyecto actual e imprimir el proyecto.

El quinto icono corresponde al Árbol del proyecto, se trata de un nivel inferior al prediseño de la máquina que guarda toda la información relativa a cualquier solución validada con anterioridad. Desde este lugar es posible editar cualquiera de los múltiples parámetros que componen la máquina sin alterar la información guardada en el prediseño.

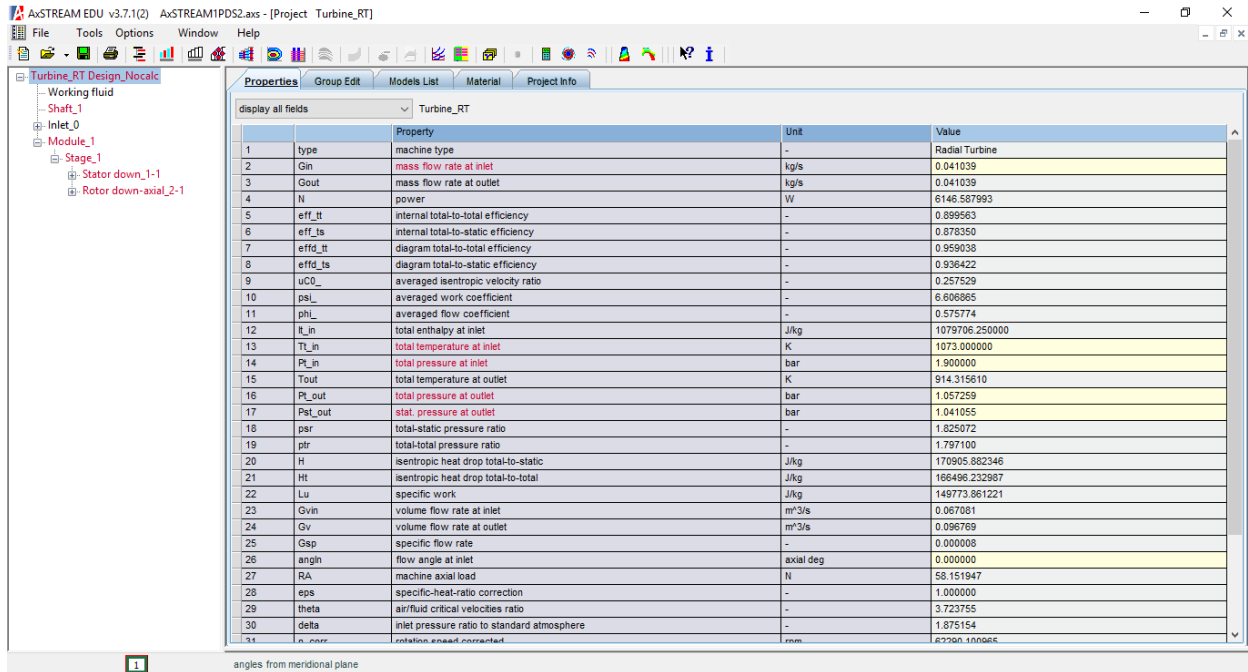


Figura 4.3. AxSTREAM: Menú del árbol del proyecto

El sexto icono corresponde al Visor que permite observar la geometría de la máquina y sus medidas, además de la variación de los diferentes parámetros a lo largo de la máquina en distintas secciones.

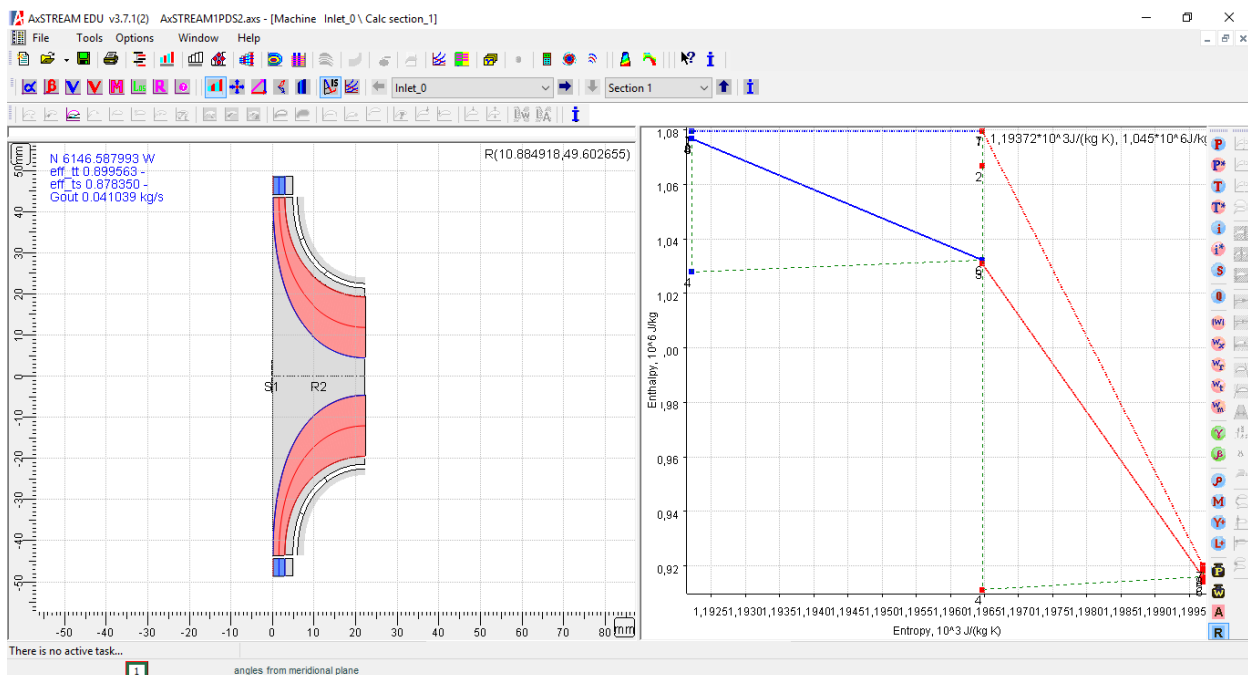


Figura 4.4. AxSTREAM: Visor

El quinto icono corresponde al diseño preliminar, herramienta de obligado uso para comenzar el diseño de la máquina y nivel superior del programa. Ahí se cambian los parámetros de la máquina, los ajustes del módulo y los parámetros de diseño. Una vez completado todo correctamente, es posible buscar soluciones. Aquellas geometrías que sean válidas para las condiciones que se impusieron se muestran en el mapa de diseño el cual se puede filtrar hasta encontrar la solución que se considere óptima y validarla de forma que ésta pase al árbol del proyecto.

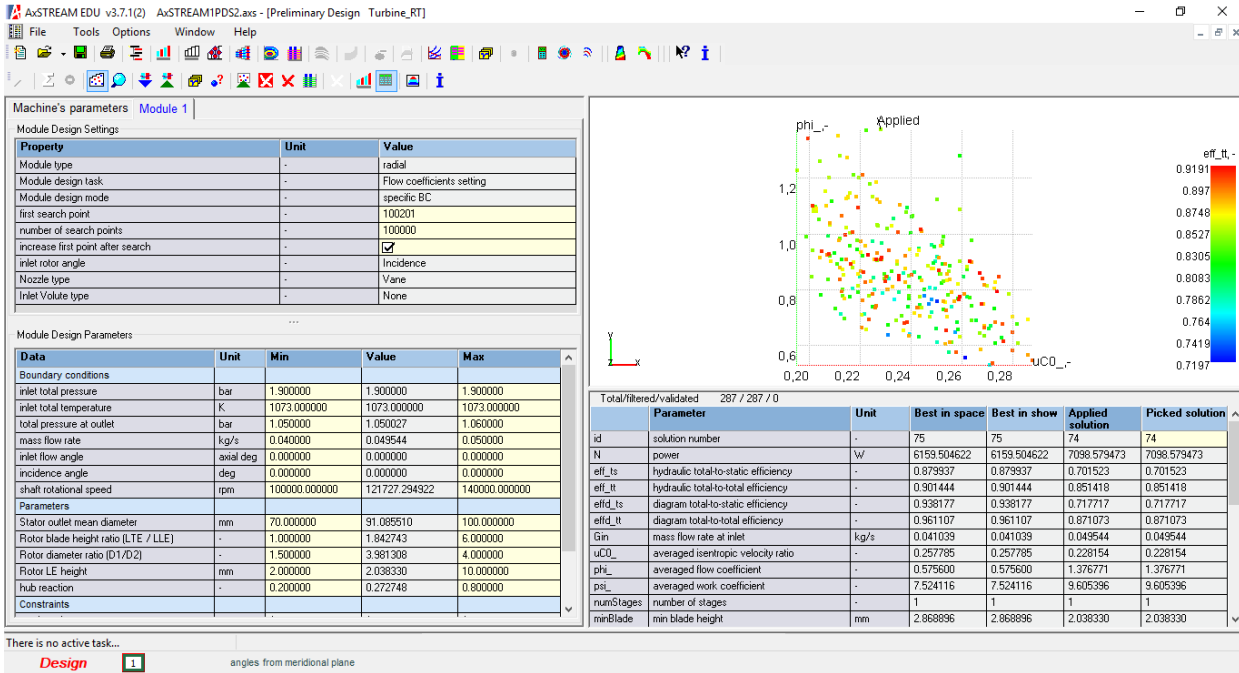


Figura 4.5. AxSTREAM: Menú del diseño preliminar

El sexto y séptimo icono corresponden a distintos métodos de resolución del flujo en el interior de la máquina: Optimización de superficies y cálculo de línea media en 1D y 2D respectivamente. Estos métodos trabajan sobre una geometría obtenida previamente en el espacio de diseño y calculan sus prestaciones teniendo para las unas determinadas condiciones de contorno que pueden ser las mismas de prediseño o no.

Los iconos octavo y noveno corresponden a herramientas que permiten obtener planos y mapas de comportamiento de las máquinas en función de los parámetros que se crean oportunos. Esto es de gran utilidad para el estudio de las turbomáquinas fuera de su punto de diseño y generar mapas de comportamiento.

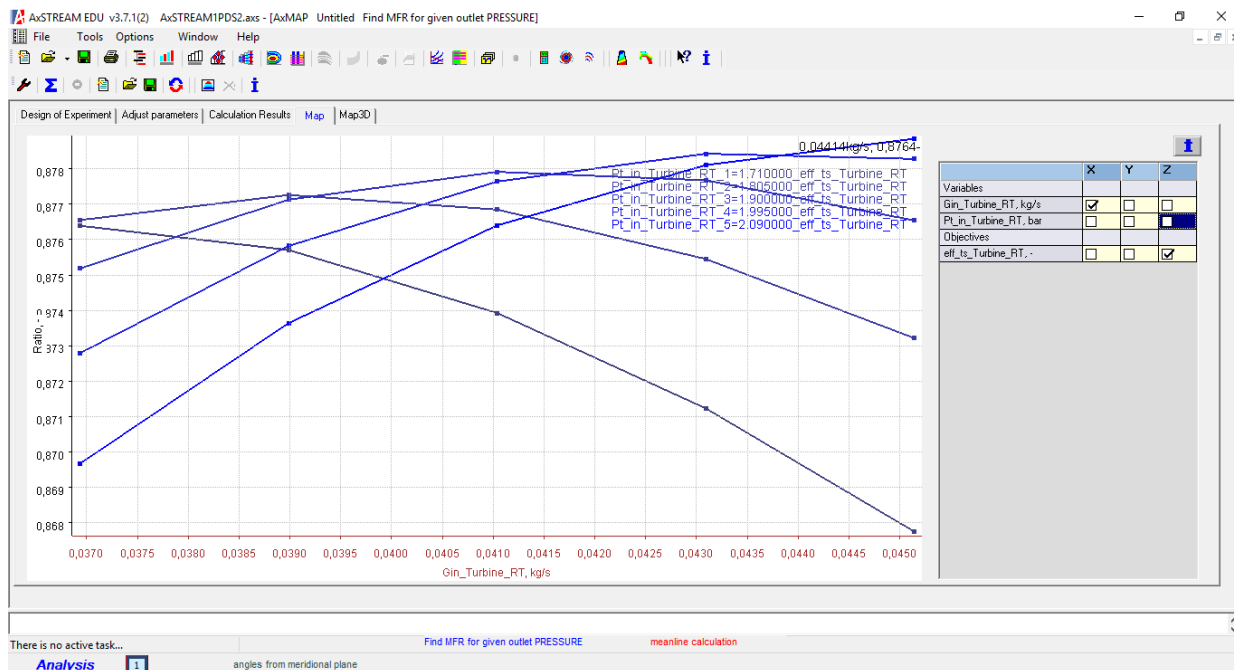


Figura 4.6. AxSTREAM: Generador de curvas y mapas

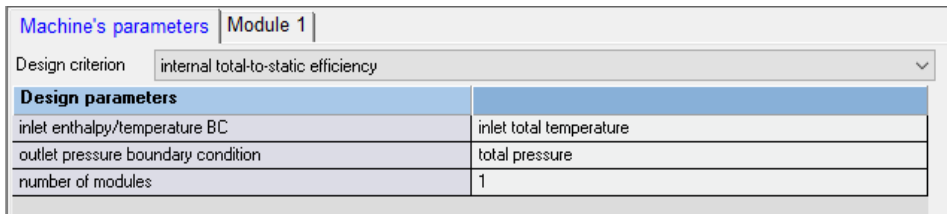
Los demás iconos que aparecen en la barra de menú corresponden a otras herramientas del paquete de programas que no aplican en el estudio de este proyecto.

5 PROCESO DE PREDISEÑO DE UNA TURBINA CENTRÍPETA

5.1 Condiciones de partida

Como se ha visto en el apartado 4.2 para buscar geometrías válidas para el diseño de la turbina es necesario comenzar por la herramienta de diseño preeliminar.

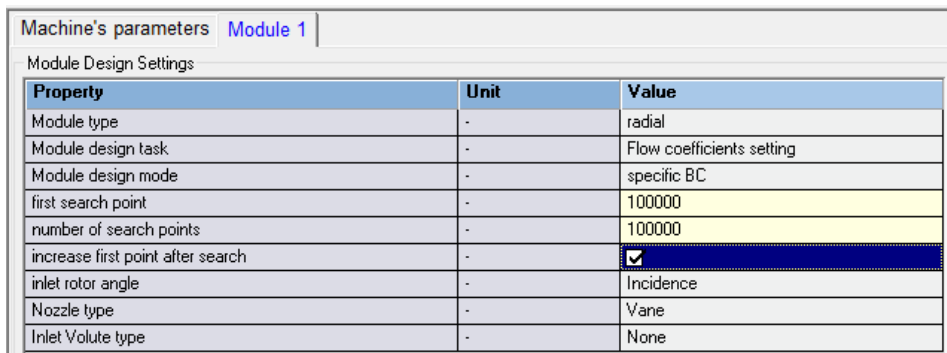
En la primera ventana se realiza la elección del criterio y los parámetros principales de diseño. En este caso, se diseñará a partir del rendimiento total a estático de la máquina ya que al ser de un único escalonamiento la velocidad a la salida se pierde. En cuanto a los parámetros, se escogerán la temperatura a la entrada y la presión total a la salida.



Machine's parameters Module 1	
Design criterion	internal total-to-static efficiency
Design parameters	
inlet enthalpy/temperature BC	inlet total temperature
outlet pressure boundary condition	total pressure
number of modules	1

Figura 5.1. AxSTREAM: Ventana de parámetros de diseño

La segunda ventana permite variar los ajustes de diseño del módulo en cuestión; es decir, los parámetros empleados para definir las características geométricas y de flujo en la máquina. Para esta turbina, un módulo con diseño mediante el ángulo de incidencia y sin voluta de entrada. Además, aquí es posible elegir el número de combinaciones de los parámetros de entrada/diseño generados por el programa que serán posteriormente evaluados como posibles soluciones. En este caso se empezará por 100.000 combinaciones.



Machine's parameters Module 1		
Module Design Settings		
Property	Unit	Value
Module type	-	radial
Module design task	-	Flow coefficients setting
Module design mode	-	specific BC
first search point	-	100000
number of search points	-	100000
increase first point after search	-	<input checked="" type="checkbox"/>
inlet rotor angle	-	Incidence
Nozzle type	-	Vane
Inlet Volute type	-	None

Figura 5.2. AxSTREAM: Ventana de ajustes del módulo

Bajo esta ventana se encuentra una tabla con los parámetros de diseño del módulo diferenciados en: Condiciones de contorno, parámetros geométricos y restricciones. Para cada parámetro se establece un rango de valores de modo que el software pueda generar combinaciones de ellos en el proceso de búsqueda de posibles soluciones. La estimación de los valores mínimo y máximo requiere un estudio previo del diseño y funcionamiento de la máquina.

Module Design Parameters				
Data	Unit	Min	Value	Max
Boundary conditions				
inlet total pressure	bar	0.000000	0.000000	0.000000
inlet total temperature	K	0.150000	0.150000	0.150000
total pressure at outlet	bar	0.000000	0.000000	0.000000
mass flow rate	kg/s	0.000000	0.000000	0.000000
inlet flow angle	axial deg	0.000000	-90.000000	0.000000
incidence angle	deg	0.000000	0.000000	0.000000
shaft rotational speed	rpm	0.000000	0.000000	0.000000
Parameters				
Stator outlet mean diameter	mm	0.000000	0.000000	0.000000
Rotor blade height ratio (LTE / LLE)	-	0.000000	0.000000	0.000000
Rotor diameter ratio (D1/D2)	-	1.500000	0.000000	3.000000
Rotor LE height	mm	0.000000	0.000000	0.000000
hub reaction	-	0.000000	0.000000	0.000000
Constraints				
number of stages	-	1	0	1
exit angle of inlet volute	axial deg	0.000000	90.000000	0.000000
Stator inlet diameter	mm	1.000000	0.000000	10000.000000
Rotor outlet hub diameter	mm	1.000000	0.000000	10000.000000

Figura 5.3. AxSTREAM: Ventana de pámetros de diseño

Comienza por tanto un proceso de cálculo o estimación de los valores de estos parámetros mediante las condiciones impuestas por el motor y las recomendaciones de diseño de turbinas centrípetas vistas en apartados anteriores.

5.1.1 Condiciones impuestas por el motor alternativo

VARIABLES como el gasto másico, la temperatura de entrada y las presiones a la entrada y a la salida de la turbina dependen en gran medida del motor para el que esté trabajando el grupo de sobrealimentación, en este caso se ha escogido el motor de un *BMW 180d*.

Tabla 1. Ficha técnica del motor del BMW 180d modelo 2004 (www.motor.es)

Posicionamiento:	Delantero Longitudinal
Tipo:	Normal
Nº Cilindros:	4
Disposición cilindros:	Línea
Combustible:	Diésel
Cilindrada:	1.995 cc
Potencia:	122 CV a 4.000 rpm
Par máximo:	280 Nm a 2000 rpm
Potencia específica:	13 cv/l
Peso/potencia:	10 kg/CV
Diámetro x carrera:	84 x 90 mm

Para obtener un valor correcto de estas variables se procede a resolver las ecuaciones básicas de los motores de combustión interna alternativos.

Cálculo del gásto másico:

Despejamos el gásto másico de la ecuación del rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{Q \cdot \rho_{adm} \cdot \frac{N}{2}} \quad (24)$$

De la ficha técnica conocemos el volumen $Q = 1.995$ cc, y el régimen de giro $N = 2000$ rpm (se evalúa en el punto de par máximo). El rendimiento volumétrico del motor η_v se puede suponer 0,85 de forma que solo queda por obtener el valor de la densidad de aire a la entrada del motor ρ_{adm} , calculada en desarrollo 1 del Anexo I.

$$\dot{m}_a = 0,0486 \text{ kg/s}$$

Estimación de la presión y la temperatura a la entrada de la turbina

Los valores típicos de presión a la salida de un motor de combustión interna alternativo son:

$$p_{ent_{turbina}} = p_{escape} \cong p_{adm} = 1,9 \text{ bar} \quad (25)$$

$$T_{ent_{turbina}} = T_{escape} \cong 1073 \text{ K} \quad (26)$$

Cálculo del régimen de giro

Para obtener un valor aproximado de las vueltas a las que girará la turbina se recurre a los datos obtenidos en el diagrama de Balje. Con la definición de velocidad específica y el desarrollo 2 del Anexo I, resulta que:

$$\omega_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{\Delta h_s^{3/4}} = 60 \rightarrow \omega = 9988 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \rightarrow N = 95.378,4 \text{ rpm} \quad (27)$$

5.1.2 Relaciones geométricas

Cálculo de entrada al rotor

Como se presentó en el apartado 3.1, para el caso de una turbina centrípeta con álabes radiales y salida axial que trabaja sin fricción y con recuperación de la velocidad de salida, el trabajo específico de la turbina valdrá la velocidad periférica al cuadrado. Suponiendo un rendimiento isentrópico de la turbina, $\eta_t = 0,90$ y calculando el W_e a través del desarrollo 3 en el Anexo I, se obtiene el valor de la velocidad periférica a la entrada del rotor.

$$W_e = u_2^2 \rightarrow u_2 = 388,5 \text{ m/s} \quad (28)$$

Conociendo esta y la velocidad angular de la máquina, se despeja el radio a la entrada del rotor.

$$u_2 = \omega \cdot r_2 \rightarrow r_2 = 43,2 \text{ mm} \quad (29)$$

A partir de ahí se aplican las ecuaciones expuestas en el apartado 3.1.4 para obtener los diferentes radios de la máquina.

De la ecuación (19) $\rightarrow r_{3e} = 24mm$

De la ecuación (20) $\rightarrow r_{3i} = 8 mm$

De la ecuación (21) $\rightarrow r_1 = 52 mm$

Los demás parámetros se han obtenido a partir de rangos válidos en otros prediseños de turbinas radiales. Por consiguiente, los parámetros del diseño preliminar quedan de la siguiente forma:

Tabla 2. Parámetros a introducir para el prediseño

Parámetro	Unidad	Valor calculado	Rango
CONDICIONES DE CONTORNO			
Presión total a la entrada	bar	1,9	-
Temperatura total a la entrada	K	1073	-
Presión total a la salida	bar	1,05	-
Gasto másico	kg/s	0,0486	0,045 - 0,050
Ángulo de entrada del flujo	°	0	-
Incidencia	°	0	-
Velocidad de rotación del eje	rpm	95.378,4	80.000 - 140.000
PARÁMETROS GEOMÉTRICOS			
Diámetro medio de salida del estátor	mm	86,4	70 – 100
Ratio de altura del álabe del rotor	-	-	1 – 6
Ratio de diámetros del rotor (D1/D2)	-	-	1,5 – 4,0
Áltura de la línea media del rotor	mm	-	2 – 10
Gradio de reacción en el eje	-	-	0,2 - 0,8
RESTRICCIONES			
Número de escalonamientos	-	1	-
Diámetro de entrada al estátor	mm	104	95 – 120
Diámetro de raíz de salida del rotor	mm	16	8 – 24

Una vez introducidos todos estos parámetros en la tabla del programa, se procede a buscar soluciones pulsando el botón “search” (con forma de sumatorio). Tras unos segundos, se obtienen 287 soluciones válidas mostradas en el espacio de diseño.

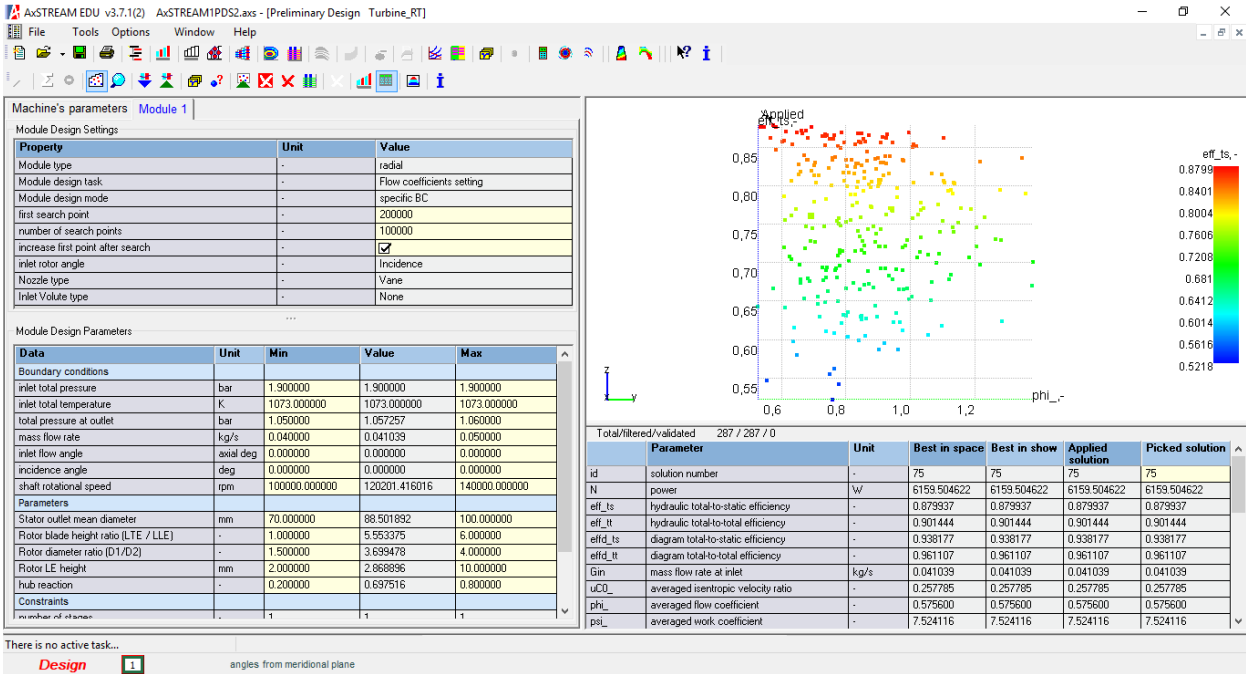


Figura 5.4. Mapa de diseño con las soluciones válidas

5.2 Diseño preliminar: Estudio del espacio de diseño

Una vez producido el espacio de diseño, es posible realizar una discusión sobre cuáles son las mejores soluciones posibles. Para ello, se recurre al uso de los principales parámetros adimensionales aprendidos en la asignatura de turbomáquinas térmicas: Coeficiente de flujo Φ , coeficiente de carga Ψ y grado de reacción R . Estos se definen de la siguiente forma:

- **Coeficiente de flujo:** Relación entre la velocidad axial y la periférica.

$$\phi = \frac{c_x}{u} \tag{30}$$

- **Coeficiente de carga:** Relación entre el trabajo y la velocidad periférica al cuadrado. Indica como de cargada aerodinámicamente está una máquina.

$$\psi = \frac{W_e}{u^2} \tag{31}$$

- **Grado de reacción:** Relación entre la expansión que tiene lugar en el rotor y el salto entálpico total.

$$R = \frac{h_2 - h_3}{W_e} \tag{32}$$

5.1.3 Efectos sobre la geometría de la máquina

Distintos valores de estos parámetros afectan no solo al comportamiento de la máquina sino visiblemente a su geometría como se puede ver a continuación con ayuda del visor del programa.

Coefficiente de flujo

El coeficiente de flujo Φ , es una medida de la relación entre la velocidad axial y la velocidad periférica de la máquina. Geométricamente esto repercute de forma directa en la longitud final del diseño.

Se escogen dos soluciones de rendimiento similar, pero con valores de coeficiente de flujo muy distintos:

- SOLUCIÓN 128 $\rightarrow \Phi=0,535$

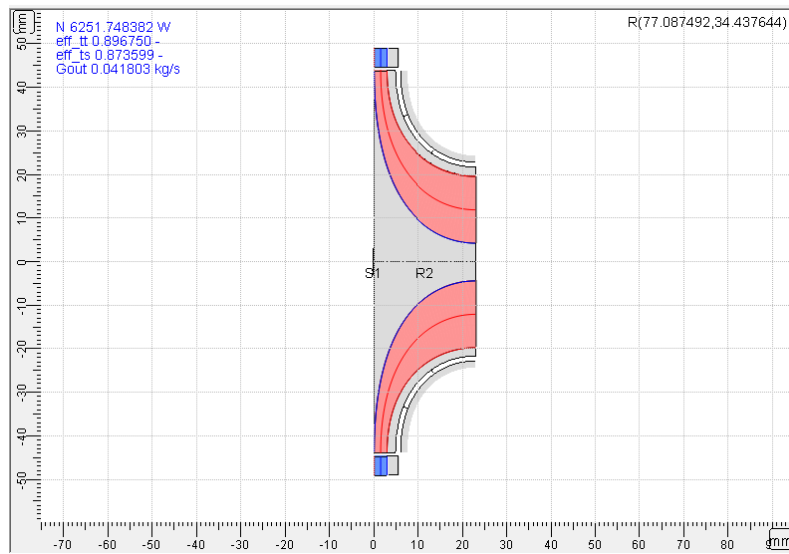


Figura 5.5. Geometría de la solución 128

- SOLUCIÓN 170 $\rightarrow \Phi=1,345$

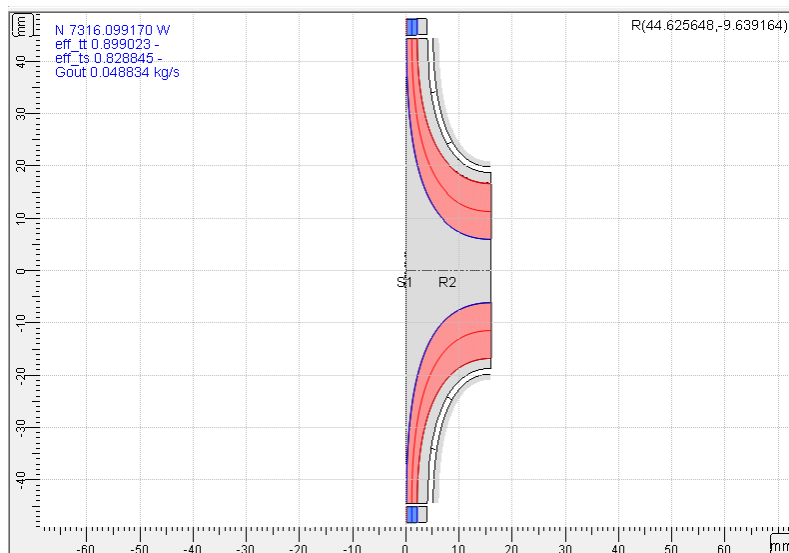


Figura 5.6. Geometría de la solución 170

Se comprueba que la solución 170 tiene un Φ y una velocidad axial mayor y por tanto presenta menor longitud axial, 17 mm. La solución 128 con un Φ mucho menor tiene una geometría menos forzada, de 23 mm de largo.

Coefficiente de carga

El coeficiente de carga Ψ mide cuánto trabajo es capaz de convertir la turbomáquina en función de la velocidad periférica al cuadrado. En otras palabras, este parámetro mide la deflexión del flujo dentro de la máquina, siendo mayor el trabajo específico de esta cuanto mayor sea Ψ .

Se eligen dos soluciones con distintos coeficientes de carga:

- SOLUCIÓN 253 $\rightarrow \Psi=6,11$

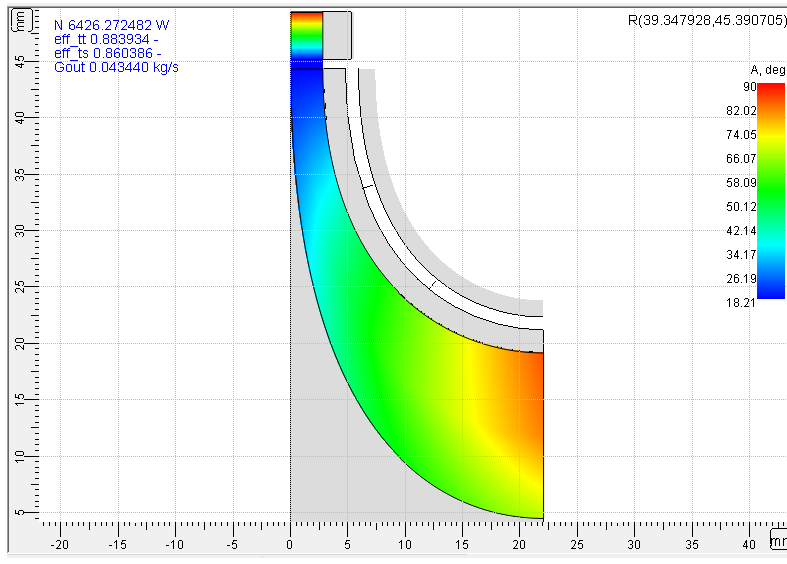


Figura 5.7. Variación de la deflexión del flujo a lo largo de la máquina y triángulo de velocidades de la solución 253

- SOLUCIÓN 241 $\rightarrow \Psi=12,35$

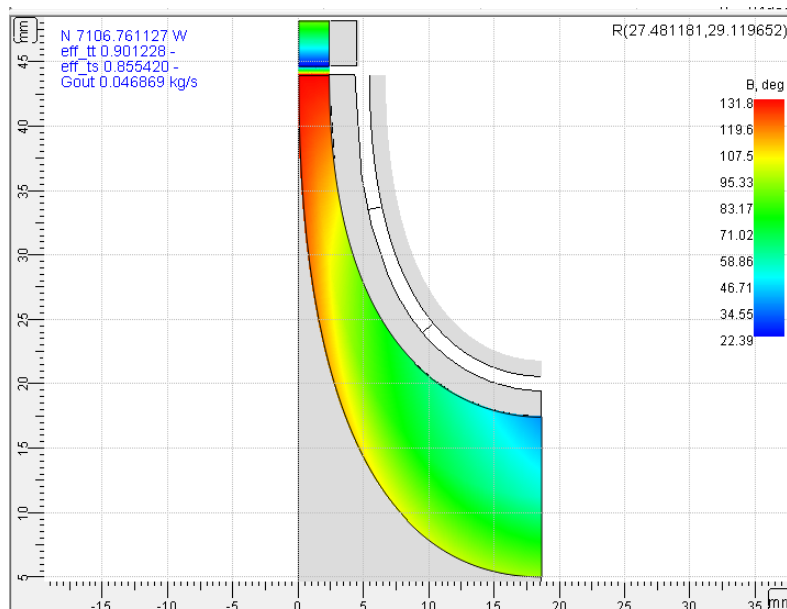


Figura 5.8. Variación de la deflexión del flujo a lo largo de la máquina y triángulo de velocidades de la solución 241

Se puede apreciar tanto en las gráficas como en los triángulos como la solución 241 presenta una deflexión del flujo en el rotor mucho mayor que en la solución 253. Este hecho resulta en un mayor trabajo específico, pero también en mayores pérdidas.

Grado de reacción

El grado de reacción R , mide cómo es el salto entálpico en rotor respecto del total. Se seleccionan dos soluciones que se diferencian ampliamente en este parámetro:

- SOLUCIÓN 15 $\rightarrow R=0,282$

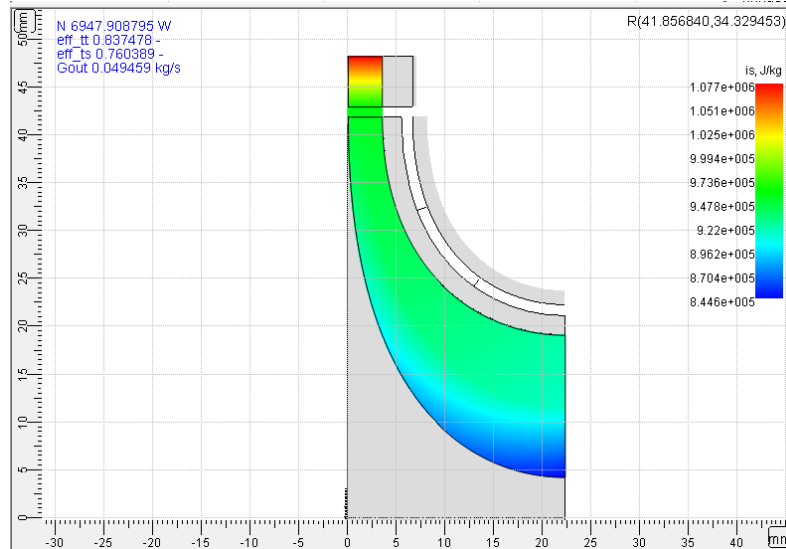


Figura 5.9. Variación de la entalpía del fluido a lo largo de la máquina en la solución 15

- SOLUCIÓN 51 $\rightarrow R=0,785$

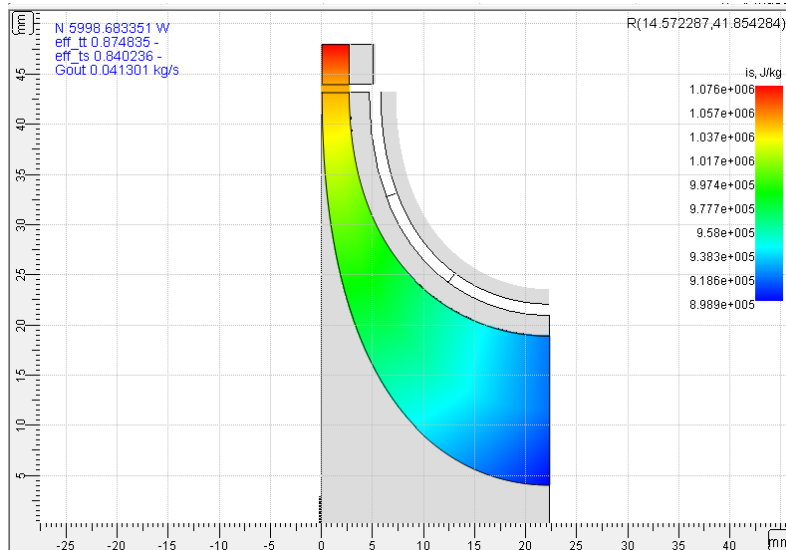


Figura 5.10. Variación de la entalpía del fluido a lo largo de la máquina en la solución 51

Se puede apreciar claramente como la solución 15, con un grado de reacción mayor es capaz de expandir mucho más en su rotor, cuya geometría es mucho más pronunciada al tener una entrada estrecha y una salida amplia. El caso contrario se da en la solución 51 donde es el estator el que se encarga de convertir la gran parte de la energía contenida en el gas, presentando un rotor con una geometría con menor variación.

5.1.4 Efectos sobre las prestaciones

Estos parámetros adimensionales tienen rangos de valores óptimos en función de la naturaleza de la máquina que se esté diseñando. Salirse de estos valores reduce claramente sus prestaciones, especialmente en una turbina centrípeta, su rendimiento total a estático. Para ello se han filtrado las soluciones con un rendimiento mayor o igual a 0,70 y se han representado en un plano X-Y frente a los principales parámetros adimensionales.

Coefficiente de flujo

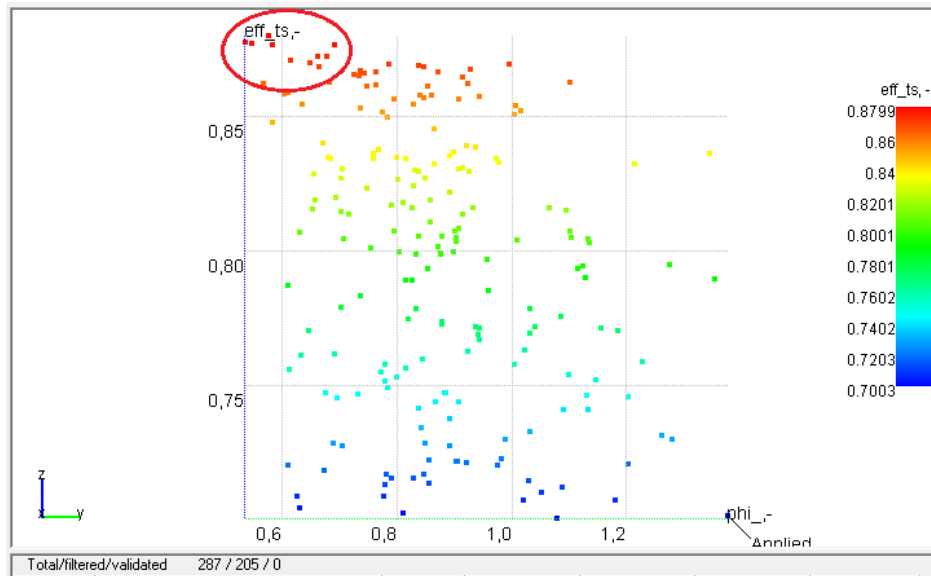


Figura 5.11. Rendimiento total a estático frente a coeficiente de flujo de la turbina

Se puede apreciar como el rendimiento de la turbomáquina aumenta con la disminución del coeficiente de flujo. Esto es debido a que, a medida que aumenta la velocidad absoluta del gas c se produce un aumento de las pérdidas por fricción con las paredes de la máquina, disipando un calor que se pierde y disminuyendo de esa forma el rendimiento final. Tenemos por tanto valores óptimos entorno a $\Phi=0,60$.

Coefficiente de carga

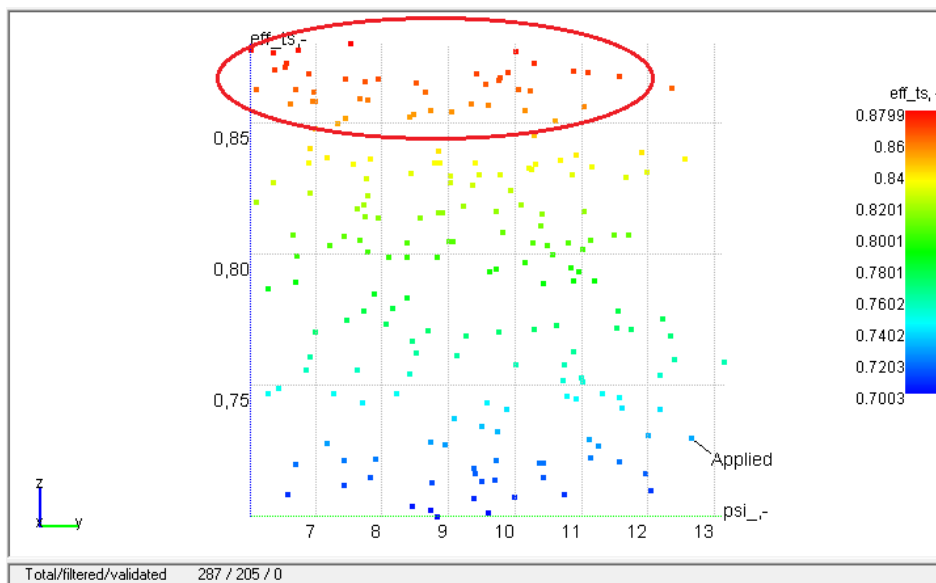


Figura 5.12. Rendimiento total a estático frente a coeficiente de carga de la turbina

Las prestaciones de la máquina no se ven excesivamente afectadas con respecto a una variación del coeficiente de carga, lo que vaticina que estos diseños tendrán un rango amplio de trabajo. No obstante, a partir de valores de Ψ mayores de 10, la deflexión del flujo se acrecenta tanto que provoca un aumento en las pérdidas por perfil.

Grado de reacción

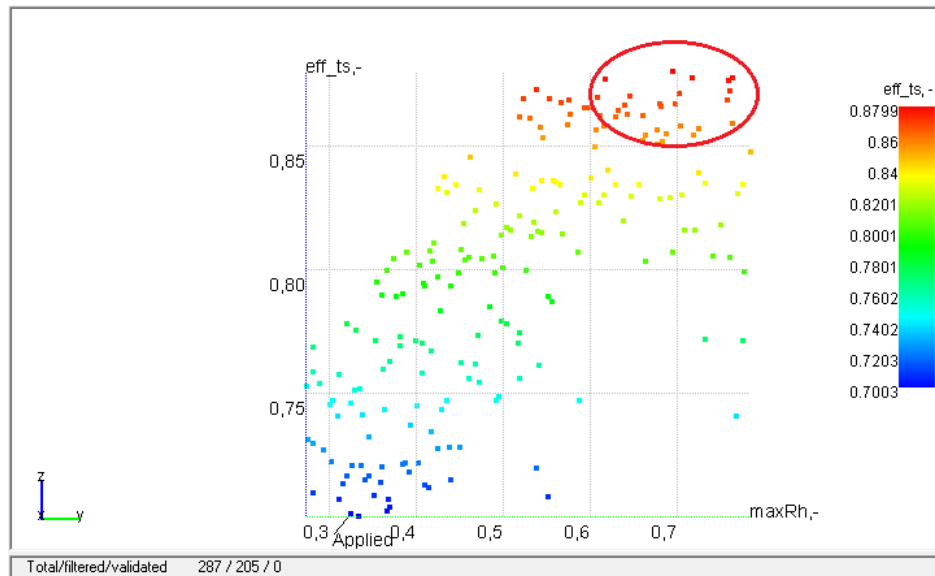


Figura 5.13. Rendimiento total a estático frente a grado de reacción de la turbina

En este caso existe un rango óptimo a partir de $R > 0,50$. La razón es que en las turbinas centrípetas es mejor cargar el rotor debido a la existencia de las fuerzas centrífugas que proporcionan una ayuda extra como se explicó en el apartado 2.1.

5.3 Estudio del comportamiento fuera de diseño: Mapas de comportamiento

Las discusiones realizadas en el apartado anterior muestran las mejores soluciones en el punto de diseño de cada máquina. Sin embargo, es necesario realizar un estudio del comportamiento de estos diseños fuera de estas condiciones ya que un grupo de sobrealimentación se ve sometido a un amplio rango de variación de gastos, temperaturas y presiones debido a la variación de las revoluciones a las que trabaja el motor alternativo.

Por ello, se han escogido una serie de soluciones óptimas con un rendimiento total a estático aproximadamente similar y se comprobará su capacidad a trabajar con un rango amplio de gastos entre 0,015 y 0,1 kg/s. Las soluciones escogidas son las mostradas en la siguiente tabla, acompañadas de sus parámetros más representativos:

Tabla 3. Soluciones escogidas para el análisis de comportamiento fuera de diseño y sus parámetros más representativos

	Sol. 128	Sol. 75	Sol. 91	Sol. 115	Sol. 170
\dot{W} (W)	6291	6160	6237	6683	7398
η_{te}	0,8770	0,8799	0,8769	0,8697	0,8360
\dot{m} (kg/s)	0,0418	0,0410	0,0415	0,0438	0,0488
Φ	0,535	0,576	0,691	0,996	1,344
Ψ	6,75	7,52	10,0	10,9	12,56
R	0,718	0,696	0,618	0,608	0,558
D_2 (mm)	88,09	87,25	89,51	88,99	89,16

Con la ayuda de la herramienta de mapas de AxSTREAM, se seleccionan las soluciones desde el espacio de diseño y se incluyen en el diseño del experimento. Una vez ahí se escoge el rendimiento como función objetivo y el gasto como función variable, del cuál se representarán 30 puntos dentro del intervalo elegido. Posteriormente en ajustes de parámetros se le da a cada diseño un color distinto para obtener una gráfica de mayor claridad.

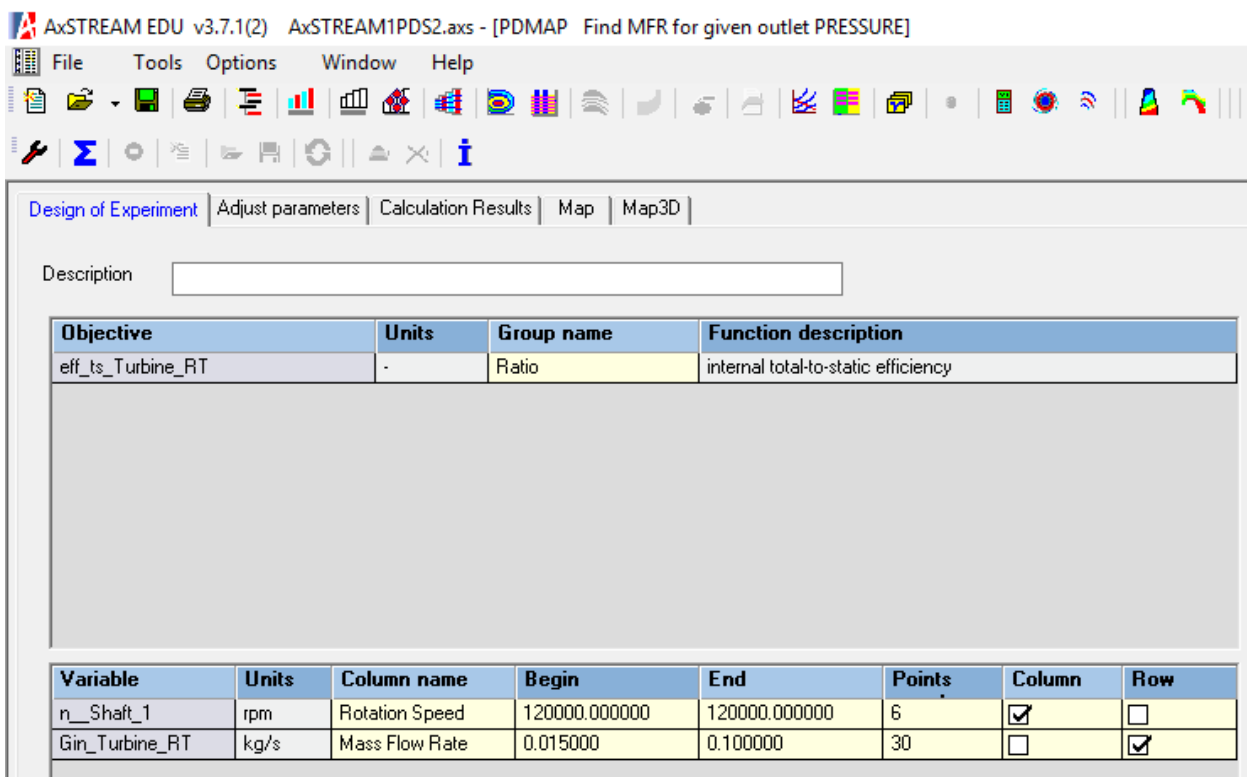


Figura 5.14. Ventanas de diseño del experimento del editor de mapas

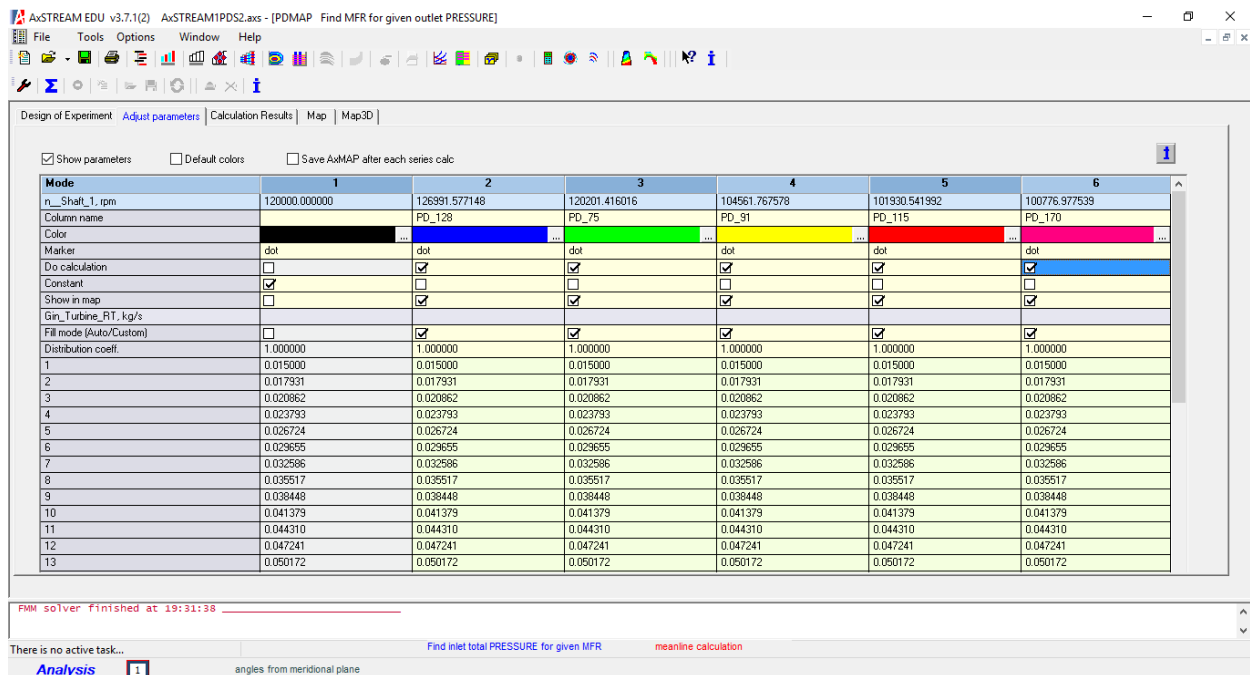


Figura 5.15. Ventanas de ajustes del experimento del editor de mapas

Una vez ajustados todos los parámetros correctamente, se afectúa el cálculo mediante el botón del sumatorio. El resultado es el siguiente:

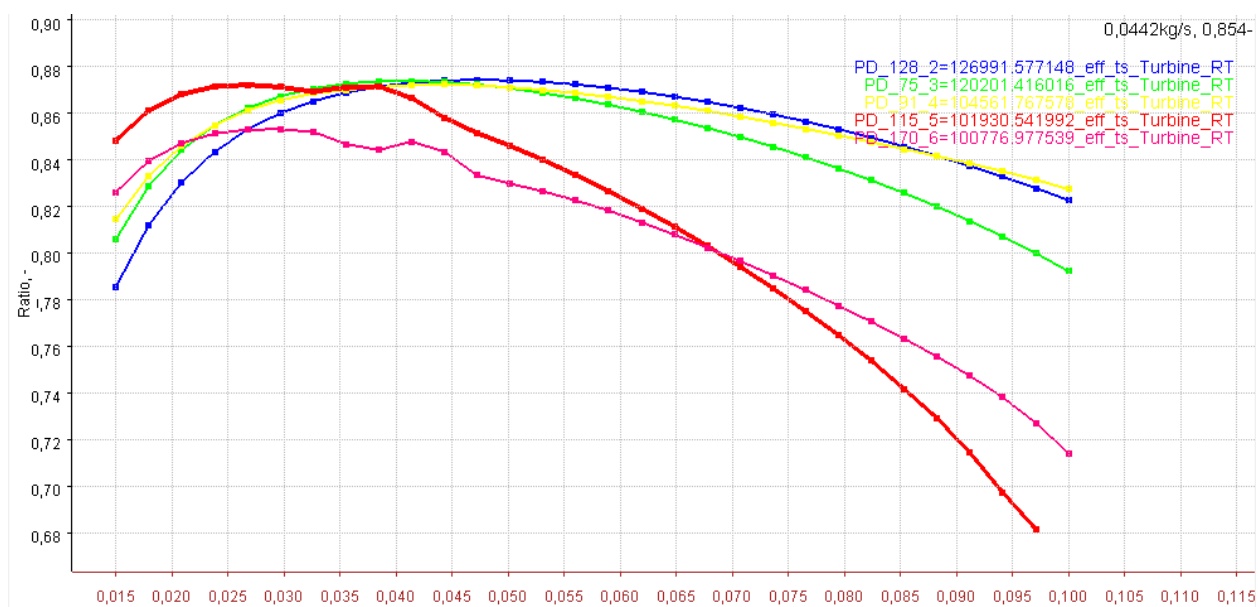


Figura 5.16. Curvas de rendimiento frente a gasto de las soluciones 128 (azul), 75 (verde), 91 (amarillo), 115 (rojo) y 170 (rosa).

Se observa claramente como unas soluciones soportan mucho mejor las variaciones en el gasto respecto a otras. Las curvas con el coeficiente de flujo más alto, 115 (en rojo) y 170 (en rosa), presentan un gran rendimiento para gastos pequeños, pero caen drásticamente a partir del punto diseño. Las otras curvas presentan un comportamiento aceptable en un rango amplio siendo la solución 75 (en verde) la que tiene la curva más plana de todas y, por tanto, el diseño más óptimo. Es interesante resaltar que esta solución era ya por defecto la elegida como “best solution” por el programa.

5.4 Estudio de la línea media. Estudio unidimensional.

Tras estudiar cuál en la mejor solución tanto dentro como fuera del punto de diseño en los apartados 5.2 y 5.3 se ha llegado a la conclusión que el mejor diseño para aplicar a un grupo de sobrealimentación es la solución 75. Sin embargo, como se presentó en la Tabla 3, las condiciones nominales de la solución 75 no son las que se presentaron al principio del prediseño. Es por ello que se necesita refinar la geometría de este diseño. Para ello se recurre al diseño de la línea media (mean-line design).

Esta herramienta, a diferencia del buscador de soluciones, utiliza la geometría de una solución ya existente (obtenida en el estudio del espacio de diseño) y estudia el comportamiento de la misma para unas condiciones de contorno (operación) determinadas, que pueden coincidir o no con las originales del diseño. De este modo se obtienen las prestaciones reales de dicho diseño en el caso de interés.

Primero se impone el gasto al nominal, 0,045 kg/s. Seguidamente, en ajustes se cambia el modo de cálculo para que encuentre la presión dado un gasto y se escoge la opción de minimizar incidencia. Esta opción libera la restricción sobre el ángulo del álabe a la entrada (única característica geométrica que puede cambiar respecto del diseño original) de modo que el diseño obtenido proporcione las mejores prestaciones posibles, incluido un amplio rango de operación.

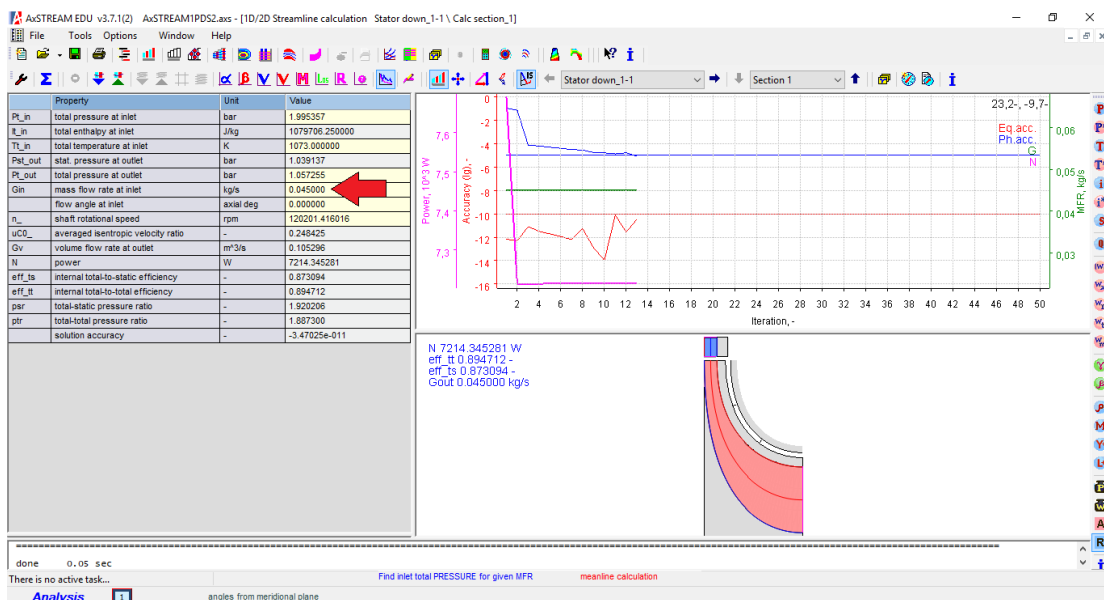


Figura 5.17. Ventana principal de la herramienta de cálculo de línea media

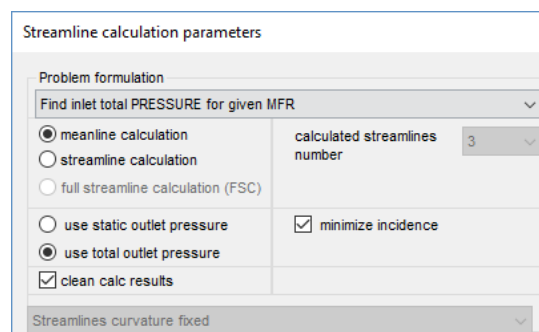


Figura 5.18. Ventana de ajustes del calculo de línea media

Tras ello, se procede a calcular y, finalmente, a guardar los datos en el árbol del proyecto de forma que se puedan consultar todos los parámetros del diseño final obtenido.

6 EVALUACIÓN DEL DISEÑO FINAL OBTENIDO

6.1 Comportamiento global

En la ventana principal del árbol del proyecto se pueden consultar hasta 37 parámetros globales distintos del diseño final de la turbina.

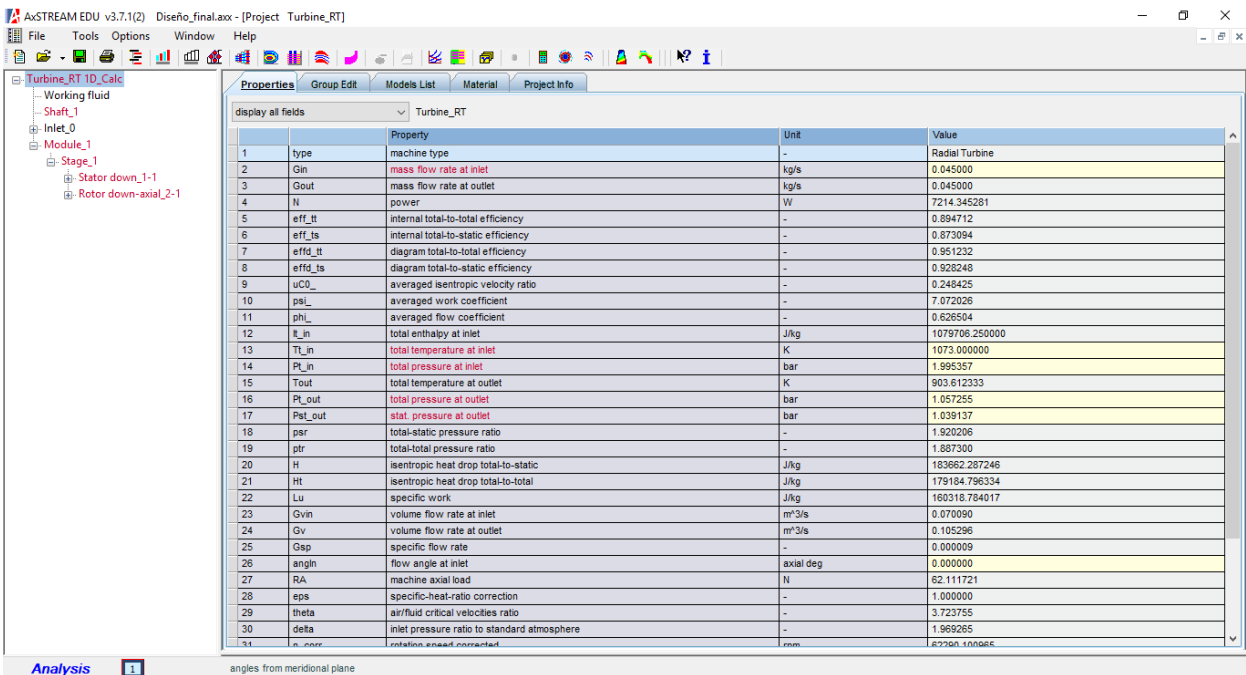


Figura 6.1. Ventana principal de árbol del proyecto

Entre los parámetros más importantes se encuentran los siguientes:

Tabla 4. Propiedades globales del diseño final

\dot{W} (W)	7,214	Φ	0,6265
η_{te}	0,8731	Ψ	7,072
η_{tt}	0,8947	W_e (kJ/kg)	160,32
\dot{m} (kg/s)	0,0450	Δh_s (kJ/kg)	183,66
N (rpm)	120201,4	Carga axial (N)	62,11
RE	1,920		

Es interesante comprobar como al forzar el gasto a 0,045 kg/s la máquina ha perdido rendimiento respecto de la solución inicial, pero de forma sutil ya que como se vio en el apartado 5.3 esta era la solución más adaptable a cambios en el gasto. También son reseñables los valores finales de trabajo específico (W_e) y salto entáptico isentrópico (Δh_s), muy cercanos a los supuestos en el apartado 5.1. Finalmente, destacar que el programa nos proporciona un valor de empuje axial generado por la turbomáquina, esencial para el diseño de los cojinetes.

6.2 Comportamiento aero-termodinámico.

6.1.1 Triángulos de velocidad

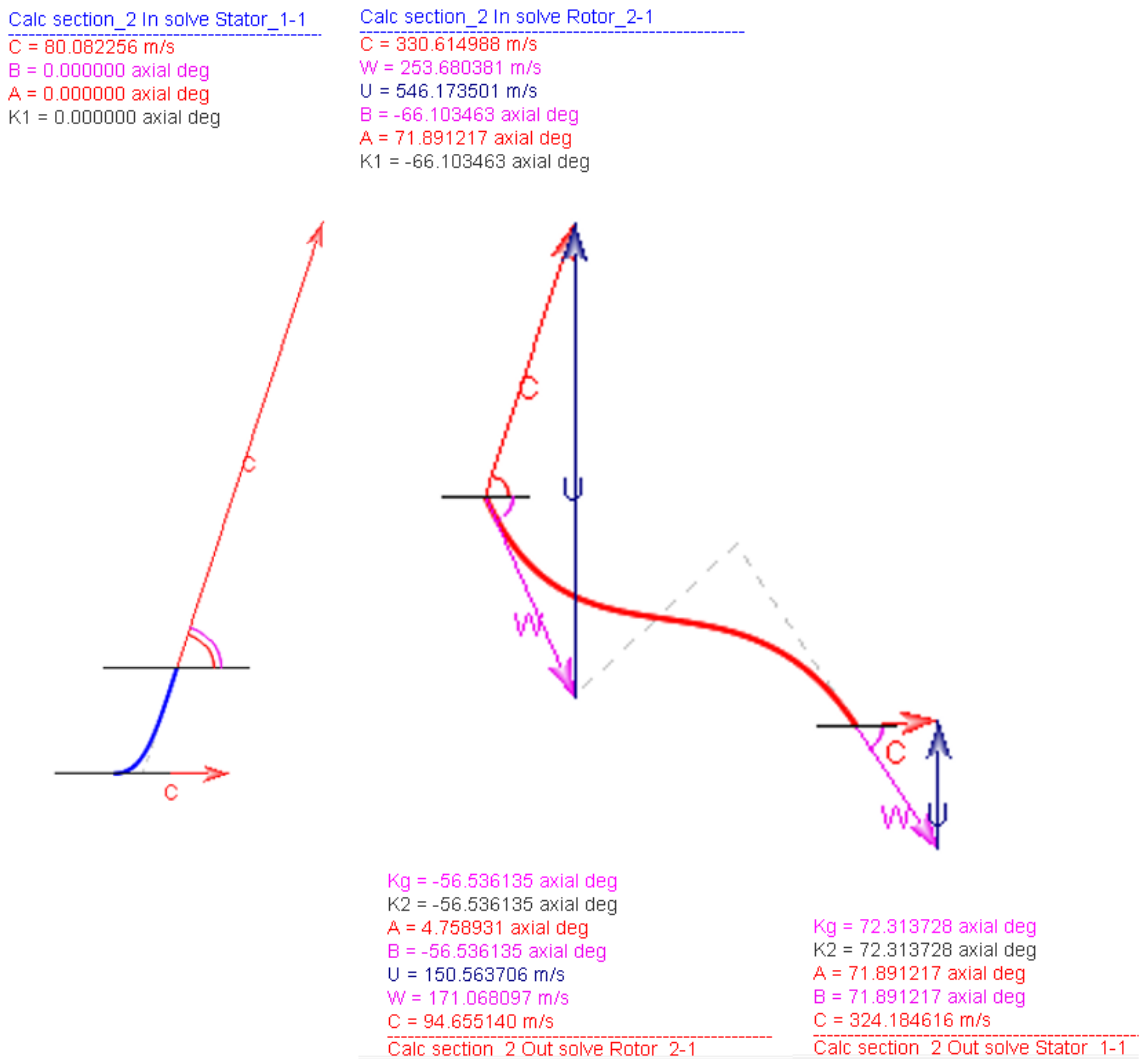


Figura 6.2. Triángulos de velocidad a la entrada del estátor (izquierda), entrada del rotor (centro) y salida del rotor (derecha) del diseño final

Los triángulos de velocidad obtenidos son similares a los expuestos en el apartado 2.3. Se puede apreciar claramente la gran deflexión del flujo en el rotor así como el intento de disminuir la velocidad de salida en a la salida de la máquina.

6.1.2 Diagrama h-s

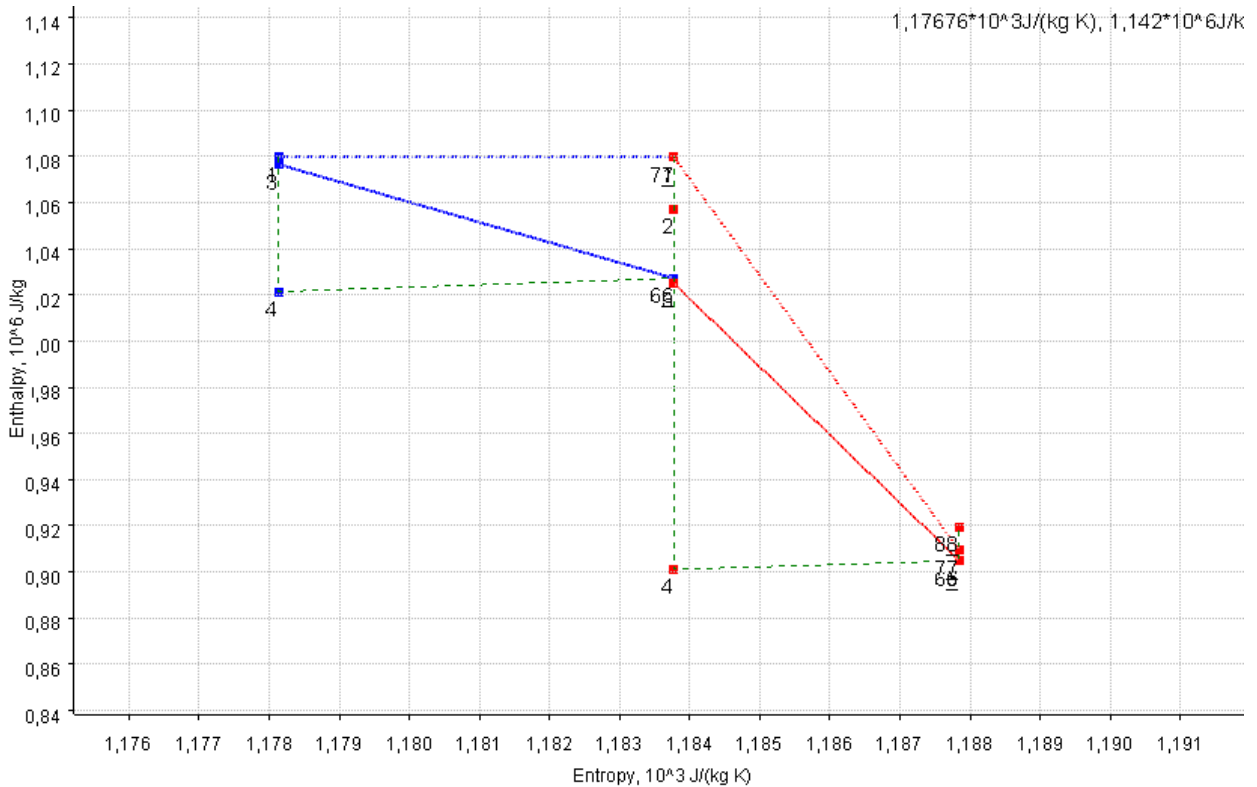


Figura 6.3. Diagrama h-s del diseño final

La morfología del diagrama h-s es la esperada, con una primera conversión en el estátor sin generación de trabajo (se mantiene la entalpía de remanso) y una posterior expansión que genera trabajo en el rotor. Importante comentar que este diagrama pertenece a la sección 2 (altura media del canal) ya que es distinto al que presentarían las secciones 1 y 3 (raíz y cabeza respectivamente).

6.1.3 Pérdidas

Se pueden obtener tanto del diagrama h-s como de realizar un balance energético en la turbina.

$$\Delta h_s = We + Pérd_{por\ perfil} + Pérd_{vsal} \quad (33)$$

- Pérdidas por perfil: Provocadas por el rozamiento del fluido con los perfiles aerodinámicos de la máquina.

$$Pérd_{por\ perfil} = 18.866\ W$$

- Pérdidas por velocidad de salida: En la turbina la velocidad de salida no se recupera ni genera trabajo por lo que es una pérdida.

$$Pérd_{vsal} = 4.477\ W$$

- Pérdidas secundarias: Causadas por flujos secundarios como torbellinos y reflujos. No se consideran en esta etapa de diseño.

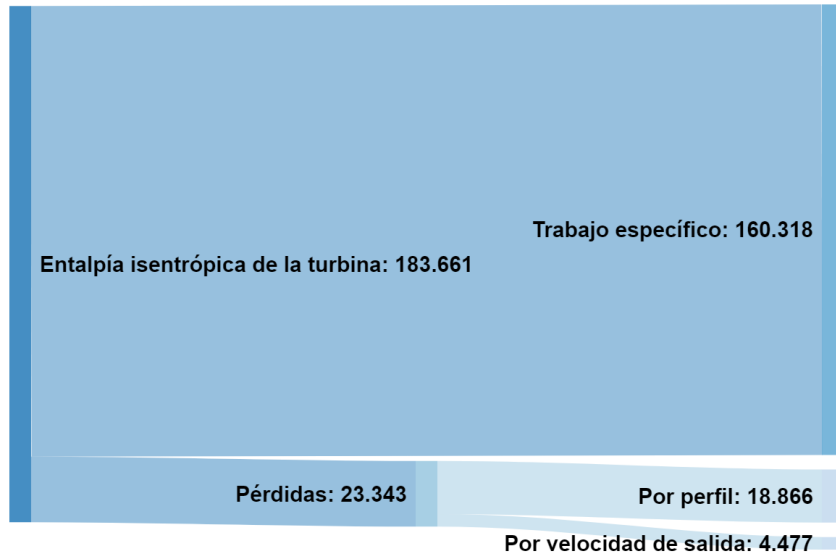


Figura 6.4. Diagrama de Sankey del balance energético en la turbina

6.3 Geometría final

La información relativa a la geometría de la máquina la podemos encontrar en las pestañas “stator” y “rotor” del árbol del proyecto donde aparece desglosada toda la información generada por el programa. En la siguiente tabla se recoge la más destacada:

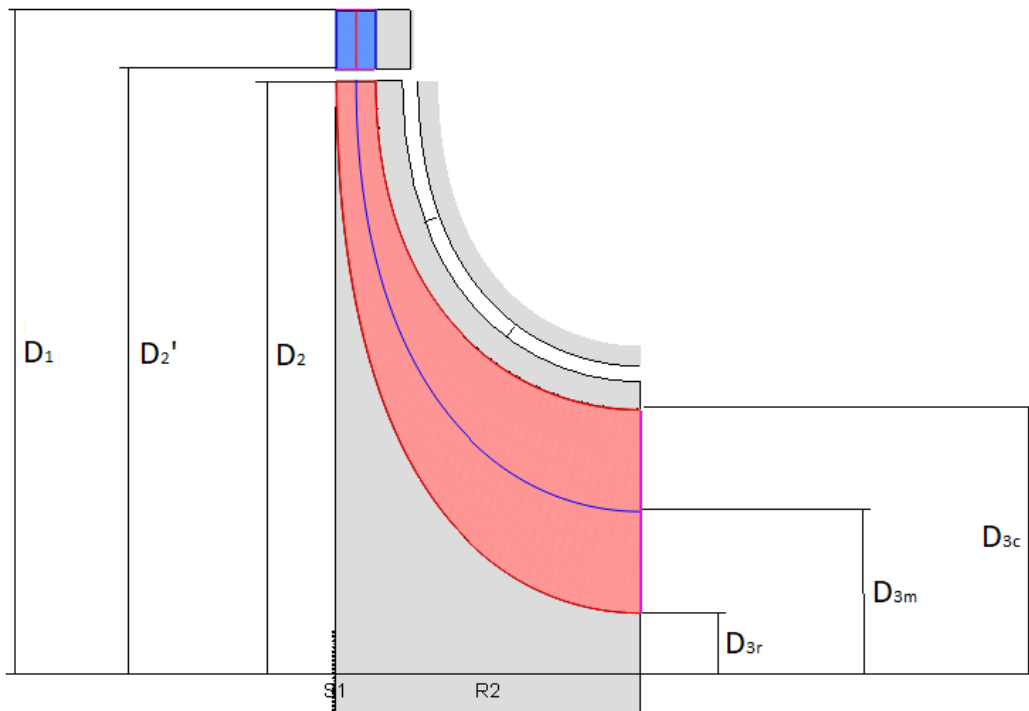


Figura 6.5. Esquema de la geometría del diseño final

Tabla 5. Información sobre la geometría del estátor y del rotor del diseño final

ESTÁTOR	RÓTOR
Diametro a la entrada: $D_1 = 97,11$ mm	Diametro a la entrada: $D_2 = 88,78$ mm
Diámetro a la salida: $D_2' = 88,50$ mm	Diámetro a la salida de cabeza: $D_{3c} = 38,77$ mm
Número de álabes: $Z_E = 43$	Diámetro a la salida medio: $D_{3m} = 23,92$ mm
Área a la entrada: $A_{eE} = 875,23$ mm ²	Diámetro a la salida de raíz $D_{3r} = 9,07$ mm
Área a la salida: $A_{sE} = 797,65$ mm ²	Número de álabes: $Z_R = 16$
	Área a la entrada: $A_{eR} = 782,15$ mm ²
	Área a la salida: $A_{sR} = 1116,26$ mm ²

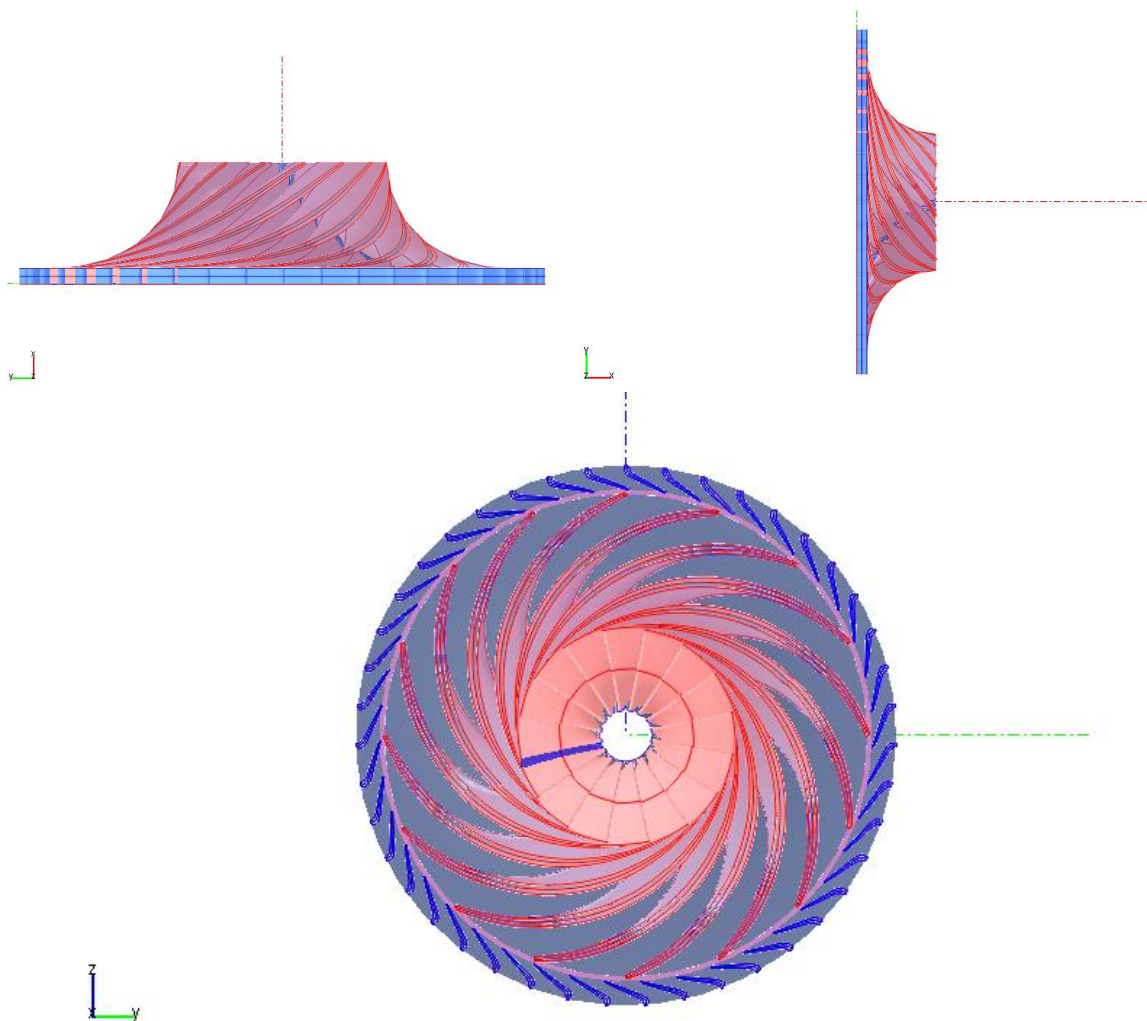


Figura 6.6. Distintas vistas en 3D del diseño final

6.4 Curva característica

Las curvas características de una turbomáquina indican como es el comportamiento de esta ante cambios en sus variables principales (gasto, RE y número de vueltas). Recurriendo de nuevo al generador de mapas de AxSTREAM es posible obtener las curvas características de una turbina radial donde se representan la relación de expansión frente al gasto a números de vueltas constantes.

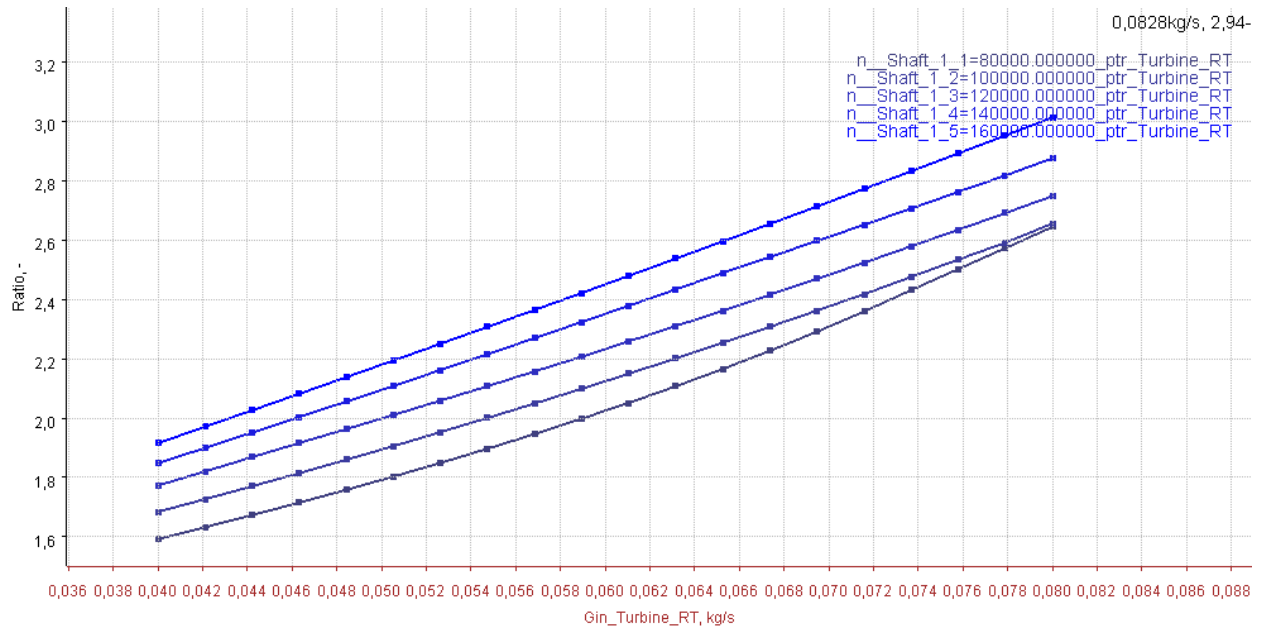


Figura 6.7. Curva característica del diseño final

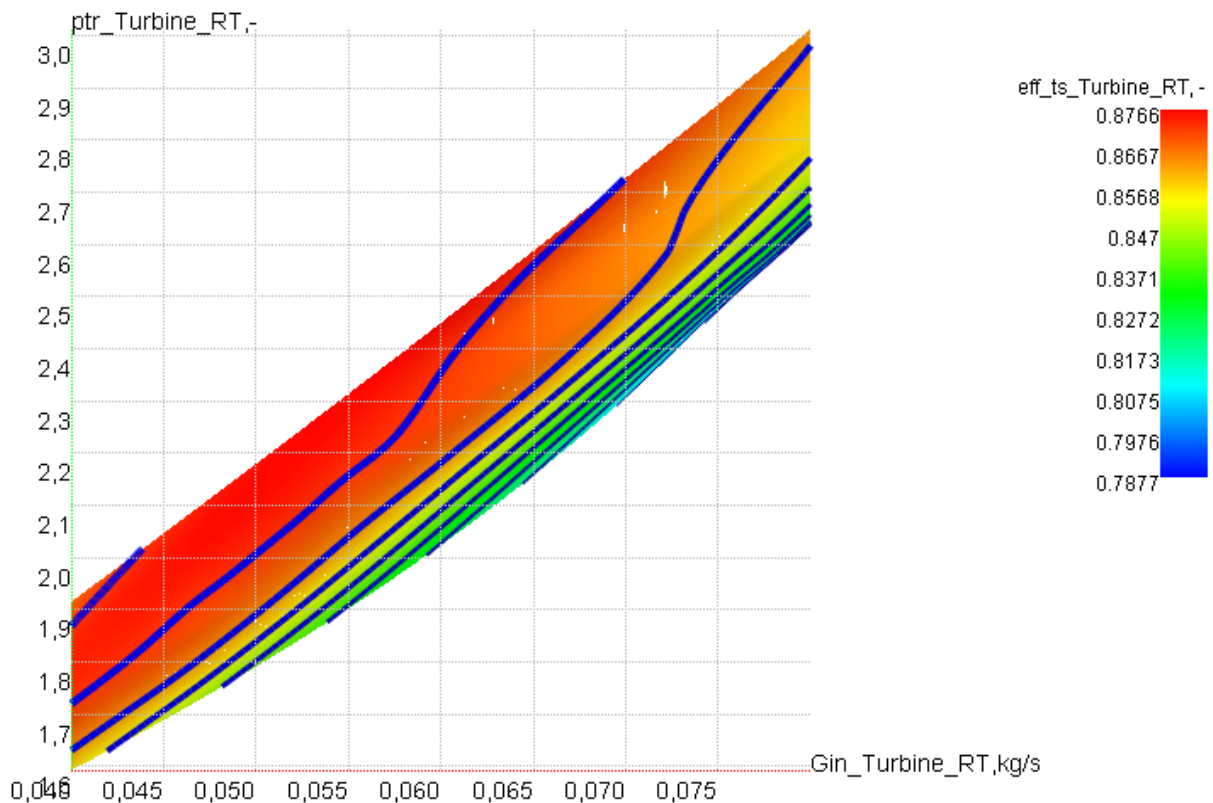


Figura 6.8. Curva característica rendimiento con zonas de isorendimiento a color del diseño final

Cabe destacar en la Figura 6.6 la clara influencia de la velocidad de giro en la relación de expansión de la turbina y como ninguna de las curvas de velocidad de giro constate alcanza el bloqueo (límite en el gasto másico). En cuanto a la Figura 6.7 se ve como el rendimiento máximo se encuentra en el punto de nominal de operación y a partir de ahí el rendimiento disminuye suavemente gracias al amplio rango de funcionamiento de este diseño.

6.5 Acoplamiento con el turbocompresor

Una parte importante a tener en cuenta del diseño final es su correcto acoplamiento con la otra turbomáquina de su correspondiente grupo de sobrealimentación, el turbocompresor.

Para realizar un acoplamiento o “matching” adecuado existen dos soluciones posibles:

- Compresor sigue turbina

En este caso, es la turbina la que impone el trabajo disponible para el compresor y el número de vueltas al que debe girar este, siendo 120201 rpm para este diseño. Para conocer cual debe ser el trabajo específico consumido por el compresor basta con suponer un rendimiento mecánico en el eje, por ejemplo, de 0,98.

$$W_{e,c} = W_{e,T} \cdot \eta_{mec} = 160318,8 \cdot 0,98 = 157112,4 \text{ kJ/kg} \quad (34)$$

- Turbina sigue compresor

Es el método más utilizado. El compresor impone el trabajo específico y el número de vueltas del eje que acopla ambas máquinas.

Para realizar el “matching” esta vez sería necesario un compresor ya diseñado para un grupo de sobrealimentación, que bien podría ser el desarrollado en el Trabajo de Fin de Grado “Diseño y análisis de un turbocompresor para el grupo de sobrealimentación de un motor alternativo” de Juan Mudarra Acebedo, el cual ha seguido la misma metodología que este trabajo.

Una vez conocido el trabajo específico y el número de vueltas de dicho compresor, se buscaría una solución óptima o se ajustaría la ya escogida a pesar de que esta perdiera algo de rendimiento, lo cual no es un problema grave ya que la turbina presenta mayor rendimiento que el compresor en la mayoría de casos.

Entre estos procesos se encuentran el prediseño tridimensional, el análisis de elementos finitos para obtener información sobre las tensiones mecánicas y las vibraciones en la máquina, el modelado del flujo en 3D con un CFD, estudios dinámicos en el rotor y la obtención de un prototipo mediante herramientas de dibujo y diseño asistido. Todo ello constantemente realimentado para obtener un mayor grado de optimización.

El objetivo final se cumple: Existe un aumento real de la potencia en el motor alternativo

Como se ha comentado previamente, la finalidad del grupo de sobrealimentación es incrementar la potencia de un motor alternativo. Por tanto, es interesante evaluar cuál ha sido este incremento conseguido recurriendo a la ecuación que define la potencia de un motor alternativo.

$$\dot{W} = PCI \cdot \eta_e \cdot \dot{m} \cdot F \quad (35)$$

Sabiendo que la potencia inicial era de 122 CV (90,97 kW), de la ecuación 15 obtenemos el gasto sin sobrealimentar, $\dot{m}_{sin SA} = 0,0314 \text{ kg/s}$ y suponiendo un rendimiento efectivo del motor, η_e de 0,35 y un $PCI=43 \text{ MJ/kg}$ correspondiente al diésel, se obtiene el dosado, $F = 0,1926$.

Aplicando la ecuación 32 al motor sobrealimentado se tiene la nueva potencia: $\dot{W} = 130,44 \text{ kW}$

Tras una primera aproximación y sin entrar en consideraciones tecnológicas sobre motores alternativos con este prediseño el motor incrementaría su potencia de 122 CV a 175 CV, lo que supone un aumento del 43% su potencia.

7.2 Desarrollos futuros

Uso de las herramientas “profiler and blade design” y “radial blade design”

Durante el desarrollo de este prediseño se ha trabajado con la máquina de forma global. Sin embargo, el software presenta unas herramientas que permiten la edición y estudio de las cascadas de álabes de forma separada.

La primera mencionada, “profiler and blade desing” se centra en los perfiles aerodinámicos de la máquina y posibilita cambiar parámetros estudiados en la asignatura de turbomáquinas como el paso, la solidez, la cuerda del álabe, el espesor, los ángulos de metal o los factores de pérdidas.

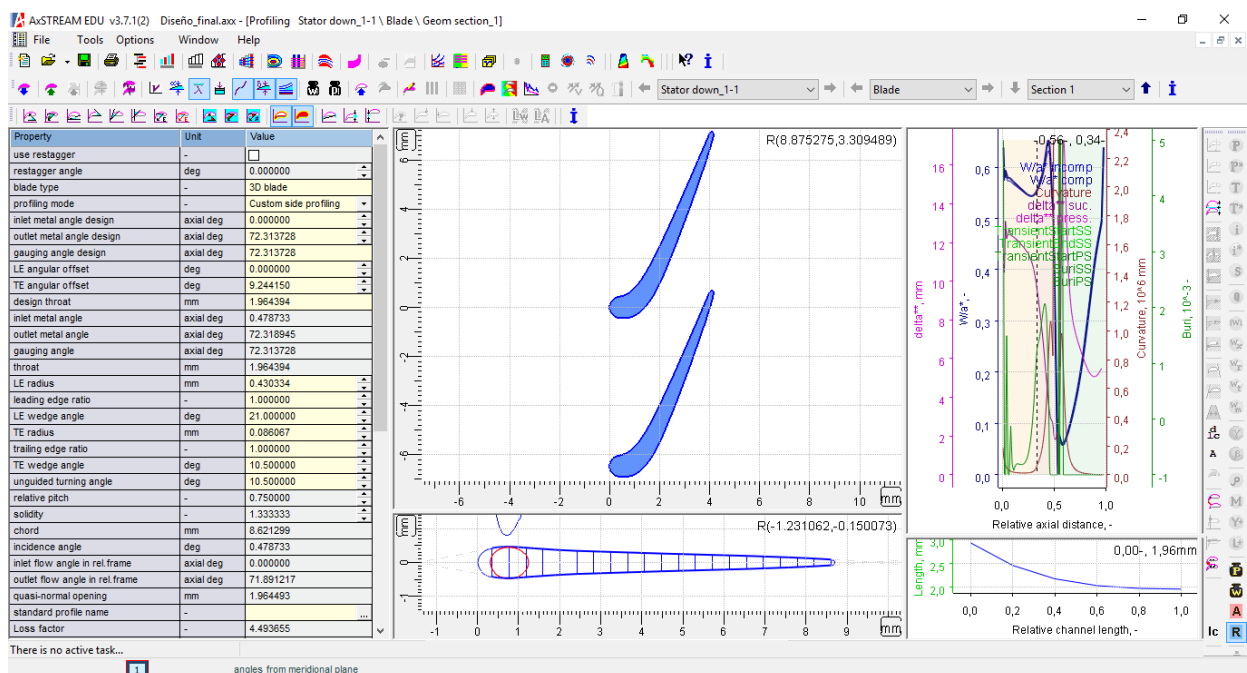


Figura 7.2. Ventana de la herramienta “profiler and blade design”

La otra herramienta “radial blade desing” trata el concepto de la cascada de álabes en una máquina radial permitiendo cambiar entre otros parámetros el tipo de álabes (cilindrico o de cuchillo) o el número de alabes de la cascada.

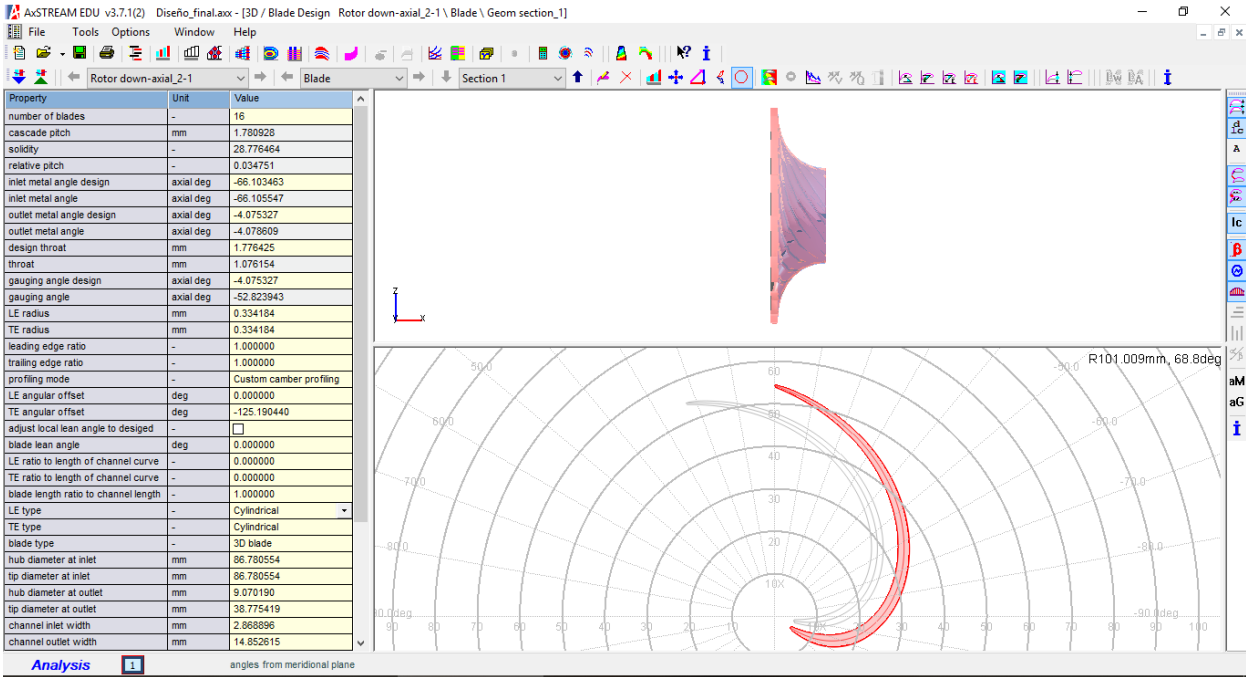


Figura 7.3. Ventana de la herramienta "radial blade design"

Sería interesante tanto para el diseño realizado en este trabajo como para otros diseños realizar un análisis de como afectan los parámetros sobre álabes y cascadas antes mencionados al igual que se han estudiado los parámetros globales de la máquina, y de esa forma conocer como afecta un cambio en esos valores y seleccionar los óptimos para la máquina.

Análisis con un CFD

Como se ha comentado en el apartado 7.1 este diseño no está finalizado y un posible desarrollo del trabajo podría ser el análisis de la geometría obtenida en este prediseño mediante un CFD (Computational Fluid Dynamics). Esta herramienta calcularía los flujos primarios y secundarios dentro de la máquina permitiendo conocer con un mayor grado de exactitud el comportamiento real del conjunto, así como todas sus pérdidas.

Este estudio se podría realizar tanto desde softwares comerciales como Fluent o Flow 3D o el que incorpora el mismo paquete de AxSTREAM, llamado AxCFD calculation.

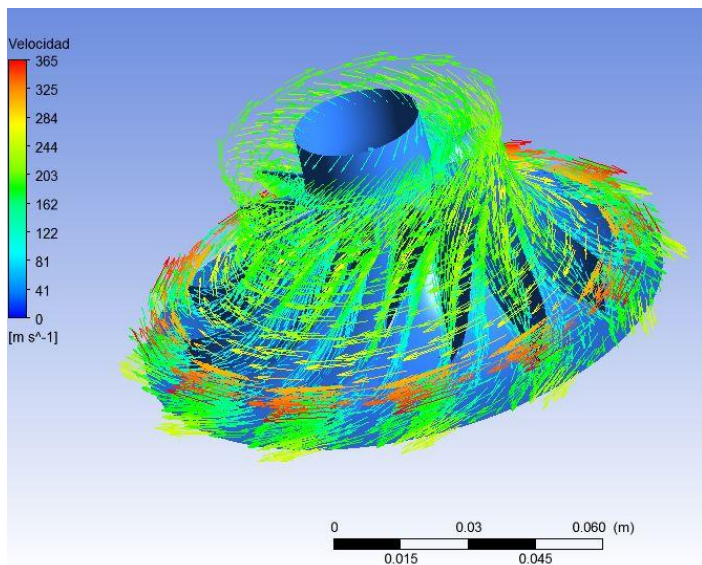


Figura 7.4. Estudio de una turbomáquina mediante un CFD

BIBLIOGRAFÍA

Álvarez G., A. *Partes de una turbomáquina.*

Balje, O.E. (1981). *Turbomachines: A Guide to Design, Selection and Theory.*

Grupo Motores Térmicos de Sevilla. *Apuntes de la asignatura Motores de combustión interna alternativos de GIE.*

Motor.es.

Motorpasion.com.

Sánchez Lencero, T., Muñoz Blanco, A., & Jiménez-Espadafor Aguilar, F. J. (2004). *Turbomáquinas térmicas.* Sevilla: Síntesis.

Sánchez Martínez, D. *Apuntes de la asignatura Turbomáquinas Térmica de GIE.*

Turbobygarrett.com.

ANEXO I: CÁLCULOS

DESARROLLO 1:

Para obtener la densidad, se resuelve el conducto de admisión a partir de las condiciones exteriores (p_{atm}, T_{adm}). Se calcula primero el punto correspondiente a la entrada del compresor.

$$p_{01} = p_{atm} - \Delta p_{filtro} = 1 \text{ bar} - 0,05 \text{ bar} = 0,95 \text{ bar} \quad (36)$$

$$p_{adm} = p_{01} \cdot RC = 1,9 \text{ bar} \quad (37)$$

$$T_{01} \cong T_{adm} = 298 \text{ K} \quad (38)$$

Para calcular la presión a la salida del compresor es necesario suponer un valor aproximado de la RC aportada por el compresor del grupo de sobrealimentación. Un valor aceptable puede ser $RC = 2$. A partir de la expresión de su rendimiento y una isentrópica se obtiene la temperatura.

$$\eta_c = \frac{T_{adm,s} - T_{01}}{T_{adm} - T_{01}} \cong 0,75 \quad (39)$$

$$\frac{T_{adm,s}}{T_{01}} = RC^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{adm,s} = 363,26 \text{ K} \quad (40)$$

Conocidos todos los parámetros, se calcula la densidad en la admisión y finalmente el gasto.

$$\rho_{adm} = \frac{p_{adm}}{T_{adm} \cdot R_g} = 1,719 \text{ kg/m}^3 \quad (41)$$

DESARROLLO 2:

El caudal se obtiene a través del gasto y la densidad:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho_{01}} = 0,079 \text{ m}^3/\text{s} \quad (42)$$

$$\rho_{01} = \frac{p_{01}}{T_{01} \cdot R_g} = 0,61 \text{ kg/m}^3 \quad (43)$$

Posteriormente se calcula el salto isentálpico presente en la turbina a través de las ecuaciones fundamentales de máquinas térmicas:

$$\Delta h_s = C_p (T_{01} - T_{03,ss}) = 168,4 \text{ kJ/kg} \quad (44)$$

$$T_{03,ss} = T_{01} \cdot \left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 908,9 \text{ K} \quad (45)$$

DESARROLLO 3:

El trabajo específico de la turbina resulta de la ecuación del rendimiento de esta y otros valores ya conocidos.

$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{03,ss}} \cong 0,90 \rightarrow T_{03} = 925,3 \text{ K} \quad (46)$$

Conocida la diferencia de temperaturas, se multiplica por Cp y se obtiene el trabajo específico.

$$W_{e,T} = Cp (T_{01} - T_{03}) = 150,9 \text{ kJ/kg} \quad (47)$$

