



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO
DISEÑO DE COMPRESORES PARA UN CICLO DE
POTENCIA DE ARGÓN

Autor: Javier Montes Gutiérrez

Directores: Eva María Arenas Pinilla

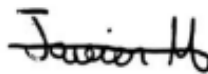
Alexis Cantizano González

Madrid

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Diseño de compresores para un ciclo de potencia de argón
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2022/2023 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Javier Montes Gutiérrez

Fecha: 16/ 06/ 2023



Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.:



Firmado
digitalmente por
Eva Arenas Pinilla
Fecha: 2023.06.19
01:25:42 +02'00'

Fecha: 19/06/2023





COMILLAS

UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO DISEÑO DE COMPRESORES PARA UN CICLO DE POTENCIA DE ARGÓN

Autor: Javier Montes Gutiérrez

Directores: Eva María Arenas Pinilla

Alexis Cantizano González

Madrid

Agradecimientos

A mis directores de proyecto y profesores Eva y Alexis por su paciencia, implicación y ayuda tanto en este trabajo como en mi formación personal y profesional.

A mi familia, pareja y amigos por su apoyo durante todos estos años.

DISEÑO DE COMPRESORES PARA UN CICLO DE POTENCIA DE ARGÓN

Autor: Montes Gutiérrez, Javier.

Directores: Arenas Pinilla, Eva María. Cantizano González, Alexis.

Entidad Colaboradora: ICAI- Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

En este proyecto se procederá al estudio y análisis del diseño de un compresor para un ciclo de Brayton de argón. Para ello, se estudiarán los parámetros cinemáticos, termodinámicos, geométricos y las pérdidas. Con todo ello calculado se podrá obtener el rendimiento del compresor y se aplicará un ejemplo de un ciclo de Brayton a este diseño para poder analizar los resultados.

Palabras clave: turbomáquinas, compresores, diseño, argón.

1. Introducción

Este proyecto se enfoca en el diseño de compresores para un ciclo de Brayton de argón. Los compresores desempeñan un papel importante al aportar energía al fluido que las atraviesa, y es por ello que se utilizan en diversas industrias, como en la producción de energía eléctrica y el transporte de fluidos. Para garantizar la máxima eficiencia y reducir los costos de producción y funcionamiento, es necesario realizar un diseño meticuloso, incluyendo el cálculo de la geometría de los compresores (altura, espesor de los álabes, triángulos de velocidad, entre otros). Para ello, se realizará el diseño y, más tarde, se aplicará un ejemplo numérico basado en un ciclo de Brayton utilizado en una central termosolar para validar los parámetros obtenidos. Este ciclo formará parte de una central termosolar, que utiliza un sistema de receptor central con lentes o espejos para concentrar la radiación solar y generar energía térmica, que luego se convierte en electricidad en el ciclo de potencia.

Este proyecto forma parte de un proyecto más amplio, desarrollado en la Cátedra Rafael Mariño de Nuevas Tecnologías Energéticas, cuyo objetivo se basa en obtener el diseño de turbomáquinas que trabajen con fluidos no convencionales, de cara al dimensionamiento y cálculo de costes de ciclos de potencia y bombas de calor innovadores y de alta eficiencia. Bajo ese proyecto se están desarrollando códigos que permiten diseñar diferentes tipos de turbomáquinas (compresores, turbinas, bombas...) de diferentes geometrías (axiales,

radiales..). En este proyecto concreto, se ha realizado el prediseño de todas las turbomáquinas que conforman el ciclo de la central termosolar que se quiere dimensionar, y se ha utilizado el código correspondiente al diseño de compresores axiales para dimensionar los compresores del ciclo, utilizando argón como fluido de trabajo. El código ha sido desarrollado por los integrantes del proyecto de la Cátedra, actualmente Javier y Jaume.

2. Definición del proyecto

Los objetivos de este proyecto se pueden dividir en principales y secundarios. El objetivo principal es obtener el diseño de los compresores presentes en un ciclo de Brayton de argón. Esto implicará otros objetivos (secundarios) como: crear una herramienta útil que permita diseñar compresores trabajando en un ciclo de Brayton con cualquier fluido en unas condiciones dadas; optimizar los compresores cinemática, geométrica y termodinámicamente de tal forma que en el diseño se pueda predecir una buena eficiencia de la máquina; profundizar en los conocimientos del campo de las turbomáquinas desde un punto de vista teórico y práctico; y servir como base para el desarrollo de trabajos futuros enfocados en el diseño de los distintos tipos de turbomáquinas existentes.

Para lograr estos objetivos, la metodología seguirá la planteada en los capítulos del libro “Turbomachinery. Fundamentals, Selection and Preliminary Design”(Gambini & Vellini, 2020). Se comenzará con los principios básicos de la termodinámica y de la mecánica de fluidos aplicado a las turbomáquinas. Se continuará con el proceso de selección de la turbomáquina que permitirá conocer el tipo que se diseñará para unas condiciones dadas del fluido. A continuación, se realizará el diseño de la turbomáquina que se haya seleccionado. Por último, se comprobará el diseño aplicándolo en un caso práctico de un ciclo de Brayton.

3. Descripción del modelo

Para proceder con el diseño del compresor, será necesario realizar un proceso previo de selección del tipo de compresor (radial, axial o de flujo mixto) en base a las propiedades del fluido atravesando dicha máquina (presión de entrada, temperatura de entrada, presión de salida y flujo másico), junto con ciertas características técnicas a tener en cuenta como son la velocidad de giro y el número de etapas del compresor. Tras el estudio del proceso de selección del tipo de compresor, se continuará con la obtención de los parámetros del

compresor que permitirán el cálculo del rendimiento total. En el primer capítulo también se efectuará el proceso de selección de la turbina perteneciente al ciclo de Brayton. El procedimiento para el diseño del compresor será el siguiente: se conocen primeramente algunas propiedades del fluido a la entrada y salida del compresor (flujo másico, presión de entrada, temperatura de entrada y presión de salida). A partir de ellas se lleva a cabo un estudio de preselección de turbomáquina con el que se obtiene el número de etapas y la velocidad de rotación. Con todos estos datos y la asunción de los valores iniciales de algunos parámetros (grado de reacción, coeficiente de trabajo, coeficiente de flujo y los rendimientos isentrópicos y del rotor de la máquina), se continuará con el cálculo de los parámetros cinemáticos, termodinámicos, geométricos y pérdidas. Por último, al haber calculado las pérdidas, se podrán obtener los distintos rendimientos de la máquina. Si se sustituyen los valores iniciales de los parámetros asumidos por los calculados en este proceso y se repite todo lo anterior (iteración) hasta que el rendimiento total del compresor converja, se obtiene finalmente el diseño del compresor. Para poder visualizar mejor este proceso se alternarán las ecuaciones necesarias para el diseño junto con la aplicación del ejemplo práctico del ciclo de Brayton de la central termosolar, con lo que se podrán obtener resultados.

4. Resultados

Tras realizar el diseño, se obtienen los siguientes resultados:

		Compresor C1		Compresor C2	
	Unidades	Primera etapa	Última etapa	Primera etapa	Última etapa
Parámetros cinemáticos					
α_1	°	32,47	32,47	32,47	32,47
α_2	°	49,763	49,77	49,763	49,761
β_1	°	49,763	49,763	49,763	49,763
β_2	°	32,47	32,46	32,471	32,474

u	m/s	244,123	244,123	189,66	189,66
Parámetros termodinámicos					
p_2	bar	1,3449	2,0199	2,3577	3,8548
T_2	°C	72,18	141,29	65,37	149,15
p_3	bar	1,4988	2,2199	2,5215	4,0800
T_3	°C	89,367	159,197	75,75	160,05
Parámetros geométricos					
D_M	cm	155,413	155,413	120,742	120,742
$h_{B,rotor}$	cm	8,466	6,6936	7,648	5,795
$h_{B,estator}$	cm	7,95	6,356	7,363	5,623
C_{rotor}	cm	7,705	6,092	6,960	5,274
$C_{estator}$	cm	7,236	5,784	6,701	5,118
$N_{B,rotor}$	-	63	80	54	71
$N_{B,estator}$	-	67	84	56	74
Potencia y rendimiento					
P	MW	5,255		5,308	
$\eta_{TT,compresor}$	%	88,42		87,92	

Resumen de resultados del diseño de los compresores

5. Conclusiones

Tras realizar el análisis de los resultados, se puede concluir que resultan válidos al haber logrado un rendimiento total de ambos compresores satisfactorio (ambos muy cerca del 90%). Dada la validez de los resultados, este proyecto, y, más en concreto, el código que se

ha realizado en este, podría ser una herramienta muy útil para el diseño de compresores axiales, no solo en ciclos de Brayton, sino en aquellas aplicaciones en donde se puedan conocer las presiones de entrada y de salida del fluido, la temperatura de entrada y el flujo másico.

6. Referencias

Gambini, M., & Vellini, M. (2020). *Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design*. Springer Nature.

DESIGN OF COMPRESSORS FOR AN ARGON POWER CYCLE

Author: Montes Gutiérrez, Javier.

Supervisors: Arenas Pinilla, Eva María. Cantizano González, Alexis.

Collaborating Entity: ICAI-Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

This project will be based on the study and analysis of the design of a compressor for an argon Brayton cycle. For this purpose, the kinematic, thermodynamic and geometric parameters, in addition with losses, will be studied. With all this calculated it will be possible to obtain the performance of the compressor. An example of a Brayton cycle will be applied to this design in order to analyze the results.

Keywords: turbomachinery, compressors, design, argon.

1. Introduction

This project focuses on the design of compressors for an argon Brayton cycle. Compressors play an important role in exchanging energy with the fluid passing through them, and that is why they are used in various industries, such as in power generation and fluid transport. To ensure maximum efficiency and reduce production and operating costs, it is necessary to perform a meticulous design of these, including the calculation of the geometry of the compressors (height, thickness of the blades, speed triangles, among others). For this purpose, the design will be carried out and, later, a numerical example based on a Brayton cycle used in a solar thermal power plant will be applied to validate the obtained parameters. This cycle will be part of a solar thermal power plant, which uses a central receiver system with lenses or mirrors to concentrate solar radiation and generate thermal energy, which is then converted into electricity in the power cycle.

This project is part of a broader project, developed in the Cátedra Rafael Mariño de Nuevas Tecnologías Energéticas, whose objective is based on obtaining the design of turbomachines that work with non-conventional fluids, for the sizing and costing of innovative and high efficiency power cycles and heat pumps. Under this project, codes are being developed that allow the design of different types of turbomachines (compressors, turbines, pumps...) of

different geometries (axial, radial...). In this specific project, the pre-design of all the turbomachines that make up the cycle of the solar thermal power plant to be dimensioned has been carried out, and the code corresponding to the design of axial compressors has been used to dimension the compressors of the cycle, using argon as working fluid. The code has been developed by the members of the Chair project, currently Javier and Jaume.

2. Project definition

The objectives of this project can be divided into main and secondary. The main objective is to obtain the design of the compressors present in an argon Brayton cycle. This will involve other (secondary) objectives such as: to create a useful tool to design compressors working in a Brayton cycle with any fluid under given conditions; to optimize the compressors kinematically, geometrically and thermodynamically so that the design can predict a good efficiency of the machine; to deepen the knowledge of the field of turbomachines from a theoretical and practical point of view; and to serve as a basis for the development of future work focused on the design of different types of existing turbomachines.

To achieve these objectives, the methodology to be followed is described in the book "Turbomachinery. Fundamentals, Selection and Preliminary Design" (Gambini & Vellini, 2020). It starts with the basic principles of thermodynamics and fluid mechanics applied to turbomachinery. It continues with the selection process of the turbomachine that will allow to know the type of turbomachine to be designed for given fluid conditions. Then the design of the turbomachine selected will be performed. Finally, the design will be checked by applying it to a practical case of a Brayton cycle.

3. Model description

To proceed with the design of the compressor, it will be necessary to carry out a previous process of selection of the type of compressor (radial, axial or mixed flow) based on the properties of the fluid passing through the machine (inlet pressure, inlet temperature, outlet pressure and mass flow), along with certain technical characteristics to take into account such as the speed of rotation and the number of stages of the compressor. After studying the process of selecting the type of compressor, obtaining the compressor parameters that allow the calculation of the total efficiency will be carried out. In the first chapter the selection

process of the turbine belonging to the Brayton cycle will also be carried out. The procedure for the design of the compressor will be as follows: first some properties of the fluid at the inlet and outlet of the compressor (mass flow, inlet pressure, inlet temperature and outlet pressure) are known; from these properties, a turbomachine pre-selection study is carried out to obtain the number of stages and the rotational speed; with all these data and the assumption of the initial values of some parameters (reaction degree, work factor, flow factor and the isentropic and rotor efficiency of the machine), the calculation of the kinematic, thermodynamic and geometric parameters and losses will be performed; finally, having calculated the losses, it will be possible to calculate the different performances of the machine. If the initial values of the parameters assumed are replaced by those calculated in this process and repeat all of the above (iteration) until the total compressor performance converges the compressor design will be obtained. In order to better visualize this process, the equations necessary for the design will be alternated with the application of the practical example of the Brayton cycle of the solar thermal power plant.

4. Results

After carrying out the design and determining the conditions of the fluid, the number of stages and the speed of rotation of the compressors, the following results are obtained:

		Compressor C1		Compressor C2	
	Units	First stage	Last stage	First stage	Last stage
Kinematic parameters					
α_1	°	32,47	32,47	32,47	32,47
α_2	°	49,763	49,77	49,763	49,761
β_1	°	49,763	49,763	49,763	49,763
β_2	°	32,47	32,46	32,471	32,474
u	m/s	244,123	244,123	189,66	189,66
Thermodynamic parameters					

p_2	bar	1,3449	2,0199	2,3577	3,8548
T_2	°C	72,18	141,29	65,37	149,15
p_3	bar	1,4988	2,2199	2,5215	4,0800
T_3	°C	89,367	159,197	75,75	160,05
Geometric parameters					
D_M	cm	155,413	155,413	120,742	120,742
$h_{B,rotor}$	cm	8,466	6,6936	7,648	5,795
$h_{B,stator}$	cm	7,95	6,356	7,363	5,623
C_{rotor}	cm	7,705	6,092	6,960	5,274
C_{stator}	cm	7,236	5,784	6,701	5,118
$N_{B,rotor}$	-	63	80	54	71
$N_{B,stator}$	-	67	84	56	74
Power and efficiency					
P	MW	5,255		5,308	
$\eta_{TT,compressor}$	%	88,42		87,92	

Summary of compressors design results

5. Conclusions

After analyzing the results, it can be concluded that they are valid to have achieved a satisfactory total efficiency of both compressors (both very close to 90%). Given the validity of the results, this project, and more specifically, the code that has been done in this, could be a very useful tool for the design of axial compressors, not only in Brayton cycles, but in those applications where you can know the inlet and outlet pressures of the fluid, the inlet temperature and mass flow.

6. References

Gambini, M., & Vellini, M. (2020). *Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design*. Springer Nature.

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	8
1.1 Motivación del proyecto.....	9
Capítulo 2. Descripción de las Tecnologías.....	11
Capítulo 3. Estado de la Cuestión	12
Capítulo 4. Definición del Trabajo	15
4.1 Objetivos	15
4.2 Objetivos de Desarrollo Sostenible	15
4.3 Metodología.....	16
Capítulo 5. Modelo Desarrollado.....	18
5.1 Proceso de preselección de turbomáquinas	20
5.2 Parámetros cinemáticos	26
5.3 Parámetros termodinámicos	32
5.4 Parámetros geométricos	37
5.5 Parámetros cinemáticos en la dirección radial	44
5.6 Pérdidas y rendimiento.....	45
5.6.1 Pérdidas del perfil.....	46
5.6.2 Pérdidas secundarias	49
5.6.3 Pérdidas debidas al desprendimiento del fluido	50
5.6.4 Pérdidas debidas a las ondas de choque.....	50
5.6.5 Pérdidas debidas a la punta del álabe	50
5.6.6 Rendimiento.....	51
Capítulo 6. Análisis de Resultados.....	54
Capítulo 7. Conclusiones y Trabajos Futuros.....	64
Capítulo 8. Bibliografía.....	66
ANEXO I	68

Índice de figuras

Figura 1: Esquema del proceso de diseño del compresor(Gambini & Vellini, 2020, p. 196)	17
Figura 2: Ciclo de Brayton operado con argón (Gambini & Vellini, 2020, p. 351).....	19
Figura 3: Triángulo de velocidades	27
Figura 4: Diagrama h-s completo del compresor C1 con rendimiento total de 88.41%	31
Figura 5: Diagrama h-s de la etapa 1 del compresor 1	33
Figura 6: Geometría de álabes (Gambini & Vellini, 2020, p. 166).....	38
Figura 7: Relación entre la relación de aspecto y el cociente entre el espesor máximo y la altura del álabe.....	39
Figura 8: Perfil del álabe (Gambini & Vellini, 2020, p. 166).....	40
Figura 9: Curvas de velocidades específicas (ω_s) frente a número de etapas (z) para el compresor 1	54
Figura 10: Curvas de velocidades específicas (ω_s) frente a número de etapas (z) para el compresor 2	55
Figura 11: Curvas de velocidades específicas (ω_s) frente a número de etapas (z) para la turbina.....	55
Figura 12: Diagrama h-s de la etapa 2 del compresor C1	59
Figura 13: Diagrama h-s de la etapa 3 del compresor C1	60
Figura 14: Diagrama h-s de la etapa 1 del compresor C2	60
Figura 15: Diagrama h-s completo del compresor C2.....	61
Figura 16: Croquis de un corte por el plano meridional del compresor C1	62
Figura 17: Croquis de un corte por el plano meridional del compresor C2	63

Índice de tablas

Tabla 1: Velocidades específicas para máximo rendimiento de cada turbomáquina	23
Tabla 2: Condiciones del fluido en el ciclo	25
Tabla 3: Rango de número de etapas y velocidad de rotación de cada turbomáquina	56
Tabla 4: Resultados de los parámetros más importantes del diseño de ambos compresores	59

Nomenclatura

A	Área de flujo (m ²)
AR	Relación de aspecto (-)
c	Velocidad absoluta (m/s)
c _L	Coefficiente de elevación del álabe (-)
c _s	Velocidad del sonido (m/s)
C	Cuerda del álabe (m)
C _a	Cuerda axial del álabe (m)
D	Diámetro (m)
D _s	Diámetro específico (-)
DF _{eq}	Coefficiente de difusión equivalente (-)
e	Máxima inclinación del álabe (m)
h	Entalpía específica (J/kg)
h _B	Altura del álabe (m)
H _{TE}	Factor de forma del borde de salida de la capa límite (-)
i	Ángulo de incidencia (°)
k _s	Rugosidad superficial (m)
l	Posición de máxima inclinación (m)
m	Flujo másico (kg/s)
Ma	Número de Mach (-)
N _B	Número de álabes (-)Fac
n	Velocidad de giro (rpm)
O	Distancia entre álabes (m)

R	Grado de reacción (-)
Re	Número de Reynolds
s	Entropía específica (J/kg·K)
S	Paso del álabe (m)
t	Espesor del álabe (m)
T	Temperatura (K)
u	Velocidad del álabe (m/s)
V	Caudal (m ³ /kg)
w	Velocidad relativa (m/s)
W	Trabajo específico (J/kg)
Y	Coefficiente de pérdida de presión (-)
z	Número de etapas (-)

Símbolos griegos

α	Ángulo absoluto del flujo (°)
α_B	Ángulo del álabe del estator (°)
β	Ángulo relativo del flujo (°)
β_B	Ángulo del álabe del rotor (°)
γ	<i>Blade stagger angle</i> (°)
Γ	Parámetro de circulación del álabe (-)
δ_R	Ángulo de deflexión del rotor (°)
δ_S	Ángulo de deflexión del estator (°)

δ_w	Ángulo de desviación (°)
η	Rendimiento (-)
η_{is}	Rendimiento isentrópico (-)
θ	Ángulo de curvatura del álabe (°)
λ	Relación entre el diámetro del buje y la punta del álabe (-)
μ	Viscosidad dinámica (Pa·s)
ρ	Densidad (kg/m ³)
σ	Solidez del álabe (-)
τ	Distancia de la punta del álabe a la carcasa (m)
φ	Coefficiente de flujo (-)
ϕ	Factor de flujo (-)
χ	Ángulo del álabe medido desde la cuerda (°)
ψ	Coefficiente de trabajo (-)
Ψ	Factor de trabajo (-)
ω	Velocidad de rotación (rad/s)
ω_s	Velocidad específica (-)

Subíndices

1	Entrada al rotor
2	Entrada al estator/ salida del rotor
3	Salida del estator

a	Axial
ad	Adiabático
in	Entrada
is	Isentrópico
m	Medio
rot	Rotor
sta	Estator
out	Salida

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

En este proyecto se procederá al estudio del diseño de compresores para un ciclo de Brayton de argón. Para comprender este proyecto, es necesario entender cuál es el propósito de una turbomáquina. Las turbomáquinas intercambian energía con el fluido que las atraviesa mediante la variación del momento cinético de este. Es por ello que son utilizadas con asiduidad en la industria de la producción eléctrica, en mecanismos de propulsión y en el transporte de fluidos, entre muchas otras aplicaciones. Consecuentemente, será necesario un diseño previo meticuloso que permita asegurar la mayor eficiencia posible para su futura aplicación, para consecuentemente, reducir los costes de producción y posterior funcionamiento. Para ello será necesario el cálculo de la geometría de los compresores (altura y espesor de los álabes, triángulos de velocidad...). Para comprobar que la obtención de estos parámetros es la correcta se aplicará un ejemplo numérico basado en un ciclo de Brayton utilizado en una central termosolar con una producción neta de 10 MW del que se sabrán las condiciones del fluido a la entrada y a la salida de las turbomáquinas presentes en este ciclo, así como el flujo másico. En este caso, se trata de una central termosolar de concentración con un sistema de receptor central (torre). El objetivo de estas centrales es transformar la radiación solar absorbida en energía térmica y esta, a su vez en electricidad. Para lograr esto se emplean lentes o espejos que concentran la radiación solar en un punto situado en la parte alta de la torre central, calentando un fluido y modificando su entalpía para poder aprovechar esta energía en el ciclo de potencia (Espejo Marín, 2010, pp. 2-4).

Este proyecto forma parte de un proyecto más amplio, desarrollado en la Cátedra Rafael Mariño de Nuevas Tecnologías Energéticas, cuyo objetivo se basa en obtener el diseño de turbomáquinas que trabajen con fluidos no convencionales, de cara al dimensionamiento y cálculo de costes de ciclos de potencia y bombas de calor innovadores y de alta eficiencia. Bajo ese proyecto se están desarrollando códigos que permiten diseñar diferentes tipos de turbomáquinas (compresores, turbinas, bombas...) de diferentes geometrías (axiales,

radiales..). En este proyecto concreto, se ha realizado el prediseño de todas las turbomáquinas que conforman el ciclo de la central termosolar que se quiere dimensionar, y se ha utilizado el código correspondiente al diseño de compresores axiales para dimensionar los compresores del ciclo, utilizando argón como fluido de trabajo. El código ha sido desarrollado por los integrantes del proyecto de la Cátedra, actualmente Javier y Jaume.

1.1 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

Debido al auge de las energías renovables y a la relación de estas con las turbomáquinas, el proyecto tiene una gran importancia al ser una herramienta fundamental para obtener el diseño de las turbomáquinas usadas en diferentes ciclos de Brayton. En los últimos años se está optando por utilizar fluidos alternativos al aire en estos ciclos que, debido a sus buenas propiedades termodinámicas, permiten reducir el tamaño de los intercambiadores de calor, las turbomáquinas... y, sobre todo, aumentar el rendimiento de los ciclos tradicionales de vapor (rendimiento bajo de alrededor de 50%), lo cual supondría ciclos más eficientes y de menor tamaño, con un menor impacto en el medioambiente.

A su vez, con alguna modificación se podría obtener una herramienta que permitiera obtener el diseño de los compresores en las numerosas aplicaciones mencionadas con anterioridad. Para esto, valdría con conocer la presión y la temperatura del fluido a la entrada del compresor, la presión a la salida del compresor, el flujo másico y la velocidad de rotación de la máquina, junto con la suposición (con cierto criterio) de algunos valores iniciales de ciertos parámetros (rendimiento isentrópico del compresor, rendimiento del rotor, grado de reacción, coeficiente de flujo y coeficiente de trabajo).

Hay que añadir que las turbomáquinas están íntimamente relacionadas con varios campos muy importantes en la actualidad como son la producción de energía (que está en continuo desarrollo y es cambiante) o los sistemas de propulsión, como puede ser el motor de un avión. Este proyecto permite obtener una visión más realista sobre el estudio de turbomáquinas, al poder llevarse a la práctica a través de su fabricación. Esto es debido a que lógicamente en el diseño se incluye el cálculo de los parámetros geométricos como la altura de los álabes, el número de etapas, diámetro del buje...

Capítulo 2. DESCRIPCIÓN DE LAS TECNOLOGÍAS

Para el proyecto se van a emplear recursos básicos como Microsoft Word o Microsoft Excel. Para la realización del código del prediseño de las turbomáquinas y el diseño de los compresores se utilizará el lenguaje de programación Python, muy usado actualmente debido a su fácil lectura, a su extensa cantidad de bibliotecas, su amplia compatibilidad y su fácil aprendizaje entre otras muchas ventajas. Como editor de texto para la edición del código fuente se utilizará Visual Studio Code, que, según las estadísticas es de los entornos de desarrollo más usados debido a su gran potencia. Se usará, dentro de Visual Studio Code, Jupyter como parte de una de las muchas extensiones que ofrece Visual Studio Code al poder obtener gráficos, programar en internet, inspeccionar el código...

A la hora de programar, tendrá una gran importancia la biblioteca CoolProp, con la que se podrán obtener las propiedades termofísicas del fluido a utilizar en el ciclo de Brayton. Gran cantidad de estas propiedades son obtenidas de la ecuación de la energía libre de Helmholtz y de sus derivadas. La biblioteca cuenta con 122 fluidos (*Interfaz de alto nivel — documentación de CoolProp - 6.4.3, s. f.*).

Capítulo 3. ESTADO DE LA CUESTIÓN

Existen dos tipos de turbomáquinas: las turbomáquinas térmicas, en las cuales el fluido experimenta cambios en su densidad; y las turbomáquinas hidráulicas, en las que la densidad del fluido permanece constante. Ambas se clasifican a su vez en generadoras (la energía se transfiere de la máquina al fluido) y motoras (la energía se transfiere del fluido a la máquina).

En este proyecto se tratarán dos turbomáquinas: compresores y turbinas. Los compresores se consideran turbomáquinas motoras, pues aportan energía al fluido aumentando su presión y temperatura. En cambio, las turbinas son turbomáquinas generadoras que aprovechan la energía del fluido (el fluido sufre un proceso de expansión), haciendo este girar a la turbina y produciendo potencia. En aquellos ciclos donde se encuentran ambas turbomáquinas, se unen a menudo por un eje, siendo la potencia producida en el ciclo la potencia generada por la turbina menos la consumida por el compresor (ejemplo: Ciclo de Brayton).

A continuación, se mencionarán algunos usos de las turbomáquinas y con los que se observará la inmensa importancia que tienen en la actualidad. Estas máquinas son utilizadas actualmente en varios sectores como la industria energética, donde se han convertido en un pilar fundamental. Debido a la creciente preocupación por el cambio climático, el mundo se ha visto obligado a buscar soluciones para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. Una gran parte de estos gases son producidos en los métodos tradicionales de obtención de energía como son la quema de combustibles fósiles. Es por ello que se ha apostado por las energía renovables como la eólica, la solar, la geotérmica, hidráulica... Cabe destacar que las turbomáquinas se utilizan tanto en el uso de energías renovables como en los métodos más tradicionales. Por ejemplo, en las centrales térmicas, el vapor (proveniente del calentamiento del agua a través de la quema de combustibles fósiles) hace

girar la turbina, la cual está acoplada a un alternador, haciendo que se produzca energía. Algo parecido sucede también en las centrales termosolares con torre central, encontrándose la diferencia en la forma de obtención del vapor de agua (en este caso mediante intercambio de calor con un fluido previamente calentado mediante radiación solar). Otro ejemplo sería en las centrales hidroeléctricas, donde se aprovecha la energía potencial del agua para hacer girar una turbina acoplada a un alternador.

Las turbomáquinas también son utilizadas en sistemas de propulsión (turbo-hélice, turborreactor...). En la industria aeronáutica se puede ver su uso en los motores de los aviones. De manera muy resumida y simple, un turborreactor (el motor más básico en la aeronáutica) funciona de la siguiente manera: el aire entra en el motor, se comprime (compresor), atraviesa una cámara de combustión que calienta el aire, atraviesa una turbina que hace girar el eje al cual están acoplados el compresor y la turbina y, por último, el aire es acelerado mediante una tobera.

Puede que esto lleve a pensar que las turbomáquinas son utilizadas únicamente en obras grandes de ingeniería o en aplicaciones sofisticadas, pero realmente su uso está extendido en muchas actividades del día a día. Un ejemplo que se realiza a menudo es el mero hecho de abrir un grifo, que requiere de una bomba de agua para su funcionamiento.

El fluido que se va a utilizar en este ciclo es el argón, puesto que sus propiedades termodinámicas permiten lograr ventajas sobre el uso del aire para la misma aplicación. El argón es un elemento químico, clasificado dentro de los gases nobles. Su estado en condiciones normales es gas y se puede encontrar en nuestra atmósfera, la cual está compuesta de 0,934% de argón. Su método de obtención se basa en la destilación fraccionada del aire líquido, con el cual se obtienen otros elementos como oxígeno o nitrógeno. Este proceso comienza por la licuefacción del aire y posterior filtrado de este para separar las

moléculas de dióxido de carbono y otros hidrocarburos para terminar con la destilación del aire someténdole a unas condiciones dadas y el posterior almacenaje de estos elementos.

Entre las ventajas que ofrece el argón se encuentran las siguientes: se trata de un gas incoloro, inodoro y abundante, además de ser no inflamable; se trata de un buen aislante térmico, por lo que es muy usado en ventanas (su conductividad térmica es muy baja, alrededor de $0,018 \text{ W/m}\cdot\text{K}$), así como un medio para reducir la producción de escarcha que puede dañar los vidrios; y, entre otras muchas más ventajas, es un gas no tóxico ni contaminante, al encontrarse naturalmente en el medio ambiente. En los ciclos de Brayton, el argón es un fluido muy interesante debido a su alta densidad, permitiendo conseguir turbomáquinas más compactas (Gambini & Vellini, 2020, p. 350).

El argón se usa principalmente en lámparas incandescentes y fluorescentes (no reacciona con los filamentos de las bombillas), en la creación de atmósferas inertes para evitar reacciones químicas inoportunas, en las soldaduras por arco y a gas o, incluso en el campo de la oftalmología y la odontología.

Capítulo 4. DEFINICIÓN DEL TRABAJO

4.1 OBJETIVOS

Los objetivos de este proyecto se pueden dividir en principales y secundarios. El objetivo principal es:

- Obtener el diseño de los compresores presentes en un ciclo de Brayton de argón.

Los objetivos secundarios son:

- Crear una herramienta útil que permita diseñar compresores trabajando en un ciclo de Brayton con cualquier fluido (todos aquellos que estén disponibles en la biblioteca de CoolProp que se explicó en el **Capítulo 2**) en unas condiciones dadas.
- Optimizar los compresores cinemática, geométrica y termodinámicamente de tal forma que en el diseño se pueda predecir una buena eficiencia de la máquina.
- Profundizar en los conocimientos del campo de las turbomáquinas desde un punto de vista teórico y práctico.
- Servir como base para el desarrollo de trabajos futuros enfocados en el diseño de los distintos tipos de turbomáquinas existentes.

4.2 OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE

Este proyecto también se alinea con varios objetivos de desarrollo sostenible al estar íntimamente relacionado con la generación de energía renovable. Puesto que para la obtención de la energía en este caso se utilizaría un fluido como el argón (que se encuentra de forma natural en el aire), se tiene la ventaja de que en caso de producirse una fuga de este fluido, no sería tóxico ni contaminante. A su vez, se trata de una obtención de energía limpia a través de la radiación solar. Es por ello que existe una alineación directa con los objetivos de conseguir una energía asequible y no contaminante (Objetivo de desarrollo sostenible

nº7) y una producción responsable (Objetivo de desarrollo sostenible nº12). Como cualquier otra infraestructura de generación de energía, la construcción y el mantenimiento de centrales termosolares supone una gran inversión, además de necesitar puestos de trabajo para poder desarrollar esta tecnología. Estas circunstancias favorecen el crecimiento económico (Objetivo de desarrollo sostenible nº8), así como un gran paso en la industria, innovación e infraestructura de un país (Objetivo de desarrollo sostenible nº9). Este tipo de tecnologías son muy útiles en países subdesarrollados donde la mayor parte de la producción de energía viene de la quema de combustibles fósiles.

4.3 METODOLOGÍA

Para el desarrollo del trabajo se va a seguir el libro “Turbomachinery. Fundamentals, Selection and Preliminary Design”(Gambini & Vellini, 2020). Se comenzará con los principios básicos de la termodinámica y de la mecánica de fluidos aplicado a las turbomáquinas. Después se procederá a la selección de la turbomáquina (capítulo 2), para la cual será necesaria conocer las propiedades y condiciones del fluido a la entrada y salida de cada turbomáquina. Para esta selección se utilizarán las leyes de semejanza que permitirán trasladar los resultados y experiencias obtenidas de otras turbomáquinas ya existentes al proceso de selección. Se utilizará para ello el teorema de Buckingham y el método de Baljé, con los que se obtendrán la velocidad de rotación y el número de etapas. Para obtener estos parámetros se procederá a programar las ecuaciones y a utilizar las propiedades y condiciones para obtener las gráficas de las velocidades específicas frente al número de etapas para poder así seleccionar el tipo de turbomáquina. Se aprovechará el ejemplo de la central termosolar propuesta en el capítulo 8 del libro para el fluido argón. A partir de este paso, se realizará el diseño del compresor con el cálculo de los parámetros termodinámicos, cinemáticos, geométricos y las pérdidas. La siguiente figura muestra un resumen del proceso de diseño del compresor:

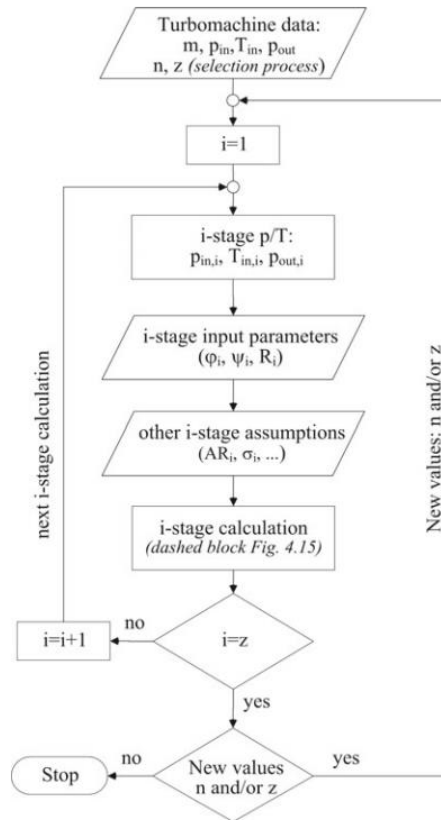


Figura 1: Esquema del proceso de diseño del compresor (Gambini & Vellini, 2020, p. 196)

Capítulo 5. MODELO DESARROLLADO

Para proceder con el diseño del compresor, será necesario realizar un proceso previo de selección del tipo de compresor (radial, axial o de flujo mixto) en base a las propiedades del fluido atravesando dicha máquina (presión de entrada, temperatura de entrada, presión de salida y flujo másico), junto con ciertas características técnicas a tener en cuenta como son la velocidad de giro y el número de etapas del compresor. Tras el estudio del proceso de selección del tipo de compresor, se continuará con la obtención de los parámetros del compresor que, una vez obtenidos, permitirán el cálculo de su rendimiento total. En el primer capítulo también se efectuará el proceso de selección de la turbina perteneciente al ciclo de Brayton que se usará como ejemplo, que, como se ha mencionado anteriormente, está compuesto por dos compresores y una turbina. Se realizará el proceso de selección de la turbina para servir como premisa para un futuro proyecto en el que se estudie el diseño de esta. El procedimiento para el diseño del compresor será el siguiente: se conocen primeramente algunas propiedades del fluido a la entrada y salida del compresor (flujo másico, presión de entrada, temperatura de entrada y presión de salida). A partir de ellas se lleva a cabo un estudio de preselección de turbomáquina con el que se obtiene el número de etapas y la velocidad de rotación. Con todos estos datos y la asunción de los valores iniciales de algunos parámetros (grado de reacción, coeficiente de trabajo, coeficiente de flujo y los rendimientos isentrópicos y del rotor de la máquina), se continuará con el cálculo de los parámetros cinemáticos, termodinámicos, geométricos y pérdidas. Por último, al haber calculado las pérdidas, se podrá calcular los distintos rendimientos de la máquina. Si se sustituyen los valores iniciales de los parámetros asumidos por los calculados en este proceso y se repite todo lo anterior (de forma iterativa) hasta que el rendimiento total del compresor converja, se obtiene finalmente el diseño del compresor. Para poder visualizar mejor este proceso se alternarán las ecuaciones necesarias para el diseño junto con la aplicación del ejemplo práctico del ciclo de Brayton de la central termosolar, con lo que se podrán validar los resultados.

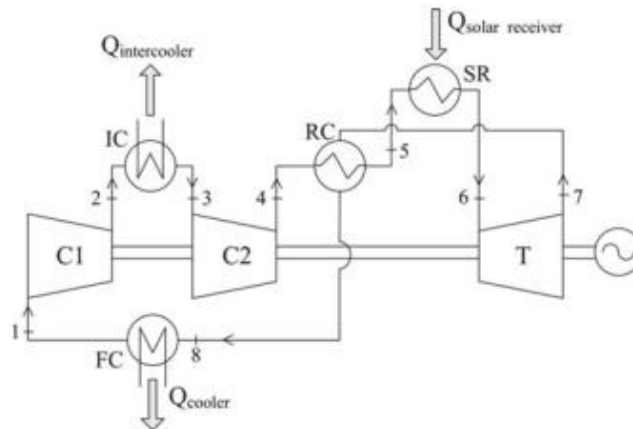


Figura 2: Ciclo de Brayton operado con argón (Gambini & Vellini, 2020, p. 351)

Como se puede contemplar, el ciclo está formado por dos compresores (C1 y C2), unidos ambos a una turbina (T) mediante un eje (la potencia producida en el ciclo será igual a la generada en la turbina menos la consumida en los compresores) y varios intercambiadores de calor (FC: *final cooler*; IC: *intercooler*; RC: *recuperator*; SR: *solar receiver*, donde se recibe la radiación solar). Los compresores y la turbina estarán formados por varias etapas (como se verá en los próximos capítulos) y cada etapa estará formada por un rotor primero, cuyo objetivo es aumentar la energía cinética del fluido, y, después, un estator, cuyo objetivo es transformar esa energía cinética en presión (Mattingly, 2006).

****Nota:** Cabe destacar que el proceso de diseño que se realizará será el de una sola etapa. El proceso de diseño de las demás etapas se realizará de manera análoga a la primera pero en esta ocasión no se supondrá ningún valor inicial si no que se utilizarán aquellos obtenidos en la etapa anterior a la que estemos diseñando (por ejemplo, para la etapa 2 se supondrán como valores iniciales aquellos obtenidos en la primera etapa, para la etapa 3 se supondrán como valores iniciales aquellos obtenidos en la segunda etapa...). Para las siguientes etapas, se asumirá que la salida de una etapa coincide con la entrada de la etapa posterior (ej.: la presión de entrada y la temperatura de entrada de la etapa 2 coincidirán con la presión de salida y la temperatura de salida de la etapa 1).

5.1 PROCESO DE PRESELECCIÓN DE TURBOMÁQUINAS

En base al teorema de Pi se demuestra que el rendimiento de una turbomáquina depende de cuatro parámetros adimensionales:

$$\eta = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4)$$

Estos parámetros son los siguientes:

- π_1 : teniendo en cuenta que el caudal (V) es proporcional a la velocidad absoluta (c) del fluido por el área (A) ($V \propto c \cdot A$):
 - $c \propto u \propto \omega \cdot D$, siendo D el diámetro del rodete y u la velocidad absoluta de este; siendo ω la velocidad de giro de la turbomáquina
 - $A \propto D^2$

Se obtiene un parámetro adimensional llamado factor de flujo (ϕ):

$$\pi_1 \equiv \phi = \frac{V}{\omega \cdot D^3}$$

- π_2 : teniendo en cuenta que el trabajo transferido (W) es proporcional a la velocidad absoluta del fluido al cuadrado ($W \propto c^2$):
 - $c^2 \propto u^2 \propto \omega^2 \cdot D^2$

Se obtiene un parámetro adimensional llamado factor de trabajo (Ψ):

$$\pi_2 \equiv \Psi = \frac{W}{\omega^2 \cdot D^2}$$

- π_3 : el número de Reynolds (Re), que es el cociente entre fuerza inercial y fuerza asociada a la viscosidad:

$\pi_3 \equiv Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu}$, siendo ρ y μ la densidad y la viscosidad del fluido respectivamente

- π_4 : el número de Mach (Ma), que es la relación entre la velocidad del flujo y la velocidad del sonido (normalmente se utiliza la velocidad absoluta del rotor de la máquina)

$$\pi_4 \equiv Ma = \frac{u}{v_{sonido}}$$

Con ellos se expresa el rendimiento como:

$$\eta = f(\phi, \Psi, Re, Ma)$$

Si se analizan dos turbomáquinas, una existente que se tendrá en cuenta como modelo frente a otra que se quiere diseñar, siendo ambas geoméricamente semejantes (misma proporcionalidad en sus parámetros geoméricos) y cinemáticamente semejantes (mismos triángulos de velocidades) se concluye que ambas tienen el mismo factor de trabajo y flujo. Asumiendo flujo turbulento ($Re > 10^6$) e incompresible ($Ma < 0.3$), las dos turbomáquinas tienen el mismo rendimiento.¹ Finalmente el rendimiento se expresa como:

$$\eta = f(\phi, \Psi)$$

Si en ambos factores se despeja el diámetro, se obtiene la siguiente expresión definida como velocidad específica (ω_s):

¹ Esta semejanza no es aplicable a las pérdidas volumétricas y mecánicas. En estos casos se habla de rendimientos isentrópicos para máquinas térmicas e hidráulicos para máquinas hidráulicas

$$\omega_s = \frac{\phi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = \omega \cdot \frac{V^{\frac{1}{2}}}{W^{\frac{3}{4}}}$$

Si ahora se despeja la velocidad de rotación, se obtiene la siguiente expresión definida como diámetro específico (D_s):

$$D_s = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\phi^{\frac{1}{2}}} = D \cdot \frac{W^{\frac{1}{4}}}{V^{\frac{1}{2}}}$$

Definidos estos parámetros adimensionales se expresa el rendimiento como:

$$\eta = f(\omega_s, D_s)$$

De manera empírica, Baljé obtuvo diagramas en el que se presenta el rendimiento de una turbomáquina a partir de su velocidad y diámetro específico. El método de Baljé permitirá identificar el tipo de etapa de cada turbomáquina que maximizará el rendimiento de esta. Estos diagramas muestran el rango de valores de la velocidad específica que maximiza el rendimiento de las etapas de cada turbomáquina. Los valores se muestran en la siguiente tabla:

Turbomáquina	Tipo	Velocidad específica
Bombas	Radial	0,5÷1,3
	Diagonal o flujo mixto	1,9÷3,0
	Axial	4,0÷5,0

Turbinas hidráulicas	Pelton	0,04÷0,1
	Francis	0,5÷2,0
	Kaplan	2,5÷3,5
Compresores	Radial	0,4÷1,0
	Diagonal o flujo mixto	1,0÷2,0
	Axial	1,5÷2,5
Turbinas térmicas	Radial	0,4÷0,8
	Axial	0,6÷1,2

Tabla 1: Velocidades específicas para máximo rendimiento de cada turbomáquina

Puesto que la instalación que se va a diseñar solo dispone de dos compresores y una turbina, siendo la densidad del fluido cambiante en el paso por las máquinas, solo interesarán los rangos de velocidades específicas de las últimas dos turbomáquinas. Para el proceso de selección de las turbomáquinas se tendrán en cuenta las siguientes premisas: se intentará que la velocidad de rotación de todas las turbomáquinas coincida para poder unir las mediante el mismo eje; para evitar el uso de reductoras u otro tipo de máquinas necesarias para ajustar la velocidad de rotación, prevalecerá el uso de la velocidad de sincronismo en las turbomáquinas (3000 rpm); por último, por simplicidad, se buscará utilizar el mínimo número de etapas posibles.

Partiendo de la fórmula de la velocidad específica obtenida anteriormente, se tendrá en cuenta que: el caudal es el flujo másico entre la densidad (al ser un fluido compresible, la densidad cambia en cada etapa); el trabajo reversible es igual a la variación de la entalpía

isentrópica de cada etapa (se asume que ese trabajo reversible se reparte por igual entre cada etapa).

$$\omega_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Delta h_{is}}{z}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

Donde:

n: velocidad de rotación en revoluciones por minuto

\dot{m} : flujo másico

ρ : Para compresores: densidad del fluido a la entrada de la etapa de la que se calcula la velocidad específica. Para turbinas: densidad del fluido a la salida de la etapa de la que se calcula la velocidad específica.

Δh_{is} : Para compresores: es la diferencia entre la entalpía isentrópica a la salida y la entalpía a la entrada del compresor. Para turbinas: es la diferencia entre la entalpía a la entrada y la entalpía isentrópica a la salida de la turbina

z: número de etapas de la turbomáquina

Para facilitar la fabricación posterior de la turbomáquina, todas las etapas de esta serán del mismo tipo. Cabe destacar que tanto en compresores como en turbinas las velocidades específicas de todas las etapas se encuentran entre el valor de la velocidad específica para la primera etapa y el valor de la velocidad específica de la última etapa (en los compresores, la velocidad específica máxima es la de la primera etapa y va disminuyendo a medida que el fluido atraviesa las distintas etapas hasta que se obtiene la menor velocidad específica de la turbomáquina en la última etapa; en las turbinas pasa lo contrario). Es por ello que solo interesará analizar la velocidad específica de la primera y de la última etapa para la elección

del tipo de turbomáquina. Las condiciones conocidas del fluido en el ciclo que se va a utilizar son las siguientes:

	Compresor 1	Compresor 2	Turbina
Flujo másico entrante (kg/s)	97,6	97,6	97,6
Presión a la entrada (bar)	1,20	2,20	4,0
Temperatura a la entrada (°C)	55,0	55,0	900,0
Presión a la salida (bar)	2,22	4,08	1,22

Tabla 2: Condiciones del fluido en el ciclo

Conocidas estas condiciones, se aplican a las ecuaciones anteriores obteniendo las gráficas de velocidad específica frente a número de etapas (**Figura 9**, **Figura 10** y **Figura 11** del **Capítulo 6**). Con las premisas de selección expuestas anteriormente y sabiendo que no existe un solo valor de número de etapas y velocidad específica idónea, sino que se encuentran entre unos rangos, se elegirán todas las turbomáquinas del tipo axial. Cabe recordar que para que a una velocidad de rotación fijada (3000 rpm en el caso a estudiar) las turbomáquinas sean de un tipo determinado (axial), las velocidades específicas se deberán encontrar dentro del rango según **Tabla 1**. Observando la **Tabla 1**, junto con las gráficas de velocidades específicas para cada turbomáquina, se obtiene un rango de número de etapas en el que se cumple que la velocidad específica de esa máquina se encuentra en el rango de tipo axial. La tabla siguiente muestra el número de etapas que debería tener la máquina para que con 3000 rpm sea del tipo axial.

En base al criterio de simplicidad mencionado con anterioridad, se selecciona el menor número de etapas posible. Al final de este proceso de selección de la turbomáquina se habrá obtenido un número de etapas de cada turbomáquina junto con una velocidad de rotación.

5.2 PARÁMETROS CINEMÁTICOS

Antes de comenzar este apartado, es importante comentar el significado de los subíndices 1, 2, 3. Estos hacen referencia a la entrada del rotor (entrada al compresor si es la primera etapa), la salida del rotor o la entrada del estator (se asumirá que son el mismo punto) y la salida del estator (salida del compresor si es la última etapa), respectivamente. A su vez, se asumirá que la salida de una etapa es el mismo punto que la entrada de la etapa posterior. Los subíndices R y S hacen referencia a rotor y estator, respectivamente.

En este apartado se obtendrán los parámetros cinemáticos del compresor axial con el grado de reacción R, con los parámetros adimensionales definidos anteriormente (factor de trabajo ψ y factor de flujo ϕ), y con los ángulos absolutos y relativos α y β . Para ello se tendrá en cuenta que para etapas axiales, la velocidad absoluta del rodete u se mantiene constante entre etapas y se asumirá que la velocidad meridional c_m también cumple esto. Consecuentemente, se definirá el coeficiente de flujo ϕ como el cociente de la velocidad meridional entre la velocidad absoluta del rodete. Este coeficiente será útil para cálculos posteriores. Se puede observar que este coeficiente es proporcional al anteriormente definido factor de flujo:

$$\phi = \frac{V}{\omega \cdot D^3} \propto \frac{c_m \cdot D^2}{u \cdot D^2} = \frac{c_m}{u} = \phi$$

A su vez, el factor de trabajo descrito anteriormente se puede definir de la siguiente manera (esta nueva expresión se llamará coeficiente de trabajo; se considera despreciable la variación de energía cinética y potencial entre la salida y la entrada de la máquina; se considera un proceso adiabático):

$$\psi = \frac{W}{\omega^2 \cdot D^2} = \frac{\Delta h_{t,ad}}{u^2} = \frac{\Delta h_{ad}}{u^2} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$$

Puesto que cada etapa del compresor tendrá unos parámetros distintos, para estudiar el flujo se realizarán los triángulos de velocidades en el diámetro medio de la etapa, el cual es constante en todas las etapas, así como la velocidad meridional. Sabiendo que el compresor aumenta la presión del fluido disminuyendo la velocidad de este y aplicando la ecuación de la energía y la de Euler a una etapa del compresor se obtiene:

$$W = \Delta h_{t,ad} = h_{3t} - h_{1t} = u \cdot \Delta c_u = u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) = u \cdot \Delta w_u = u \cdot (w_{1u} - w_{2u})$$

Desarrollando el coeficiente de trabajo y el grado de reacción se obtiene:

$$\psi = \frac{W}{u^2} = \frac{c_{2u} - c_{1u}}{u}$$

$$R = \frac{\Delta h_{Rotor}}{\Delta h_{t,ad}} = \frac{\Delta h_{Rotor}}{W} = 1 - \frac{\Delta E_{c,Rotor}}{W} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2W} = 1 - \frac{c_{2u}^2 - c_{1u}^2}{2W} = 1 - \frac{c_{2u} - c_{1u}}{2u}$$

En base a los triángulos de velocidades y con las ecuaciones obtenidas anteriormente:

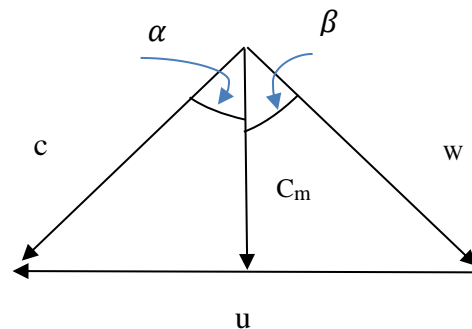


Figura 3: Triángulo de velocidades

Donde:

c: velocidad absoluta del fluido

c_m : componente meridional de la velocidad del fluido (plano meridional: plano definido por la dirección radial y axial; velocidad absoluta del fluido proyectada sobre el plano meridional)

u: velocidad absoluta del rodete

w: velocidad relativa del fluido respecto del rodete

c_u : proyección de la velocidad c sobre la dirección u

w_u : proyección de la velocidad w sobre la dirección u

α : ángulo formado entre la velocidad c y c_m

β : ángulo formado entre la velocidad c_m y w

$$c_{1u} = c_m \cdot \tan \alpha_1 = u \cdot \varphi \cdot \tan \alpha_1$$

$$c_{2u} = u \cdot \psi + c_{1u} = u \cdot \psi + u \cdot \varphi \cdot \tan \alpha_1$$

Si se sustituye en la ecuación del grado de reacción c_{1u} y c_{2u} por estas últimas expresiones:

$$R = 1 - \varphi \cdot \tan \alpha_1 - \frac{\psi}{2}$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{1 - R - \frac{\psi}{2}}{\varphi}$$

Siguiendo el mismo procedimiento:

$$c_{2u} = c_m \cdot \tan \alpha_2 = u \cdot \varphi \cdot \tan \alpha_2$$

$$c_{1u} = c_{2u} - u \cdot \psi = u \cdot \varphi \cdot \tan \alpha_2 - u \cdot \psi$$

$$R = 1 - \varphi \cdot \tan \alpha_2 + \frac{\psi}{2}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{1 - R + \frac{\psi}{2}}{\varphi}$$

Para el cálculo de los ángulos β :

$$\tan \beta_1 = \frac{w_{1u}}{c_m} = \frac{u - c_{1u}}{c_m} = \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{u - c_{1u}}{u} = \frac{1}{\varphi} \cdot (1 - \varphi \cdot \tan \alpha_1) = \frac{1}{\varphi} - \tan \alpha_1$$

$$\tan \beta_2 = \frac{w_{2u}}{c_m} = \frac{u - c_{2u}}{c_m} = \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{u - c_{2u}}{u} = \frac{1}{\varphi} \cdot (1 - \varphi \cdot \tan \alpha_2) = \frac{1}{\varphi} - \tan \alpha_2$$

Sustituyendo $\tan \alpha_1$ y $\tan \alpha_2$ por las expresiones obtenidas dependientes de R , φ y ψ :

$$\tan \beta_1 = \frac{R + \frac{\psi}{2}}{\varphi}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{R - \frac{\psi}{2}}{\varphi}$$

Suponiendo un valor inicial coherente del grado de reacción, coeficiente de trabajo y coeficiente de flujo, se calculan estos ángulos (un valor coherente podría ser 0,5 para todos). Cabe destacar que en compresores se considera como criterio de diseño que el ángulo α_1 sea igual al ángulo α_3 y la velocidad c_1 sea igual a c_3 . Es una manera de simplificar el diseño teniendo varios parámetros constantes y el efecto que produce sobre el rendimiento del compresor no se aprecia prácticamente.

Se definirán dos parámetros llamados ángulo de deflexión del rotor y ángulo de deflexión del estator que serán útiles en el cálculo de los parámetros geométricos:

$$\delta_s = \alpha_2 - \alpha_3 = \alpha_2 - \alpha_1$$

$$\delta_R = \beta_1 - \beta_2$$

Puesto que el diámetro desde la punta de los álabes hasta el centro y el diámetro del buje es cambiante a lo largo de cada etapa, se calcularán los parámetros cinéticos respecto al diámetro medio (constante en todo el compresor).

Para poder obtener estos parámetros será necesario calcular primero la velocidad u . Para ello se aprovechará la definición del coeficiente de trabajo. La variación de entalpía total adiabática es igual a:

$$\Delta h_{t,ad} = \Delta h_{ad} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$$

Puesto que c_1 es igual a c_3 y que la variación de entalpía adiabática se define como la entalpía a la salida del compresor menos la entalpía a la entrada del compresor, al considerarse un proceso adiabático se obtiene lo siguiente:

$$u = \sqrt{\frac{h_{out} - h_{in}}{\psi}}$$

La única propiedad conocida del fluido a la salida es la presión. Es por ello que para obtener la entalpía a la salida será necesario hacer uso de la definición de rendimiento isentrópico del compresor:

$$\eta_{is} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}}$$

La entalpía isentrópica de salida se puede conocer haciendo uso de del diagrama de entalpía frente a entropía del compresor y de la biblioteca CoolProp:

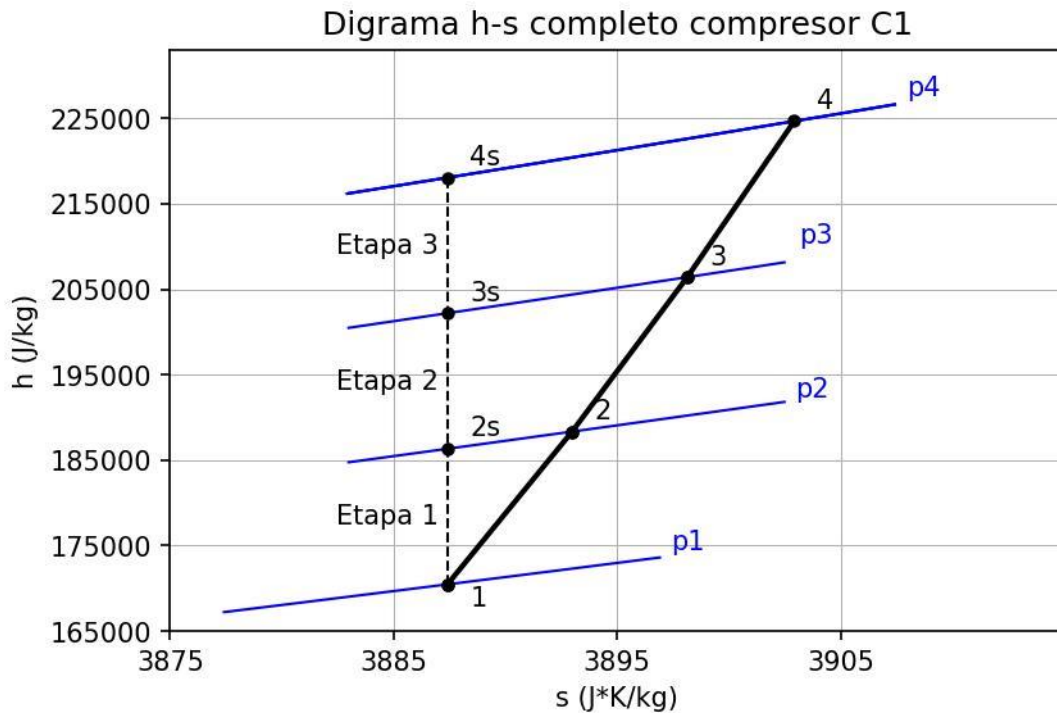


Figura 4: Diagrama h-s completo del compresor C1 con rendimiento total de 88.41%

Dado que se conoce la presión y la temperatura del fluido a la entrada, utilizando CoolProp se calcula la entropía a la entrada. Una vez con la entropía a la entrada, siguiendo el proceso isentrópico, se conoce la entropía a la salida (punto 4s) junto con la presión a la salida. Una vez conocida la variación de entalpía isentrópica y suponiendo un valor inicial del rendimiento isentrópico coherente (se suele suponer un valor inicial igual al rendimiento isentrópico; se va a asumir un rendimiento isentrópico de 88,78% aunque el valor no influye siempre que se asuma un rendimiento alto), se obtiene el salto entálpico del compresor.

Con la velocidad absoluta del rodete calculada, los ángulos α_1 , α_2 , β_1 y β_2 y los triángulos de velocidades se pueden obtener con las siguientes ecuaciones:

$$c_m = u \cdot \varphi$$

$$c_{1u} = u \cdot \varphi \cdot \tan \alpha_1$$

$$c_{2u} = u \cdot \varphi \cdot \tan \alpha_2$$

$$w_{1u} = u \cdot \varphi \cdot \tan \beta_1$$

$$w_{2u} = u \cdot \varphi \cdot \tan \beta_2$$

$$c_1 = u \cdot \varphi \cdot \sqrt{(1 + \tan^2 \alpha_1)}$$

$$c_2 = u \cdot \varphi \cdot \sqrt{(1 + \tan^2 \alpha_2)}$$

$$w_1 = u \cdot \varphi \cdot \sqrt{(1 + \tan^2 \beta_1)}$$

$$w_2 = u \cdot \varphi \cdot \sqrt{(1 + \tan^2 \beta_2)}$$

5.3 PARÁMETROS TERMODINÁMICOS

En este apartado se calcularán los parámetros termodinámicos, que serán útiles para calcular a posteriori las pérdidas del compresor. Para ello se usará de nuevo la biblioteca CoolProp y se usará el diagrama h-s de una etapa. A continuación se presentará el diagrama h-s real de una de las etapas para poder tener una visión más realista:

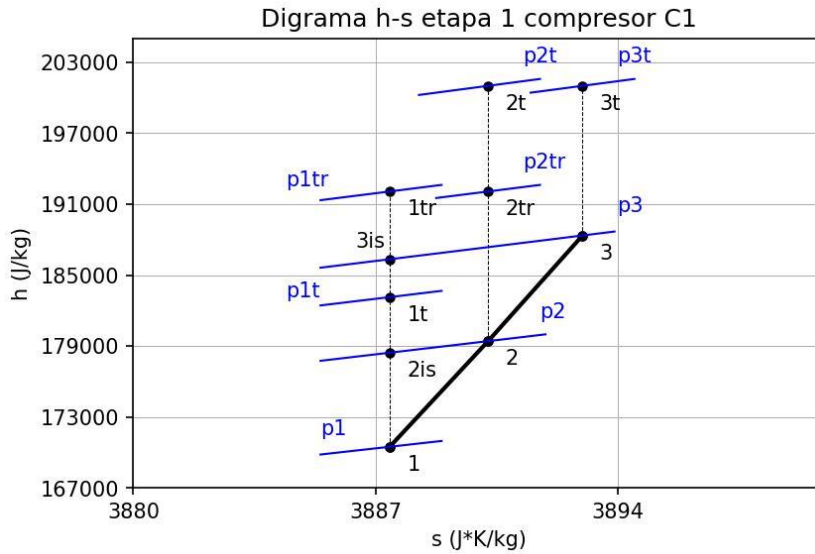


Figura 5: Diagrama h-s de la etapa 1 del compresor 1

****Nota:** el subíndice t hace referencia a la entalpía total; el subíndice tr hace referencia a la entalpía total relativa

$$h_1 = h_{p,T}(p_1, T_1)$$

$$s_1 = s_{p,T}(p_1, T_1)$$

$$\rho_1 = \rho_{p,T}(p_1, T_1)$$

Seguidamente se pueden obtener los parámetros totales y los totales relativos:

$$h_{1t} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

$$p_{1t} = p_{h,s}(h_{1t}, s_1)$$

$$T_{1t} = T_{h,s}(h_{1t}, s_1)$$

$$\rho_{1t} = \rho_{h,s}(h_{1t}, s_1)$$

$$h_{1tr} = h_1 + \frac{w_1^2}{2}$$

$$p_{1tr} = p_{h,s}(h_{1tr}, s_1)$$

$$T_{1t} = T_{h,s}(h_{1tr}, s_1)$$

En el rotor se cumple que $h_{1tr}=h_{2tr}$ (conservación de entalpía relativa: aumenta la entalpía, disminuye la velocidad), lo que permite calcular h_2 :

$$h_2 = h_{2tr} - \frac{w_2^2}{2}$$

Para sacar la entalpía 2 isentrópica se hará uso del rendimiento del rotor, que se supondrá un valor inicial (se supone el mismo valor inicial que el rendimiento isentrópico, pues para compresores de una sola etapa coinciden):

$$\eta_R = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_{2is} = h_1 + \eta_R \cdot \Delta h_R$$

Al conocer la entalpía isentrópica del punto 2, así como su entropía (igual que la del punto 1), obtenemos la presión del punto 2 y con ello:

$$p_2 = p_{s,h}(s_1, h_{2is})$$

$$s_2 = s_{p,h}(p_2, h_2)$$

$$T_2 = T_{p,h}(p_2, h_2)$$

$$\rho_2 = \rho_{p,h}(p_2, h_2)$$

$$h_{2t} = h_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

$$p_{2t} = p_{h,s}(h_{2t}, s_2)$$

$$T_{2t} = T_{h,s}(h_{2t}, s_2)$$

$$\rho_{2t} = \rho_{h,s}(h_{2t}, s_2)$$

$$p_{2tr} = p_{h,s}(h_{2tr}, s_2)$$

$$T_{2tr} = T_{h,s}(h_{2tr}, s_2)$$

Los puntos totales relativos tienen su importancia al permitir, más adelante, el cálculo de las pérdidas en el rotor (relacionadas con el incremento isentrópico debido a irreversibilidades que provocan un aumento de la entalpía y, por tanto, una disminución de la presión total relativa).

Con el valor inicial supuesto con anterioridad del rendimiento isentrópico se pueden calcular los parámetros termodinámicos del punto 3:

$$\eta_{is} = \frac{h_{3is} - h_1}{h_3 - h_1}$$

$$h_3 = h_1 + \frac{h_{3is} - h_1}{\eta_{is}}$$

$$s_3 = s_{p,h}(p_3, h_3)$$

$$T_3 = T_{p,h}(p_3, h_3)$$

$$\rho_3 = \rho_{p,h}(p_3, h_3)$$

$$p_{3t} = p_{h,s}(h_{3t}, s_3)$$

$$T_{3t} = T_{h,s}(h_{3t}, s_3)$$

$$\rho_{3t} = \rho_{h,s}(h_{3t}, s_3)$$

****Nota:** la presión del punto 3 se calculará de la siguiente forma: se utilizará la entropía de la entrada al compresor y la entalpía. En función de la etapa que se esté calculando, la entalpía se calculará como la entalpía de la entrada al compresor $x \cdot \Delta h_{is,etapa}$ con x el número de etapa que se esté diseñando (para la etapa 2, $x=2$) y $\Delta h_{is,etapa}$ la variación de la entalpía isentrópica del compresor entre el número de etapas de este (Se asumió en el **Capítulo 5.1** que el trabajo reversible es igual a la variación de la entalpía isentrópica de cada etapa ya que se reparte por igual entre cada etapa).

Al igual que con el estator, los parámetros totales tienen su importancia para poder calcular, más adelante, las pérdidas en el estator.

Por último, se calcularán los números de Mach en cada punto (será necesario calcular primero la velocidad del sonido en esas condiciones usando de nuevo la biblioteca CoolProp), junto con la viscosidad del fluido:

$$c_{s,1} = c_{s,p,T}(p_1, T_1)$$

$$c_{s,2} = c_{s,p,T}(p_2, T_2)$$

$$c_{s,3} = c_{s,p,T}(p_3, T_3)$$

$$Ma_1 = \frac{w_1}{c_{s1}}$$

$$Ma_{2,R} = \frac{w_2}{c_{s2}}$$

$$Ma_{2,S} = \frac{c_2}{c_{s2}}$$

$$Ma_3 = \frac{c_3}{c_{s3}}$$

$$\mu_i = \mu_{p,T}(p_i, T_i) \quad i=1,2,3$$

5.4 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Los parámetros geométricos son de vital importancia en el diseño del compresor y serán necesarios para la fabricación de la máquina. Para ello se partirá de los parámetros ya obtenidos. Se va a comenzar calculando el diámetro medio del compresor haciendo uso de la velocidad absoluta del rodete en el punto medio, calculada en la sección de parámetros cinemáticos (n es la velocidad de giro del compresor):

$$D_M = \frac{60}{\pi} \cdot \frac{u_M}{n}$$

A continuación se calculará el caudal y el área de flujo que servirá para calcular la altura de los álabes:

$$V_i = \frac{\dot{m}}{\rho_i}, \quad i = 1,2,3$$

$$A_i = \frac{V_i}{c_m}, \quad i = 1,2,3$$

A continuación se definirá un cociente entre el diámetro del buje y el diámetro de la punta del álabe (λ) que será útil para los parámetros cinemáticos radiales. La altura del álabe ($h_{b,i}$) se calculará como la mitad de la diferencia entre el diámetro a la punta del álabe ($D_{t,i}$) y el diámetro del buje ($D_{h,i}$):

$$\lambda_i = \frac{D_{h,i}}{D_{t,i}}$$

$$h_{b,i} = \frac{D_{t,i} - D_{h,i}}{2}$$

Por tanto, el diámetro medio será a su vez:

$$D_M = \frac{D_{t,i} + D_{h,i}}{2} = D_{t,i} \cdot \frac{1 + \lambda_i}{2} = D_{h,i} \cdot \frac{1 + \lambda_i}{2 * \lambda_i}$$

Estos parámetros permitirán el cálculo de la cuerda C , el *blade stagger angle* en inglés γ , la cuerda axial C_a , la distancia entre álabes o paso de los álabes S y el número de álabes N_B . Para ello, se introducirán dos nuevos parámetros: relación de aspecto (AR; *aspect ratio* en inglés) definida como el cociente entre la altura del álabes y su anchura (cuerda C); y la solidez del álabes (σ ; *blade solidity* en inglés) definida como el cociente entre la cuerda y el paso de los álabes. Como se verá en el **Capítulo 5.6**, ambos parámetros tendrán gran importancia a la hora de calcular las pérdidas producidas tanto en el rotor como en el estator. Desde este momento hasta el final del último capítulo se realizarán únicamente los cálculos del rotor por simplicidad. Todo aquello explicado sobre el rotor deberá hacerse análogamente para el estator con las siguientes diferencias: para el rotor se utilizarán los ángulos β_1 y β_2 (1: entrada al rotor; 2: salida del rotor), así como la velocidad relativa w ; en cambio, cuando se realicen los cálculos para el estator, en aquellas expresiones donde aparezca β_1 , este se sustituirá por α_2 , y β_2 se sustituirá por α_3 ; para el estator, la velocidad relativa w se sustituirá por la velocidad absoluta c .

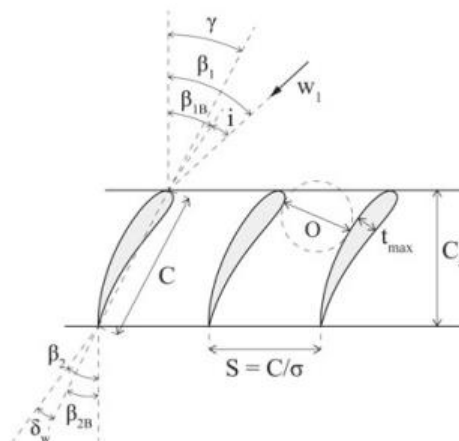


Figura 6: Geometría de álabes (Gambini & Vellini, 2020, p. 166)

La relación de aspecto en compresores de tipo axial fue estudiada por Wennerstrom (1989), concluyendo con la importancia del uso de relaciones de aspecto inferiores a 2. To y Miller (2015) demostraron que la relación de aspecto óptima depende del espesor máximo del álabe y que cualquier valor del AR que se encuentre entre el $\pm 20\%$ del AR óptimo, supondrá una variación del 0,1% del rendimiento del compresor. Gracias a ambas investigaciones se obtuvo la siguiente expresión:

$$AR_{opt} = 0,316 \cdot \left(\frac{t_{max}}{h_b}\right)^{-0,416} \quad \text{si } 0,02 \leq \frac{t_{max}}{h_b} \leq 0,10$$

Representando esta expresión se obtiene la gráfica 1:

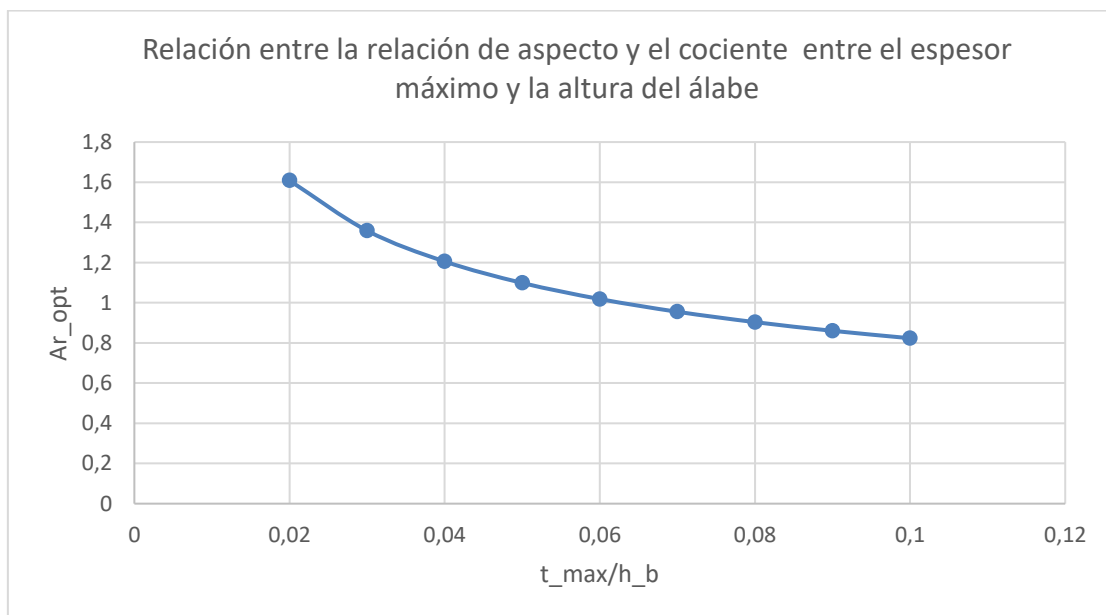


Figura 7: Relación entre la relación de aspecto y el cociente entre el espesor máximo y la altura del álabe

De la gráfica se observa cómo el AR va disminuyendo a medida que aumenta el espesor máximo del álabe. Se elegirá un valor intermedio entre el valor máximo y mínimo de AR. Para ello se escogerá un valor de espesor máximo entre altura del álabe de 0,05,

obteniéndose un AR de 1,0988 que asegurará una variación mínima del rendimiento del compresor.

A continuación, se calcularán el *blade stagger angle*, los ángulos de desviación, los ángulos de incidencia y los ángulos de los álabes (podrían definirse como la diferencia entre el ángulo que lleva el fluido y el ángulo de incidencia o desviación; si esta diferencia es distinta de 0° , se producirá choque del fluido con el álabe provocando pérdidas).

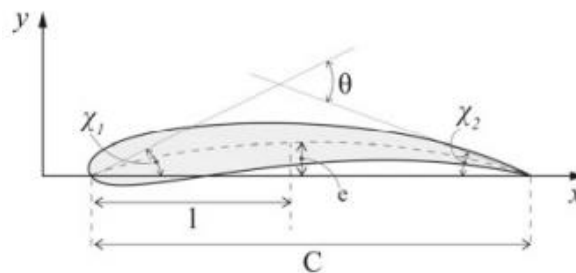


Figura 8: Perfil del álabe (Gambini & Vellini, 2020, p. 166)

Para el cálculo de estos parámetros se utilizará el criterio formulado por Tournier y El-Genk (Tournier & El-Genk, 2010) basado en la minimización de las pérdidas secundarias y del perfil. Este criterio se basará en un proceso iterativo que comenzará tras el cálculo de la solidez del álabe:

$$(\sigma)_{opt} = A + B \cdot \beta_2^n$$

$$A = -0,0197 + 0,042231 \cdot (\beta_1 - \beta_2)$$

$$B = \exp\{-13,427 + (\beta_1 - \beta_2) \cdot [0,33303 - 0,002368 \cdot (\beta_1 - \beta_2)]\}$$

$$n = 2,8592 - 0,04677 \cdot (\beta_1 - \beta_2)$$

$\beta_1 - \beta_2$ se definió anteriormente como el ángulo de deflexión del rotor y se deben cumplir las siguientes condiciones para poder utilizar la ecuación anterior (se observará en el capítulo de resultados (**Capítulo 6**) que estas condiciones se cumplen).

$$10^\circ \leq \beta_1 \leq 65^\circ \quad 0^\circ \leq \beta_2 \leq 55^\circ \quad 10^\circ \leq \beta_1 - \beta_2 \leq 60^\circ$$

A continuación, se comenzará el proceso iterativo. Para ello, se asumirá un valor inicial de los ángulos de incidencia y desviación (por ejemplo, $0,04^\circ$ y 8° respectivamente, pues suelen ser valores habituales):

$$\beta_{1B} = \beta_1 - i$$

$$\beta_{2B} = \beta_2 - \delta_w$$

$$\theta = \beta_{1B} - \beta_{2B} = \beta_1 - \beta_2 + \delta_w - i$$

donde θ es el ángulo de curvatura del álabe. Con este ángulo se podrá calcular el *blade stagger angle*:

$$\gamma = \beta_1 - \left[3,6 \cdot K_t + 0,3532 \cdot \theta \cdot \left(\frac{l}{C} \right)^{0,25} \right] \cdot (\sigma)^{0,65 - 0,02 \cdot \theta}$$

$$\text{donde: } K_t = \left(10 \cdot \frac{t_{max}}{C} \right)^{\frac{0,28}{0,1 + \left(\frac{t_{max}}{C} \right)^{0,3}}}$$

Se asume que:

- $0,25 < \frac{l}{C} < 0,75$ (se utilizará el valor intermedio 0,5)
- $\frac{t_{max}}{C} \cong 0,05$

Al haberse supuesto un valor inicial de los ángulos de incidencia y desviación, se podrá calcular el nuevo ángulo de desviación con la siguiente expresión dependiente del ángulo de curvatura:

$$\delta_w = (K_{sh} \cdot K'_t - 1) \cdot \delta_0^* + \frac{0,92 \cdot \left(\frac{l}{c}\right)^2 + 0,02 \cdot \beta_{2B}}{1 - 0,02 \cdot \frac{\theta}{\sqrt{\sigma}}} \cdot \frac{\theta}{\sqrt{\sigma}}$$

Donde:

- $K_{sh} = 1$ (dependiente del tipo de perfil del álabe; se asumirá 1)
- $K'_t = 6,25 \cdot \left(\frac{t_{max}}{c}\right) + 37,5 \cdot \left(\frac{t_{max}}{c}\right)^2$ conocido como el factor de corrección del espesor del álabe
- $\delta_0^* = 0,01 \cdot \sigma \cdot \beta_1 + (0,74 \cdot \sigma^{1,9} + 3 \cdot \sigma) \cdot \left(\frac{\beta_1}{90}\right)^{1,67+1,09 \cdot \sigma}$ conocido como el *base zero-camber angle* en inglés

Con el nuevo valor del ángulo de desviación, se puede calcular de nuevo el ángulo de curvatura del álabe con la misma expresión anteriormente descrita:

$$\theta = \beta_{1B} - \beta_{2B} = \beta_1 - \beta_2 + \delta_w - i$$

Usando la siguiente expresión (**Aungier 2003**) que define la máxima inclinación del álabe entre la cuerda:

$$\frac{e}{c} = \frac{\sqrt{1 + (4 \tan \theta)^2 \cdot \left[\frac{l}{c} - \left(\frac{l}{c}\right)^2 - \frac{3}{16} \right]} - 1}{4 \tan \theta}$$

Y, por consiguiente, se pueden calcular los ángulos del álabe medidos desde la línea de la cuerda:

$$\tan \chi_1 = \frac{\frac{e}{c}}{\frac{l}{c} - \frac{1}{4}}$$

$$\tan \chi_2 = \frac{\frac{e}{c}}{\frac{3}{4} - \frac{l}{c}}$$

Y los ángulos del álabe, con los que se calculará el nuevo ángulo de incidencia :

$$\beta_{1B} = \gamma + \chi_1 \quad y \quad \beta_{2B} = \gamma - \chi_2$$

Este proceso se repite hasta que tanto el ángulo de incidencia como el de desviación converjan. Una vez hayan convergido, se calcula la cuerda axial, el paso de los álabes, el número de los álabes y la distancia entre álabes (medida tal y como se muestra en la **Figura 6**: Geometría de álabes (Gambini & Vellini, 2020, p. 166)):

$$C_a = C \cdot \cos\gamma$$

$$S = \frac{C}{\sigma}$$

$$N_B = \text{entero}\left(\pi \cdot \frac{D_M}{S}\right)$$

$$O \cong S \cdot \cos\beta_{1B}$$

Para calcular las pérdidas se necesitará conocer dos cocientes: el primero es el cociente entre el espesor del álabe en el borde de salida del fluido y la altura del álabe, y cuyo valor se asumirá de aproximadamente 0.0005; y el cociente entre la distancia de la punta del álabe a la carcasa del compresor (valor mínimo no inferior a 0,5 mm) y la altura del álabe (entre el 0,6% y el 1,5%). Se asumirá 1,5% por seguridad aunque esto suponga mayores pérdidas (aumento no significativo):

$$\frac{t_{TE}}{h_B} \cong 0,0005$$

$$\frac{\tau}{h_B} = 0.6\% \div 1.5\%$$

Por último, se calcularán los números de Reynolds en los distintos puntos de la etapa y, a partir de ellos, la rugosidad de las superficies en estos puntos:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot w_1 \cdot C_R}{\mu_1}$$

$$Re_{2,R} = \frac{\rho_2 \cdot w_2 \cdot C_R}{\mu_2}$$

$$Re_{2,S} = \frac{\rho_2 \cdot c_2 \cdot C_S}{\mu_2}$$

$$Re_3 = \frac{\rho_3 \cdot c_3 \cdot C_S}{\mu_3}$$

Las rugosidades que se calcularán a continuación serán las máximas a partir de las cuales se aprecian sus efectos en las pérdidas.

$$\frac{k_{s,adm,R}}{C_R} = \frac{100}{Re_1} \quad \text{y} \quad \frac{k_{s,adm,S}}{C_S} = \frac{100}{Re_{2,S}}$$

5.5 PARÁMETROS CINEMÁTICOS EN LA DIRECCIÓN RADIAL

En este apartado se calcularán los parámetros cinemáticos y geométricos en la dirección radial de la etapa. Partiendo de que se asume que el trabajo transferido es el mismo en toda la dirección radial, se obtienen las siguientes expresiones (donde el subíndice h hace referencia al buje y el subíndice t hace referencia a la punta del álabe; el coeficiente de trabajo, el coeficiente de flujo y el grado de reacción en el diámetro medio son los presentados en el **Capítulo 5.2**):

$$\varphi_t = \varphi_m \cdot \frac{D_m}{D_t}; \quad \varphi_h = \varphi_m \cdot \frac{D_m}{D_h}$$

$$\psi_t = \psi_m \cdot \left(\frac{D_m}{D_t}\right)^2; \quad \psi_h = \psi_m \cdot \left(\frac{D_m}{D_h}\right)^2$$

$$R_t = 1 - (1 - R_m) \cdot \frac{D_m^2}{D_t^2}; \quad R_h = 1 - (1 - R_m) \cdot \frac{D_m^2}{D_h^2}$$

Con los factores de flujo, de trabajo y el grado de reacción, se calcularán los ángulos en el buje y en la punta del álabe usando las mismas expresiones utilizadas en el **Capítulo 5.2**:

$$\tan\alpha_{1,t} = \frac{1-R_t-\frac{\psi_t}{2}}{\varphi_t}; \quad \tan\alpha_{1,h} = \frac{1-R_h-\frac{\psi_h}{2}}{\varphi_h}$$

$$\tan\alpha_{2,t} = \frac{1-R_t+\frac{\psi_t}{2}}{\varphi_t}; \quad \tan\alpha_{2,h} = \frac{1-R_h+\frac{\psi_h}{2}}{\varphi_h}$$

$$\tan\beta_{1,t} = \frac{R_t+\frac{\psi_t}{2}}{\varphi_t} ; \quad \tan\beta_{1,h} = \frac{R_h+\frac{\psi_h}{2}}{\varphi_h}$$

$$\tan\beta_{2,t} = \frac{R_t-\frac{\psi_t}{2}}{\varphi_t} ; \quad \tan\beta_{2,h} = \frac{R_h-\frac{\psi_h}{2}}{\varphi_h}$$

5.6 PÉRDIDAS Y RENDIMIENTO

En este último capítulo del diseño del compresor se utilizarán gran parte de los parámetros obtenidos en los capítulos anteriores para poder obtener las pérdidas del compresor a partir de modelos desarrollados y, de esta forma, poder calcular el rendimiento. Todos estos modelos conforman el coeficiente de pérdida de presión, definido tanto para el rotor (Y_R) como para el estator (Y_S):

$$Y_R = \frac{p_{1tr} - p_{2tr}}{p_{1tr} - p_1}$$

$$Y_S = \frac{p_{2t} - p_{3t}}{p_{2t} - p_2}$$

Ambos coeficientes se basan en la suma de las diferentes pérdidas que ocurren en cada parte de la etapa y que se explicarán en este capítulo. Las diferentes pérdidas son las siguientes:

$$Y = Y_P + Y_S + Y_{EW} + Y_{SHOCK} + Y_{TC}$$

- Y_P : pérdidas debidas al perfil
- Y_S : pérdidas secundarias

- Y_{EW} : pérdidas debidas a la viscosidad del fluido y al desprendimiento en la pared
- Y_{SHOCK} : pérdidas en compresores supersónicos y transónicos debidas a las ondas de choque
- Y_{TC} : pérdidas debidas a la punta del álabe y al espacio entre esta y la carcasa

Estas pérdidas se deberán calcular tanto para el estator como para el rotor, pero como se ha comentado anteriormente, por simplicidad, se explicarán las del rotor y para el cálculo de las pérdidas del estator se realizarán de manera análoga pero con los cambios pertinentes en las velocidad y en los ángulos (explicados al inicio del **Capítulo 5.4**).

5.6.1 PÉRDIDAS DEL PERFIL

El coeficiente de pérdidas del perfil se obtendrá del modelo desarrollado por Lieblein (Lieblein, 1959):

$$Y_P = 2 \cdot \left(\frac{\theta_2}{C}\right) \cdot \frac{\sigma}{\cos\beta_2} \cdot \left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{2H_{TE}}{3H_{TE} - 1}\right) \cdot \left[1 - \left(\frac{\theta_2}{C}\right) \cdot \left(\sigma \cdot \frac{H_{TE}}{\cos\beta_2}\right)\right]^{-3}$$

Donde los parámetros $\frac{\theta_2}{C}$ y H_{TE} fueron obtenidos de manera experimental por Koch y Smith (Koch & Smith, 1976) y sus expresiones son:

$$\frac{\theta_2}{C} = \left(\frac{\theta_2^0}{C}\right) \cdot \zeta_M \cdot \zeta_H \cdot \zeta_{Re}$$

$$H_{TE} = H_{TE}^0 \cdot \zeta_M \cdot \zeta_H \cdot \zeta_{Re}$$

Los parámetros $\frac{\theta_2^0}{C}$ y H_{TE}^0 fueron obtenidos de forma experimental para números de Mach de entrada menores que 0,05, sin contracciones a la altura del espacio anular del flujo, números de Reynolds iguales a 10^6 y álabes lisos. Estos parámetros están multiplicados por

factores de corrección pues habitualmente no se cumplen esas condiciones. Los parámetros con el subíndice M sirven como corrección para los números de Mach de entrada, aquellos con el subíndice Re sirven como corrección para los números de Reynolds y aquellos con el subíndice H sirven como corrección para la contracción de la altura del espacio anular del flujo. A continuación se expondrán todas las expresiones para calcular estos parámetros de corrección:

$$\frac{\theta_2^0}{C} = 2,644 \cdot 10^{-3} \cdot DF_{eq} - 1,519 \cdot 10^{-4} + \frac{6,713 \cdot 10^{-3}}{2,60 - DF_{eq}}$$

- Si $DF_{eq} \leq 2$:

$$H_{TE}^0 = \frac{\delta_{TE}^*}{\theta_2^0} = (0,91 + 0,35 \cdot DF_{EQ}) \cdot [1 + 0,48 \cdot (DF_{EQ} - 1)^4 + 0,21 \cdot (DF_{EQ} - 1)^6]$$

- Si $DF_{eq} > 2$:

$$H_{TE}^0 = 2,7209$$

Factores de corrección para $\frac{\theta_2^0}{C}$

$$\zeta_M = 1 + (0,11757 - 0,16983 \cdot DF_{eq}) \cdot Ma_1^n$$

$$n = 2,853 + DF_{eq} \cdot (-0,97747 + 0,19477 \cdot DF_{eq})$$

$$\zeta_H = 0,53 \cdot \frac{h_{B,1}}{h_{B,2}} + 0,47$$

$$Re_{cr} = 100 \cdot \frac{C}{k_s}$$

- Si $Re_1 \leq Re_{cr}$ se asume:
 - $\zeta_{Re} = \left(\frac{10^6}{Re_1}\right)^{0,166}$, cuando $Re_1 \geq 2 \cdot 10^5$
 - $\zeta_{Re} = 1,30626 \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^5}{Re_1}\right)^{0,5}$, cuando $Re_1 < 2 \cdot 10^5$
- Si $Re_1 > Re_{cr}$ se asume:
 - $\zeta_{Re} = \left(\frac{10^6}{Re_{cr}}\right)^{0,166}$, cuando $Re_1 \geq 2 \cdot 10^5$
 - $\zeta_{Re} = 1,30626 \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^5}{Re_{cr}}\right)^{0,5}$, cuando $Re_1 < 2 \cdot 10^5$

Factores de corrección para H_{TE}^0

$$\varepsilon_M = 1 + [1,0725 + DF_{eq} \cdot (-0,8671 + 0,18043 \cdot DF_{eq})] \cdot Ma_1^{1,8}$$

$$\varepsilon_H = 1 + \left(\frac{h_{B,1}}{h_{B,2}} - 1\right) \cdot (0,0026 \cdot DF_{eq}^8 - 0,024)$$

$$\varepsilon_{Re} = \left(\frac{10^6}{Re_1}\right) , \text{ cuando } Re_1 < Re_{cr}$$

$$\varepsilon_{Re} = \left(\frac{10^6}{Re_{cr}}\right)^{0,06} , \text{ cuando } Re_1 \geq Re_{cr}$$

Se puede observar que en estas ecuaciones aparece el parámetro DF_{eq} llamado coeficiente equivalente de difusión. Para calcular este coeficiente primero será necesario calcular el parámetro de circulación para un diámetro medio constante Γ , después calcular la densidad del fluido en la garganta ρ_{throat} , continuar con la suposición de que el área de la garganta de la cascada se produce a un tercio de la cuerda axial (Gambini & Vellini, 2020, p. 177)

para poder calcular el área de la garganta A_{throat} y, por último, calcular la relación de contracción del área de la garganta A_{throat}^* .

$$\Gamma = (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \cdot \frac{\cos \beta_1}{\sigma}$$

$$\frac{\rho_{throat}}{\rho_1} = 1 - \frac{Ma_{x1}^2}{1 - Ma_{x1}^2} \cdot \left(1 - A_{throat}^* - K_1 \cdot \sigma \cdot \Gamma \cdot \frac{\tan \beta_1}{\cos \beta_1} \right)$$

$$A_{throat} = A_1 - \frac{1}{3} \cdot (A_1 - A_2)$$

$$A_{throat}^* = \left[1 - K_2 \cdot \sigma \cdot \frac{\frac{t_{max}}{C}}{\cos(\beta_1 + \beta_2)} \right] \cdot \frac{A_{throat}}{A_1}$$

$$DF_{eq} = \frac{w_1}{w_2} \cdot \left(1 + K_3 \cdot \left(\frac{t_{max}}{C} \right) + K_4 \cdot \Gamma \right) \cdot \sqrt{(\sin \beta_1 - K_1 \cdot \sigma \cdot \Gamma)^2 + \left(\frac{\cos \beta_1}{A_{throat}^* \cdot \frac{\rho_{throat}}{\rho_1}} \right)^2}$$

En estas ecuaciones se pueden observar varias constantes K obtenidas por Koch y Smith de manera experimental y cuyos valores son los siguientes: $K_1=0,2445$; $K_2=0,4458$; $K_3=0,7688$; $K_4=0,6024$.

5.6.2 PÉRDIDAS SECUNDARIAS

El coeficiente de pérdidas secundarias se calculará según el modelo desarrollado por Howell (Howell, 1945):

$$Y_s = 0,018 \cdot \sigma \cdot \frac{\cos \beta_1^2}{\cos \beta_M^3} \cdot c_L^2$$

$$c_L = \frac{2}{\sigma} \cdot \cos \beta_M \cdot (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

$$\tan \beta_M = \frac{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}{2}$$

Siendo c_L el coeficiente de elevación del álabe y β_M el ángulo medio del flujo.

5.6.3 PÉRDIDAS DEBIDAS AL DESPRENDIMIENTO DEL FLUIDO

El coeficiente de pérdidas debidas al desprendimiento del flujo se calculará en base a la correlación obtenida por Aungier (Aungier & Farokhi, 2004):

$$Y_{EW} = 0,0146 \cdot \left(\frac{C}{h_b}\right) \cdot \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}\right)^2$$

5.6.4 PÉRDIDAS DEBIDAS A LAS ONDAS DE CHOQUE

El coeficiente de pérdidas debidas a las ondas de choque solo es significativo para fluidos supersónicos o transónicos. Para estos casos la expresión es la siguiente (Koch & Smith, 1976):

$$Y_{shock} = 0,32 \cdot Ma_1^2 - 0,62 \cdot Ma_1 + 0,30 \quad , \text{ cuando } Ma_1 \geq 1$$

$$Y_{shock} = 0 \quad , \text{ cuando } Ma_1 < 1$$

5.6.5 PÉRDIDAS DEBIDAS A LA PUNTA DEL ÁLABE

El coeficiente de pérdidas debidas a la punta del álabe se calculará con la correlación obtenida de Yaras y Sjolander (Yaras & Sjolander, 1992):

$$Y_{TC} = Y_{tip} + Y_{gap}$$

$$Y_{tip} = 1,4 \cdot K_E \cdot \sigma \cdot \left(\frac{\tau}{h_B} \right) \cdot \frac{\cos \beta_1^2}{\cos \beta_M^3} \cdot c_L^{1,5}$$

$$Y_{gap} = 0,0049 \cdot K_G \cdot \sigma \cdot \frac{C}{h_B} \cdot \frac{\sqrt{c_L}}{\cos \beta_M}$$

donde $K_E=0,5$ y $K_G=1$, cuando $\frac{l}{C} = 0,5$.

5.6.6 RENDIMIENTO

Con todos los coeficientes de pérdidas calculados tanto para el rotor como para el estator, se continuará con la última etapa del diseño del compresor: los cálculos de los rendimientos. Se calculará el rendimiento del rotor, el total del compresor, el isentrópico y el del total a estático (en inglés *total to static*):

$$Y_R = \frac{p_{1tr} - p_{2tr}}{p_{1tr} - p_1}$$

$$Y_S = \frac{p_{2t} - p_{3t}}{p_{2t} - p_2}$$

Para el rendimiento del rotor:

$$p_{2tr} = p_{2tr} - Y_R \cdot (p_{1tr} - p_1)$$

$$h_{2tr} = h_{1tr}$$

$$s_2 = s_{p,h}(p_{2tr}, h_{2tr})$$

$$h_2 = h_{p,s}(p_{2tr}, s_2)$$

$$\eta_R = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Para el rendimiento del estator y en base a los cálculos anteriores:

$$h_{2t} = h_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

$$p_{2t} = p_{h,s}(h_{2t}, s_2)$$

$$p_{3t} = p_{2t} - Y_S \cdot (p_{2t} - p_2)$$

$$h_{3t} = h_{2t}$$

$$s_3 = s_{p,h}(p_{3t}, h_{3t})$$

$$h_3 = h_{p,s}(p_3, s_3)$$

Y con los cálculos anteriores, se obtienen los rendimientos:

$$\eta_{TT} = \frac{h_{3t,is} - h_{1t}}{h_{3t} - h_{1t}}$$

$$\eta_{is} = \frac{h_{3,is} - h_1}{h_3 - h_1}$$

$$\eta_{TS} = \frac{h_{3,is} - h_{1t}}{h_{3t} - h_{1t}}$$

Para obtener $h_{3t,is}$, se utilizará la función CoolProp con los valores de entrada p_{3t} y la entropía a la entrada de la etapa que se esté calculando s_1 . Para completar el diseño de la etapa se realizará un proceso iterativo, comenzando desde el inicio del diseño (**Capítulo 5.2**) y esta vez no se supondrá ningún valor inicial, sino que se utilizarán los resultados obtenidos en el proceso de iteración anterior. El proceso de iteración se repetirá hasta que el rendimiento isentrópico de la etapa converja. Una vez diseñada la primera etapa, se procederá al diseño de la siguiente teniendo en cuenta que: para las

siguientes etapas las condiciones de entrada del fluido serán las condiciones de salida del fluido de la etapa anterior y se asumirán los rendimientos obtenidos de la etapa anterior como valores iniciales. A su vez, para los factores de trabajo y de flujo y el grado de reacción, no se supondrán ningún valor inicial sino que se hará uso de su definición y de valores constantes en todo el compresor como la velocidad absoluta media del rodete o la variación de entalpía isentrópica de la etapa. Por último, y con el compresor completamente diseñado, se calculará el rendimiento total del compresor:

$$\eta_{TT} = \frac{h_{out,t,is} - h_{in,t}}{h_{out,t} - h_{in,t}}$$

donde:

- $h_{out,t,is} = h_{out,is} + \frac{c_1^2}{2}$; $h_{out,is} = h_{p,s} (p_{salida\ compresor}, S_{entrada\ compresor})$
- $h_{out,t} = h_{3,t}$ última etapa
- $h_{in,t} = h_{1,t}$ primera etapa

Capítulo 6. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los primeros resultados que se obtienen son en la etapa del prediseño de las turbomáquinas. Al introducir en el código las condiciones del fluido en el ciclo, se obtienen las curvas de velocidad específica frente a número de etapas:

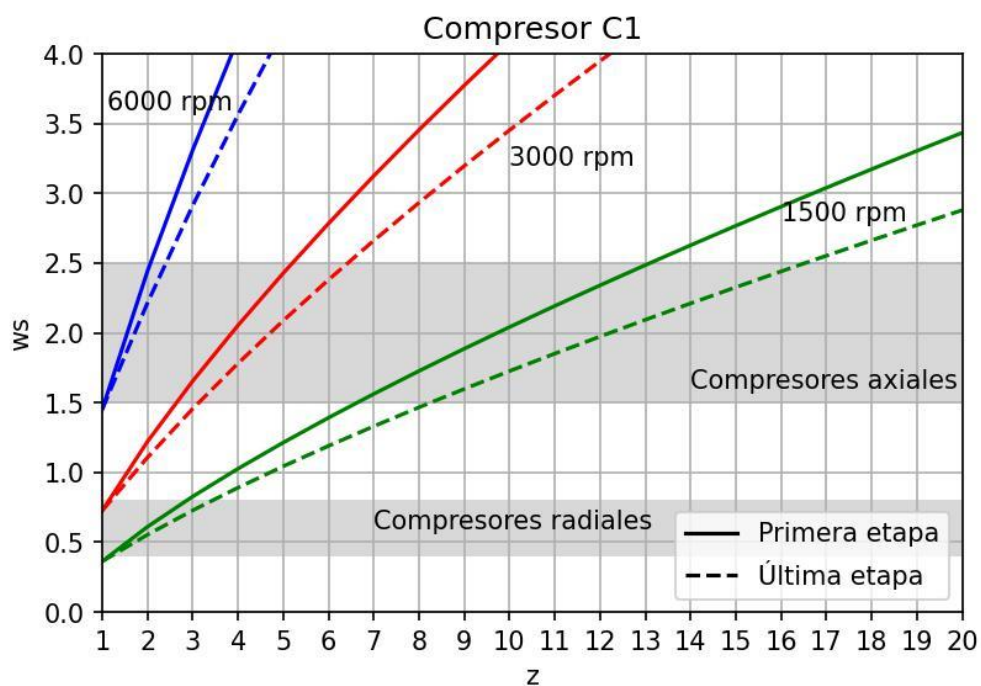


Figura 9: Curvas de velocidades específicas (ω_s) frente a número de etapas (z) para el compresor 1

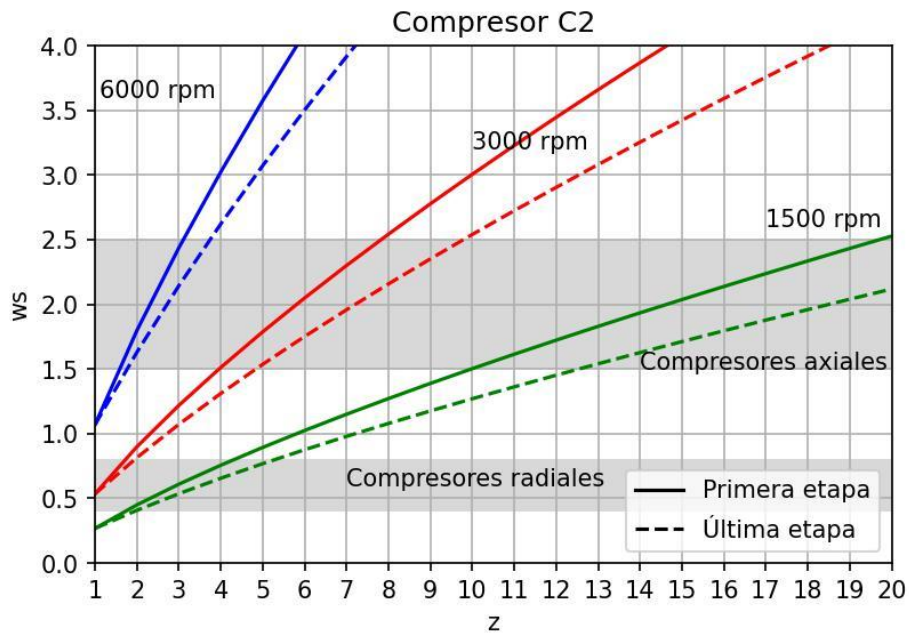


Figura 10: Curvas de velocidades específicas (ω_s) frente a número de etapas (z) para el compresor 2

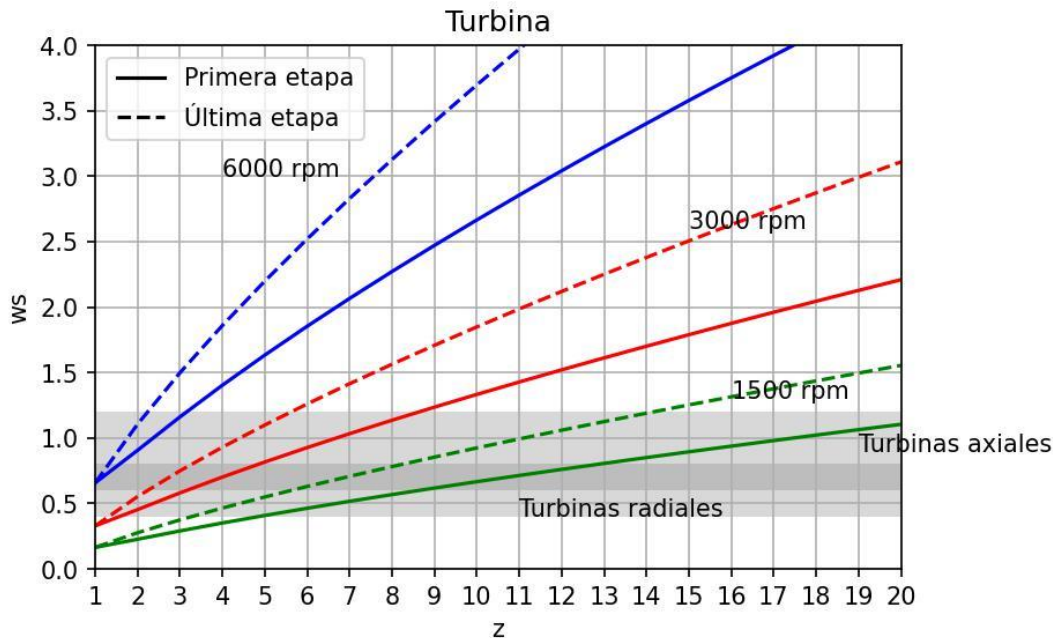


Figura 11: Curvas de velocidades específicas (ω_s) frente a número de etapas (z) para la turbina

A su vez, en este capítulo se explicó que para que una turbomáquina sea de un tipo determinado, su velocidad específica debe encontrarse dentro de un rango. Dado que se decidió seguir el ejemplo del Capítulo 8 del libro “Turbomachinery. Fundamentals, Selection and Preliminary Design”(Gambini & Vellini, 2020), tanto el compresor como la turbina debía ser de tipo axial. El rango de velocidades para que un compresor de alto rendimiento sea de tipo axial es $1,5 \div 2,5$ y para que las turbinas de alto rendimiento sean de tipo axial es $0,6 \div 1,2$ (**Tabla 1**).

Observando las tres figuras mencionadas anteriormente y teniendo en cuenta que las máquinas deben ser de tipo axial y que la velocidad de rotación debe ser 3000 rpm (se ha elegido esta velocidad de rotación pues al ser la velocidad de sincronismo, las máquinas no requerirán el uso de un variador de velocidad, lo cual implica un coste menor), se obtiene la siguiente tabla en donde se presenta el rango de número de etapas de cada turbomáquina para 3000 rpm:

Turbomáquina	Número de etapas (z)	Velocidad de rotación (rpm)
Compresor 1	$3 \leq z \leq 5$	3000
Compresor 2	$5 \leq z \leq 8$	3000
Turbina	$3 \leq z \leq 6$	3000

Tabla 3: Rango de número de etapas y velocidad de rotación de cada turbomáquina

Cabe recordar las distintas premisas que se expusieron en el **Capítulo 5.1** donde se explicó que por simplicidad en la fabricación de las máquinas interesaba que todas las etapas fueran

del mismo tipo, así como buscar el menor número de etapas posible. Con estas premisas, quedan definidas la velocidad de rotación de cada máquina (3000 rpm) y su número de etapas (3 para el compresor 1, 5 para el compresor 2 y 3 para la turbina).

Estos resultados junto con las condiciones del fluido expuestas en ese capítulo, nos permiten obtener el diseño de ambos compresores. En la tabla que se mostrará a continuación aparecerán los parámetros de diseño (tanto de la primera como de la última etapa) considerados más importantes para los compresores.

		Compresor C1		Compresor C2	
	Unidades	Primera etapa	Última etapa	Primera etapa	Última etapa
ψ	-	0,3	0,30015	0,3	0,2999
φ	-	0,55	0,55	0,55	0,55
R	-	0,5	0,499925	0,5	0,50002
Parámetros cinemáticos					
α_1	°	32,47	32,47	32,47	32,47
α_2	°	49,763	49,77	49,763	49,761
β_1	°	49,763	49,763	49,763	49,763
β_2	°	32,47	32,46	32,471	32,474
u	m/s	244,123	244,123	189,66	189,66

Parámetros termodinámicos					
p_2	bar	1,3449	2,0199	2,3577	3,8548
T_2	°C	72,18	141,29	65,37	149,15
p_3	bar	1,4988	2,2199	2,5215	4,0800
T_3	°C	89,367	159,197	75,75	160,05
Parámetros geométricos					
D_M	cm	155,413	155,413	120,742	120,742
$h_{B,rotor}$	cm	8,466	6,6936	7,648	5,795
$h_{B,estator}$	cm	7,95	6,356	7,363	5,623
C_{rotor}	cm	7,705	6,092	6,960	5,274
$C_{estator}$	cm	7,236	5,784	6,701	5,118
$C_{axial,rotor}$	cm	5,993	4,739	5,414	4,102
$C_{axial,estator}$	cm	5,628	4,499	5,212	3,981
$N_{B,rotor}$	-	63	80	54	71
$N_{B,estator}$	-	67	84	56	74
Números adimensionales					
Ma_1	-	0,6159	0,5596	0,4784	0,4266
$Ma_{2,estator}$	-	0,6004	0,5479	0,4709	0,4213

Re_1	-	$1,15 \cdot 10^6$	$0,986 \cdot 10^6$	$1,48 \cdot 10^6$	$1,23 \cdot 10^6$
$Re_{2,estator}$	-	$1,10 \cdot 10^6$	$0,954 \cdot 10^6$	$1,44 \cdot 10^6$	$1,21 \cdot 10^6$
Potencia y rendimiento					
P	MW	5,255		5,308	
$\eta_{TT,compresor}$	%	88,42		87,92	

Tabla 4: Resultados de los parámetros más importantes del diseño de ambos compresores

A continuación se presentarán algunos diagramas de entalpía frente a entropía de los compresores en donde se podrá observar el proceso de compresión de estos (punto 1: entrada al rotor; punto 2: salida del rotor/entrada al estator; punto 3: salida del estator):

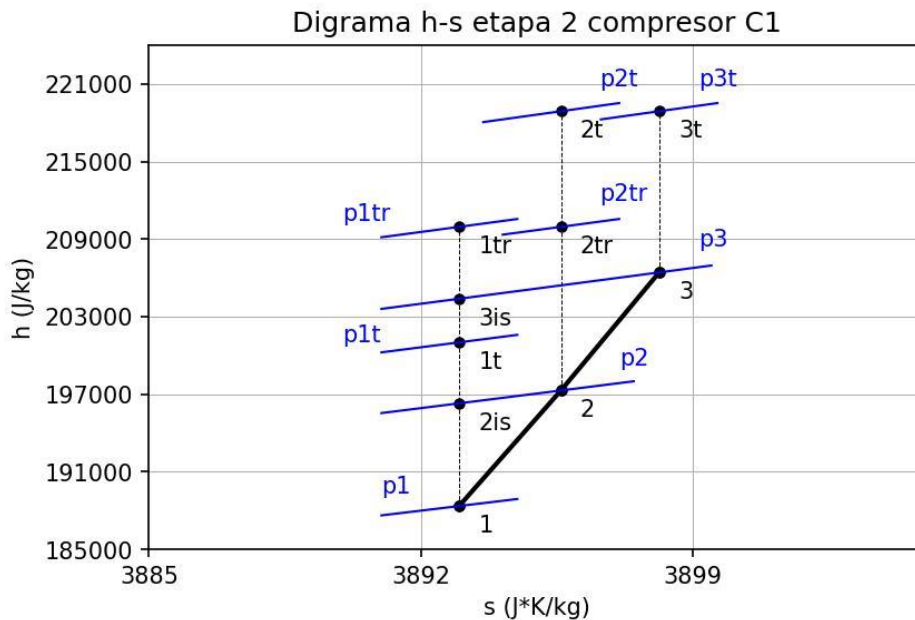


Figura 12: Diagrama h-s de la etapa 2 del compresor C1

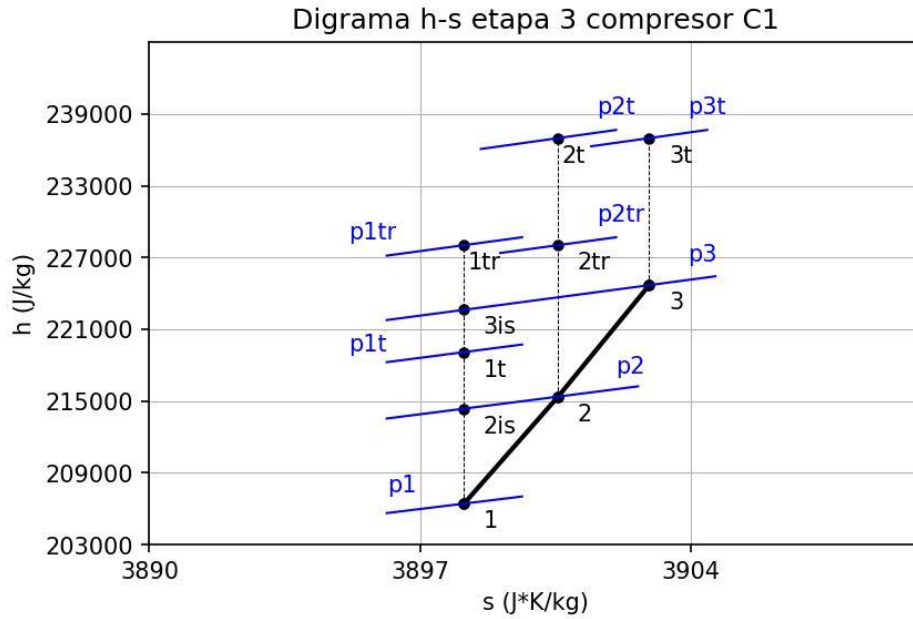


Figura 13: Diagrama h-s de la etapa 3 del compresor C1

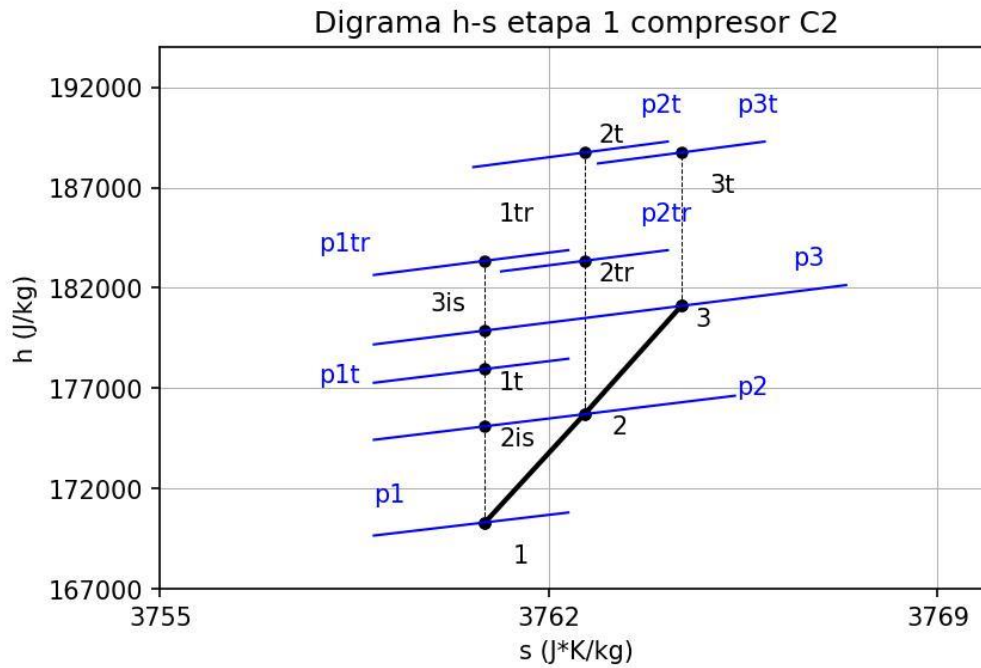


Figura 14: Diagrama h-s de la etapa 1 del compresor C2

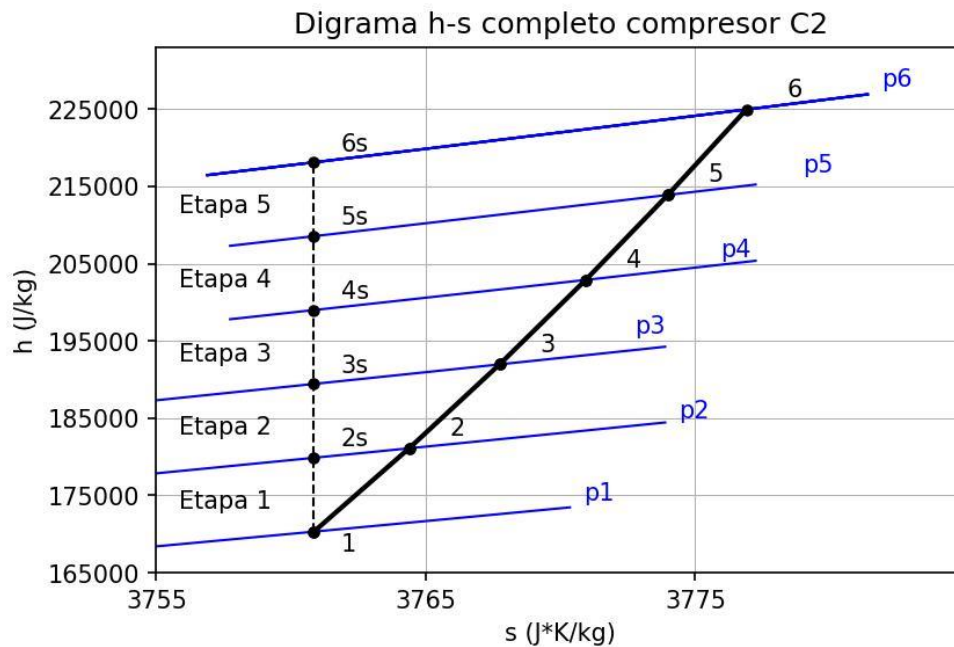


Figura 15: Diagrama h-s completo del compresor C2

En los diagramas de entalpía frente a entropía completos de los compresores C1 y C2 se pueden observar dos tipos de punto: por ejemplo, el punto 1 representa la entrada al compresor y, por tanto, a la primera etapa del compresor; el punto 2 representa la salida real de la primera etapa del compresor; aquellos puntos acompañados por una s representan la salida de una etapa o la entrada a la etapa posterior en caso de que se tratase de un proceso isentrópico; y así sucesivamente hasta la salida de la última etapa.

Por último, se presentará un croquis donde se representarán las distintas etapas del compresor C1, junto con algunos de sus diámetros:

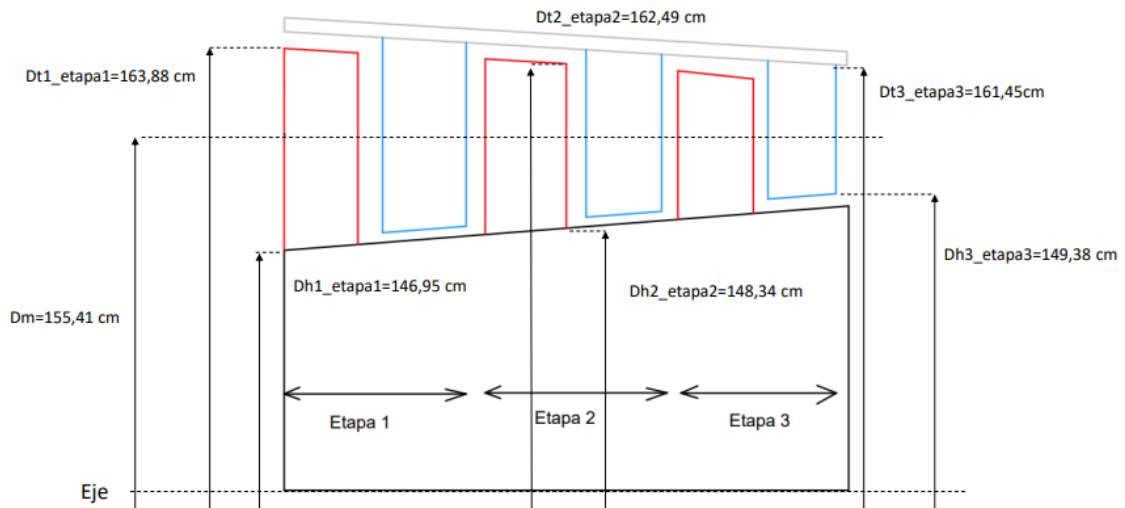


Figura 16: Croquis de un corte por el plano meridional del compresor C1

En este croquis de un corte por el plano meridional se ha representado únicamente la mitad del compresor por simplicidad (en el plano entero se podría observar el eje (de color negro) por completo, junto con los álabes en la parte inferior). En este croquis se pueden observar las tres etapas distintas del compresor C1, cada rotor (en rojo) y estator (en azul) de cada etapa, el eje del compresor (en negro), la carcasa del compresor (en gris) y algunos diámetros del compresor. D_m es el diámetro medio del compresor (el cual permanece constante a lo largo de este), D_t hace referencia al diámetro desde la punta del álabe y D_h hace referencia al diámetro del buje. Como ya se explicó anteriormente, los puntos 1, 2 y 3 hacen referencia, respectivamente, a la entrada en el rotor, a la salida del rotor o entrada en el estator y a la salida del estator. Por ejemplo, D_{t1_etapa1} hace referencia al diámetro desde la punta del álabe en el punto de entrada al rotor de la etapa 1. Cabe destacar que para el compresor C2, el croquis sería parecido pero con distintos diámetros y dos etapas más:

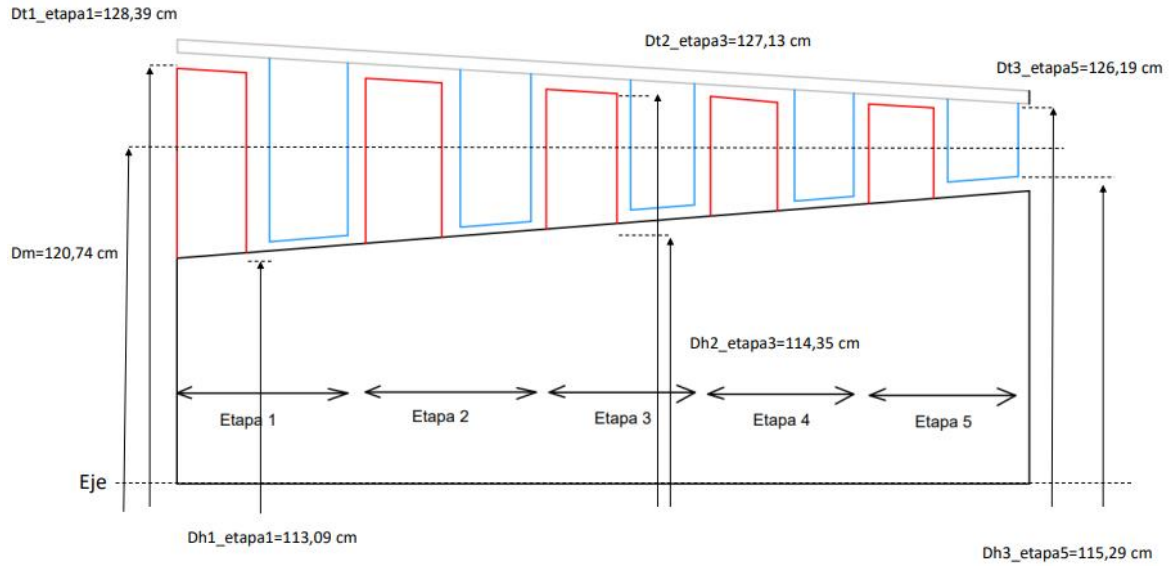


Figura 17: Croquis de un corte por el plano meridional del compresor C2

Capítulo 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Tras realizar el análisis de los resultados, se puede concluir que resultan válidos al haber logrado un rendimiento total de ambos compresores satisfactorio (ambos muy cerca del 90%). Cabe recordar que es posible que se pueda alcanzar un rendimiento mayor de los compresores para ese ciclo modificando el tipo de compresor, junto con la velocidad de rotación y el número de etapas de este.

Dada la validez de los resultados, este proyecto, y, más en concreto, el código que se ha realizado en este, podría ser una herramienta muy útil para el diseño de compresores axiales, no solo en ciclos de Brayton, sino en aquellas aplicaciones en donde se puedan conocer las presiones de entrada y de salida del fluido, la temperatura de entrada y el flujo másico.

Este trabajo sienta las bases para diferentes proyectos futuros que se enumerarán a continuación:

- El estudio del prediseño de la turbina en el **Capítulo 5.1** podría ser utilizado en un trabajo futuro para el diseño de turbinas axiales.
- Como se ha mencionado anteriormente, puede que las condiciones en las que se encuentra el compresor trabajando no sean con las que se obtenga el rendimiento óptimo. Es por ello que un posible trabajo futuro podría ser el estudio de la sensibilidad del rendimiento al realizar cambios en diferentes parámetros. Por ejemplo, se podría estudiar qué es lo que ocurre cuando se modifica el número de etapas y la velocidad de rotación (siempre y cuando la velocidad específica se encuentre dentro del rango de velocidades para compresores de tipo axial) o cuando

se modifique el flujo másico o las propiedades del fluido antes de su entrada en el compresor.

- Otro aspecto importante a estudiar podría ser un estudio económico paralelo en el que se analicen los costes de fabricación, instalación y funcionamiento del compresor diseñado para el ciclo de Brayton. En este estudio se podrían concretar algunos aspectos, como si sería rentable utilizar un variador de velocidad para tratar de lograr un rendimiento más alto, analizando los costes que supondrían incluir este variador y el ahorro que supondría esta modificación.

Capítulo 8. BIBLIOGRAFÍA

- Aungier, RH ., Editor, & Farokhi, S. ., Reviewer. (2004). Axial-Flow Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. *Applied Mechanics Reviews*, 57(4), B22. <https://doi.org/10.1115/1.1786589>
- Central térmica convencional*. (s. f.). Endesa. Recuperado 16 de junio de 2023, de <https://www.fundacionendesa.orghttps://fundacionendesa.org/es/educacion/endesa-educacion/recursos/centrales-electricas-convencionales/central-termica-convencional>
- Espejo Marín, C. (2010). Los nuevos paisajes de la energía solar: Las centrales termosolares. *Nimbus: Revista de climatología, meteorología y paisaje*, 25, 65-92.
- Gambini, M., & Vellini, M. (2020). *Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design*. Springer Nature.
- Howell, A. R. (1945). Fluid Dynamics of Axial Compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 153(1), 441-452. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1945_153_049_02
- Interfaz de alto nivel—Documentación de CoolProp—6.4.3*. (s. f.). Recuperado 13 de junio de 2023, de <http://coolprop.org/coolprop/HighLevelAPI.html#parameter-table>
- Koch, C. C., & Smith, L. H., Jr. (1976). Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors. *Journal of Engineering for Power*, 98(3), 411-424. <https://doi.org/10.1115/1.3446202>
- Lieblein, S. (1959). Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades. *Journal of Basic Engineering*, 81(3), 387-397. <https://doi.org/10.1115/1.4008481>

- Ligrani, P., Potts, G., & Fatemi, A. (2017). Endwall aerodynamic losses from turbine components within gas turbine engines. *Propulsion and Power Research*, 6(1), 1-14. <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2017.01.006>
- Mattingly, J. D. (2006). *Elements of propulsion: Gas turbines and rockets*. American Institute of Aeronautics and Astronautics. <https://doi.org/10.2514/4.861789>
- Solar*. (s. f.). Endesa. Recuperado 16 de junio de 2023, de <https://www.fundacionendesa.orghttps://fundacionendesa.org/es/educacion/endesa-educa/recursos/centrales-renovables/central-solar>
- To, H.-O., & Miller, R. J. (2015, agosto 12). *The Effect of Aspect Ratio on Compressor Performance*. ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. <https://doi.org/10.1115/GT2015-43016>
- Tournier, J.-M., & El-Genk, M. S. (2010). Axial flow, multi-stage turbine and compressor models. *Energy Conversion and Management*, 51(1), 16-29. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.08.005>
- Welcome to CoolProp—CoolProp 6.4.3 documentation*. (s. f.). Recuperado 13 de junio de 2023, de <http://coolprop.org/index.html#what-is-coolprop>
- Wennerstrom, A. J. (1989). Low Aspect Ratio Axial Flow Compressors: Why and What It Means. *Journal of Turbomachinery*, 111(4), 357-365. <https://doi.org/10.1115/1.3262280>
- Yaras, M. I., & Sjolander, S. A. (1992). Prediction of Tip-Leakage Losses in Axial Turbines. *Journal of Turbomachinery*, 114(1), 204-210. <https://doi.org/10.1115/1.2927987>

ANEXO I

Código del prediseño de las turbomáquinas

```
import math

import matplotlib
from matplotlib import pyplot
import numpy as np
plt=pyplot

import CoolProp.CoolProp as CP
from CoolProp.CoolProp import PropsSI

fluido='Ar'
p1_C1=1.2e5
T1_C1=55+273
p2_C1=2.22e5
n1=6000
n2=3000
n3=1500
m=97.6
z=[1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20]
filas=20
columnas=20

h1_C1=CP.PropsSI('H','P',p1_C1,'T',T1_C1,fluido)
s1_C1=CP.PropsSI('S','P',p1_C1,'T',T1_C1,fluido)
s2s_C1=s1_C1
h2s_C1=CP.PropsSI('H','S',s2s_C1,'P',p2_C1,fluido)

rho_firststage_C1=CP.PropsSI('D','S',s1_C1,'H',h1_C1,fluido)
rho_laststage_C1=[]

delta_H_laststage_C1=[]

ws_firststage_n1_C1=[]
ws_firststage_n2_C1=[]
ws_firststage_n3_C1=[]

ws_laststage_n1_C1=[]
ws_laststage_n2_C1=[]
ws_laststage_n3_C1=[]

for i in range(1,21):
    ws_firststage_n1_C1.append(2*math.pi*n1*((m/rho_firststage_C1)**(1/2))/(60*((-h1_C1+h2s_C1)/i)**(3/4)))
```

```

ws_firststage_n2_C1.append(2*math.pi*n2*((m/rho_firststage_C1)**(1/2))/(60*((-h1_C1+h2s_C1)/i)**(3/4)))
ws_firststage_n3_C1.append(2*math.pi*n3*((m/rho_firststage_C1)**(1/2))/(60*((-h1_C1+h2s_C1)/i)**(3/4)))

delta_H_laststage_C1.append(h1_C1+(-h1_C1+h2s_C1)*(i-1)/i)
rho_laststage_C1.append(CP.PropsSI('D','S',s2s_C1,'H',delta_H_laststage_C1[i-1],fluido))

ws_laststage_n1_C1.append(2*math.pi*n1*((m/rho_laststage_C1[i-1])**((1/2)))/(60*((-h1_C1+h2s_C1)/i)**(3/4)))
ws_laststage_n2_C1.append(2*math.pi*n2*((m/rho_laststage_C1[i-1])**((1/2)))/(60*((-h1_C1+h2s_C1)/i)**(3/4)))
ws_laststage_n3_C1.append(2*math.pi*n3*((m/rho_laststage_C1[i-1])**((1/2)))/(60*((-h1_C1+h2s_C1)/i)**(3/4)))

print(f"La velocidad específica de la primera etapa del compresor C1 a {n2} rpm y con {z[3-1]} etapas es {ws_firststage_n2_C1[3-1]}")
print(f"La velocidad específica de la última etapa del compresor C1 a {n2} rpm y con {z[3-1]} etapas es {ws_laststage_n2_C1[3-1]}")

plt.plot(z, ws_firststage_n1_C1,"-", label='6000 rpm primera etapa', color="blue")
plt.plot(z, ws_laststage_n1_C1,"--", label='6000 rpm última etapa', color="blue")
plt.plot(z, ws_firststage_n2_C1,"-", label='3000 rpm primera etapa', color="red")
plt.plot(z, ws_laststage_n2_C1,"--", label='3000 rpm última etapa', color="red")
plt.plot(z, ws_firststage_n3_C1,"-", label='1500 rpm primera etapa', color="green")
plt.plot(z, ws_laststage_n3_C1,"--", label='1500 rpm última etapa', color="green")
plt.xlabel('z')
plt.ylabel('ws')
plt.title("Compresor C1")
plt.yticks([0.0,0.5,1.0,1.5,2.0,2.5,3.0,3.5,4.0])
plt.xticks(z)
plt.ylim((0.0,4.0))
plt.xlim((1,20))
plt.axhspan(1.5, 2.5, facecolor='gray', alpha=0.3)
plt.axhspan(0.4, 0.8, facecolor='gray', alpha=0.3)
plt.annotate('6000 rpm', xy=(1.1,3.6))
plt.annotate('3000 rpm', xy=(10,3.2))
plt.annotate('1500 rpm', xy=(16,2.8))
plt.annotate('Compresores axiales', xy=(14,1.6))
plt.annotate('Compresores radiales', xy=(7,0.6))
plt.plot([], [], "-", label='Primera etapa', color='black')
plt.plot([], [], "--", label='Última etapa', color='black')
handles, labels = plt.gca().get_legend_handles_labels()
filtered_labels = ['Primera etapa', 'Última etapa']
filtered_handles = [handle for handle, label in zip(handles, labels) if label in filtered_labels]
plt.legend(handles=filtered_handles, labels=filtered_labels)
plt.grid(True)
plt.savefig('Curva_velocidadespecifica_C1.jpg',bbox_inches='tight',dpi=150)

```

```
plt.show()

ws_C1=np.zeros([filas,columnas])
for i in range(1,21):
    k=i
    for j in range (0,i):

        h=(-h1_C1+h2s_C1)/k)*(j)+h1_C1
        rho=CP.PropsSI('D','S',s2s_C1,'H',h,fluido)
        ws_1=(2*math.pi*n2*((m/rho)**(1/2))/(60*((-h1_C1+h2s_C1)/k)**(3/4)))

        ws_C1[i-1,j]=ws_1

p1_C2=2.2e5
T1_C2=55+273
p2_C2=4.08e5

h1_C2=CP.PropsSI('H','P',p1_C2,'T',T1_C2,fluido)
s1_C2=CP.PropsSI('S','P',p1_C2,'T',T1_C2,fluido)
s2s_C2=s1_C2
h2s_C2=CP.PropsSI('H','S',s2s_C2,'P',p2_C2,fluido)

rho_firststage_C2=CP.PropsSI('D','S',s1_C2,'H',h1_C2,fluido)
rho_laststage_C2=[]

delta_H_laststage_C2=[]

ws_firststage_n1_C2=[]
ws_firststage_n2_C2=[]
ws_firststage_n3_C2=[]

ws_laststage_n1_C2=[]
ws_laststage_n2_C2=[]
ws_laststage_n3_C2=[]

for i in range(1,21):
    ws_firststage_n1_C2.append(2*math.pi*n1*((m/rho_firststage_C2)**(1/2))/(60*((-h1_C2+h2s_C2)/i)**(3/4)))
    ws_firststage_n2_C2.append(2*math.pi*n2*((m/rho_firststage_C2)**(1/2))/(60*((-h1_C2+h2s_C2)/i)**(3/4)))
    ws_firststage_n3_C2.append(2*math.pi*n3*((m/rho_firststage_C2)**(1/2))/(60*((-h1_C2+h2s_C2)/i)**(3/4)))

    delta_H_laststage_C2.append(h1_C2+(-h1_C2+h2s_C2)*(i-1)/i)
    rho_laststage_C2.append(CP.PropsSI('D','S',s2s_C2,'H',delta_H_laststage_C2[i-1],fluido))

    ws_laststage_n1_C2.append(2*math.pi*n1*((m/rho_laststage_C2[i-1])**((1/2)))/(60*((-h1_C2+h2s_C2)/i)**(3/4)))
    ws_laststage_n2_C2.append(2*math.pi*n2*((m/rho_laststage_C2[i-1])**((1/2)))/(60*((-h1_C2+h2s_C2)/i)**(3/4)))
```



```

ws_laststage_n3_C2.append(2*math.pi*n3*((m/rho_laststage_C2[i-
1])** (1/2))/(60*((-h1_C2+h2s_C2)/i)** (3/4)))

print(f"La velocidad específica de la primera etapa del compresor C2 a {n2} rpm y
con {z[5-1]} etapas es {ws_firststage_n2_C2[5-1]}")
print(f"La velocidad específica de la última etapa del compresor C2 a {n2} rpm y
con {z[5-1]} etapas es {ws_laststage_n2_C2[5-1]}")

plt.plot(z, ws_firststage_n1_C2, "-", label='6000 rpm primera etapa',
color="blue")
plt.plot(z, ws_laststage_n1_C2, "--", label='6000 rpm última etapa', color="blue")
plt.plot(z, ws_firststage_n2_C2, "-", label='3000 rpm primera etapa', color="red")
plt.plot(z, ws_laststage_n2_C2, "--", label='3000 rpm última etapa', color="red")
plt.plot(z, ws_firststage_n3_C2, "-", label='1500 rpm primera etapa',
color="green")
plt.plot(z, ws_laststage_n3_C2, "--", label='1500 rpm última etapa',
color="green")
plt.xlabel('z')
plt.ylabel('ws')
plt.title("Compresor C2")
plt.yticks([0.0,0.5,1.0,1.5,2.0,2.5,3.0,3.5,4.0])
plt.xticks(z)
plt.ylim((0.0,4.0))
plt.xlim((1,20))
plt.axhspan(1.5, 2.5, facecolor='gray', alpha=0.3)
plt.axhspan(0.4, 0.8, facecolor='gray', alpha=0.3)
plt.annotate('6000 rpm', xy=(1.1,3.6))
plt.annotate('3000 rpm', xy=(10,3.2))
plt.annotate('1500 rpm', xy=(17,2.6))
plt.annotate('Compresores axiales', xy=(14,1.5))
plt.annotate('Compresores radiales', xy=(7,0.6))
plt.plot([], [], "-", label='Primera etapa', color='black')
plt.plot([], [], "--", label='Última etapa', color='black')
handles, labels = plt.gca().get_legend_handles_labels()
filtered_labels = ['Primera etapa', 'Última etapa']
filtered_handles = [handle for handle, label in zip(handles, labels) if label in
filtered_labels]
plt.legend(handles=filtered_handles, labels=filtered_labels,)
plt.grid(True)
plt.savefig('Curva_velocidadespecífica_C2.jpg',bbox_inches='tight',dpi=150)
plt.show()

ws_C2=np.zeros([filas,columnas])
for i in range(1,21):
    k=i
    for j in range (0,i):

        h=(-h1_C2+h2s_C2)/k*(j)+h1_C2
        rho=CP.PropsSI('D','S',s2s_C2,'H',h,fluido)
        ws_2=(2*math.pi*n2*((m/rho)** (1/2))/(60*((-h1_C2+h2s_C2)/k)** (3/4)))

        ws_C2[i-1,j]=ws_2

```

```

p1_T=4e5
T1_T=900+273
p2_T=1.22e5

h1_T=CP.PropsSI('H','P',p1_T,'T',T1_T,fluido)
s1_T=CP.PropsSI('S','P',p1_T,'T',T1_T,fluido)
s2s_T=s1_T
h2s_T=CP.PropsSI('H','S',s2s_T,'P',p2_T,fluido)

rho_firststage_T=[]
rho_laststage_T=CP.PropsSI('D','S',s2s_T,'H',h2s_T,fluido)

delta_H_firststage_T=[]

ws_firststage_n1_T=[]
ws_firststage_n2_T=[]
ws_firststage_n3_T=[]

ws_laststage_n1_T=[]
ws_laststage_n2_T=[]
ws_laststage_n3_T=[]

for i in range(1,21):
    delta_H_firststage_T.append(h1_T-(h1_T-h2s_T)/i)
    rho_firststage_T.append(CP.PropsSI('D','S',s2s_T,'H',delta_H_firststage_T[i-1],fluido))

    ws_firststage_n1_T.append(2*math.pi*n1*((m/rho_firststage_T[i-1])** (1/2))/(60*((h1_T-h2s_T)/i)** (3/4)))
    ws_firststage_n2_T.append(2*math.pi*n2*((m/rho_firststage_T[i-1])** (1/2))/(60*((h1_T-h2s_T)/i)** (3/4)))
    ws_firststage_n3_T.append(2*math.pi*n3*((m/rho_firststage_T[i-1])** (1/2))/(60*((h1_T-h2s_T)/i)** (3/4)))

    ws_laststage_n1_T.append(2*math.pi*n1*((m/rho_laststage_T)** (1/2))/(60*((h1_T-h2s_T)/i)** (3/4)))
    ws_laststage_n2_T.append(2*math.pi*n2*((m/rho_laststage_T)** (1/2))/(60*((h1_T-h2s_T)/i)** (3/4)))
    ws_laststage_n3_T.append(2*math.pi*n3*((m/rho_laststage_T)** (1/2))/(60*((h1_T-h2s_T)/i)** (3/4)))

print(f"La velocidad específica de la primera etapa de la turbina a {n2} rpm y con {z[3-1]} etapas es {ws_firststage_n2_T[3-1]}")
print(f"La velocidad específica de la última etapa de la turbina a {n2} rpm y con {z[3-1]} etapas es {ws_laststage_n2_T[3-1]}")

plt.plot(z, ws_firststage_n1_T, "-", label='6000 rpm primera etapa', color="blue")
plt.plot(z, ws_laststage_n1_T, "--", label='6000 rpm última etapa', color="blue")
plt.plot(z, ws_firststage_n2_T, "-", label='3000 rpm primera etapa', color="red")
plt.plot(z, ws_laststage_n2_T, "--", label='3000 rpm última etapa', color="red")
plt.plot(z, ws_firststage_n3_T, "-", label='1500 rpm primera etapa', color="green")
plt.plot(z, ws_laststage_n3_T, "--", label='1500 rpm última etapa', color="green")

```

```
plt.xlabel('z')
plt.ylabel('ws')
plt.title("Turbina")
plt.yticks([0.0,0.5,1.0,1.5,2.0,2.5,3.0,3.5,4.0])
plt.xticks(z)
plt.ylim((0.0,4.0))
plt.xlim((1,20))
plt.axhspan(0.6, 1.2, facecolor='gray', alpha=0.3)
plt.axhspan(0.4, 0.8, facecolor='gray', alpha=0.3)
plt.grid(True)
plt.annotate('6000 rpm', xy=(4,3))
plt.annotate('3000 rpm', xy=(15,2.6))
plt.annotate('1500 rpm', xy=(16,1.3))
plt.annotate('Turbinas axiales', xy=(19,0.9))
plt.annotate('Turbinas radiales', xy=(11,0.4))
plt.plot([], [], "-", label='Primera etapa', color='black')
plt.plot([], [], "--", label='Última etapa', color='black')
handles, labels = plt.gca().get_legend_handles_labels()
filtered_labels = ['Primera etapa', 'Última etapa']
filtered_handles = [handle for handle, label in zip(handles, labels) if label in
filtered_labels]
plt.legend(handles=filtered_handles, labels=filtered_labels,)
plt.savefig('Curva_velocidadespecífica_T.jpg',bbox_inches='tight',dpi=150)
plt.show()

ws_T=np.zeros([filas,columnas])
for i in range(1,21):
    k=i
    for j in range (0,i):

        h=-((h1_T-h2s_T)/k)*(j+1)+h1_T
        rho=CP.PropsSI('D','S',s2s_T,'H',h,fluido)
        ws_3=(2*math.pi*n2*((m/rho)**(1/2))/(60*((h1_T-h2s_T)/k)**(3/4)))

        ws_T[i-1,j]=ws_3

print(f"La velocidad específica de la primera etapa del compresor C1 a {n2} rpm y
con {z[3-1]} etapas es {ws_firststage_n2_C1[3-1]}")
print(f"La velocidad específica de la última etapa del compresor C1 a {n2} rpm y
con {z[3-1]} etapas es {ws_laststage_n2_C1[3-1]}")

print(f"La velocidad específica de la primera etapa del compresor C2 a {n2} rpm y
con {z[5-1]} etapas es {ws_firststage_n2_C2[5-1]}")
print(f"La velocidad específica de la última etapa del compresor C2 a {n2} rpm y
con {z[5-1]} etapas es {ws_laststage_n2_C2[5-1]}")

print(f"La velocidad específica de la primera etapa de la turbina a {n2} rpm y
con {z[3-1]} etapas es {ws_firststage_n2_T[3-1]}")
print(f"La velocidad específica de la última etapa de la turbina a {n2} rpm y con
{z[3-1]} etapas es {ws_laststage_n2_T[3-1]}")
```

Código del diseño de uno de los compresores (solo se adjunta el código del compresor C1 pues lo único que cambia con respecto al compresor C2 es el número de etapas, las presiones de salida y de entrada y la temperatura de entrada)

```
import math

import matplotlib.pyplot as plt
import numpy as np

import CoolProp.CoolProp as CP
from CoolProp.CoolProp import PropsSI

"""FLUID AND TURBOMACHINE DATA"""
n=3000
z=3
fluido='Ar'
p_in_C1=1.2e5
T_in_C1=55+273
p_out_C1=2.22e5
m=97.6
"""VARIABLES DEFINITION"""
R=np.zeros([z])
flow_coef=0.55
work_coef=np.zeros([z])

p1=np.zeros([z])
T1=np.zeros([z])
p1[0]=p_in_C1
T1[0]=T_in_C1

R[0]=0.5
work_coef[0]=0.3
rto_tt=0.8878
rto_is=rto_tt

h1=np.zeros([z])
rho1=np.zeros([z])
s1=np.zeros([z])
p3=np.zeros([z])
variaciont_ad=np.zeros([z])
h1[0]=CP.PropsSI('H','P',p1[0],'T',T1[0],fluido)
rho1[0]=CP.PropsSI('D','P',p1[0],'T',T1[0],fluido)
s1[0]=CP.PropsSI('S','P',p1[0],'T',T1[0],fluido)
h_out_is_C1=CP.PropsSI('H','P',p_out_C1,'S',s1[0],fluido)
variacionh_is_stage=(h_out_is_C1-h1[0])/z
p3[0]=CP.PropsSI('P','H',(h1[0]+variacionh_is_stage),'S',s1[0],fluido)

u=np.zeros([z])

alfa_1=np.zeros([z])
```

```
alfa_2=np.zeros([z])
beta_1=np.zeros([z])
beta_2=np.zeros([z])
alfa_3=np.zeros([z])
rotor_deflection_angle=np.zeros([z])
stator_deflection_angle=np.zeros([z])

cm=np.zeros([z])
c1u=np.zeros([z])
c2u=np.zeros([z])
w1u=np.zeros([z])
w2u=np.zeros([z])
c1=np.zeros([z])
c2=np.zeros([z])
w1=np.zeros([z])
w2=np.zeros([z])

h1_t=np.zeros([z])
p1_t=np.zeros([z])
T1_t=np.zeros([z])
rho1_t=np.zeros([z])
h1_tr=np.zeros([z])
p1_tr=np.zeros([z])
T1_tr=np.zeros([z])
h2_tr=np.zeros([z])
h2=np.zeros([z])
h2_is=np.zeros([z])
p2=np.zeros([z])
s2=np.zeros([z])
T2=np.zeros([z])
rho2=np.zeros([z])
h2_t=np.zeros([z])
p2_t=np.zeros([z])
T2_t=np.zeros([z])
rho2_t=np.zeros([z])
p2_tr=np.zeros([z])
T2_tr=np.zeros([z])
Y_R=np.zeros([z])
h3_is=np.zeros([z])
h3_t=np.zeros([z])
h3=np.zeros([z])
s3=np.zeros([z])
T3=np.zeros([z])
rho3=np.zeros([z])
p3_t=np.zeros([z])
T3_t=np.zeros([z])
rho3_t=np.zeros([z])
Y_S=np.zeros([z])
cs_1=np.zeros([z])
cs_2=np.zeros([z])
cs_3=np.zeros([z])
Ma1=np.zeros([z])
Ma2_R=np.zeros([z])
```

```

Ma2_S=np.zeros([z])
Ma3=np.zeros([z])
mu1=np.zeros([z])
mu2=np.zeros([z])
mu3=np.zeros([z])

Dm=np.zeros([z])
V1=np.zeros([z])
V2=np.zeros([z])
V3=np.zeros([z])
A1=np.zeros([z])
A2=np.zeros([z])
A3=np.zeros([z])
hb1=np.zeros([z])
hb2=np.zeros([z])
hb3=np.zeros([z])
lambda1=np.zeros([z])
lambda2=np.zeros([z])
lambda3=np.zeros([z])
Dt_1=np.zeros([z])
Dt_2=np.zeros([z])
Dt_3=np.zeros([z])
Dh_1=np.zeros([z])
Dh_2=np.zeros([z])
Dh_3=np.zeros([z])
bladesolidity_rot=np.zeros([z])
bladestaggerangle_rot=np.zeros([z])
coefA_rot=np.zeros([z])
coefB_rot=np.zeros([z])
coefn_rot=np.zeros([z])
i_rot=np.zeros([z])
deviation_angle_rot=np.zeros([z])
beta1b_rot=np.zeros([z])
beta2b_rot=np.zeros([z])
theta_rot=np.zeros([z])
zerocamber_devangle_rot=np.zeros([z])
C_rot=np.zeros([z])
Ca_rot=np.zeros([z])
S_rot=np.zeros([z])
Nb_rot=np.zeros([z])
bladesolidity_sta=np.zeros([z])
bladestaggerangle_sta=np.zeros([z])
coefA_sta=np.zeros([z])
coefB_sta=np.zeros([z])
coefn_sta=np.zeros([z])
i_sta=np.zeros([z])
deviation_angle_sta=np.zeros([z])
alfa2b_sta=np.zeros([z])
alfa3b_sta=np.zeros([z])
theta_sta=np.zeros([z])
zerocamber_devangle_sta=np.zeros([z])
C_sta=np.zeros([z])
Ca_sta=np.zeros([z])

```

```

S_sta=np.zeros([z])
Nb_sta=np.zeros([z])
O_rot=np.zeros([z])
O_sta=np.zeros([z])
blade_trailing_edge_rot=np.zeros([z])
blade_tip_clearance_rot=np.zeros([z])
blade_trailing_edge_sta=np.zeros([z])
blade_tip_clearance_sta=np.zeros([z])
Re1=np.zeros([z])
Re2_rot=np.zeros([z])
Re2_sta=np.zeros([z])
Re3=np.zeros([z])
ks_adm_rot=np.zeros([z])
ks_adm_sta=np.zeros([z])

flow_coef_t1=np.zeros([z])
flow_coef_t2=np.zeros([z])
flow_coef_t3=np.zeros([z])
flow_coef_h1=np.zeros([z])
flow_coef_h2=np.zeros([z])
flow_coef_h3=np.zeros([z])
work_coef_t1=np.zeros([z])
work_coef_t2=np.zeros([z])
work_coef_t3=np.zeros([z])
work_coef_h1=np.zeros([z])
work_coef_h2=np.zeros([z])
work_coef_h3=np.zeros([z])
Rt1=np.zeros([z])
Rt2=np.zeros([z])
Rt3=np.zeros([z])
Rh1=np.zeros([z])
Rh2=np.zeros([z])
Rh3=np.zeros([z])
alfa_1t=np.zeros([z])
alfa_2t=np.zeros([z])
alfa_1h=np.zeros([z])
alfa_2h=np.zeros([z])
beta_1t=np.zeros([z])
beta_2t=np.zeros([z])
beta_1h=np.zeros([z])
beta_2h=np.zeros([z])

Y_rot=np.zeros([z])
Y_sta=np.zeros([z])
Y_p_rot=np.zeros([z])
theta2_C_rot=np.zeros([z])
theta2_C_0_rot=np.zeros([z])
HTE_rot=np.zeros([z])
HTE_0_rot=np.zeros([z])
DFeq_rot=np.zeros([z])
dseta_M_rot=np.zeros([z])
dseta_H_rot=np.zeros([z])
dseta_Re_rot=np.zeros([z])

```

```

xi_M_rot=np.zeros([z])
xi_H_rot=np.zeros([z])
xi_Re_rot=np.zeros([z])
n_dseta_M_rot=np.zeros([z])
A_prima_throat_rot=np.zeros([z])
A_throat_rot=np.zeros([z])
rho_throat_rot=np.zeros([z])
gamma_rot=np.zeros([z])
Y_s_rot=np.zeros([z])
cl_rot=np.zeros([z])
beta_M_rot=np.zeros([z])
Y_EW_rot=np.zeros([z])
Y_shock_rot=np.zeros([z])
Y_TC_rot=np.zeros([z])
Y_tip_rot=np.zeros([z])
Y_gap_rot=np.zeros([z])
Y_p_sta=np.zeros([z])
theta2_C_sta=np.zeros([z])
theta2_C_0_sta=np.zeros([z])
HTE_sta=np.zeros([z])
HTE_0_sta=np.zeros([z])
DFeq_sta=np.zeros([z])
dseta_M_sta=np.zeros([z])
dseta_H_sta=np.zeros([z])
dseta_Re_sta=np.zeros([z])
xi_M_sta=np.zeros([z])
xi_H_sta=np.zeros([z])
xi_Re_sta=np.zeros([z])
n_dseta_M_sta=np.zeros([z])
A_prima_throat_sta=np.zeros([z])
A_throat_sta=np.zeros([z])
rho_throat_sta=np.zeros([z])
gamma_sta=np.zeros([z])
Y_s_sta=np.zeros([z])
cl_sta=np.zeros([z])
beta_M_sta=np.zeros([z])
Y_EW_sta=np.zeros([z])
Y_shock_sta=np.zeros([z])
Y_TC_sta=np.zeros([z])
Y_tip_sta=np.zeros([z])
Y_gap_sta=np.zeros([z])
Ma_x1_rot=np.zeros([z])
Ma_x1_sta=np.zeros([z])
Re_cr_rot=np.zeros([z])
Re_cr_sta=np.zeros([z])
p2_tr_final=np.zeros([z])
h2_tr_final=np.zeros([z])
s2_final=np.zeros([z])
h2_final=np.zeros([z])
rto_rot_final=np.zeros([z])
h2_t_final=np.zeros([z])
p2_t_final=np.zeros([z])
p3_t_final=np.zeros([z])

```



```

h3_t_final=np.zeros([z])
s3_final=np.zeros([z])
h3_final=np.zeros([z])
h3_t_is_final=np.zeros([z])
rto_tt_final=np.zeros([z])
rto_is_final=np.zeros([z])
rto_ts_final=np.zeros([z])

for j in range(z):

    if j>0:
        rto_is_final[j]=rto_is_final[j-1]
        rto_rot_final[j]=rto_rot_final[j-1]
    else:
        rto_is_final[j]=0.9
        rto_rot_final[j]=0.9

    rto_is=0.6
    dif=abs(rto_is_final[j]-rto_is)
    while (dif>0.0000005):

        if j>0:
            variaciont_ad[j]=variacionh_is_stage/rto_is_final[j]
            work_coef[j]=variaciont_ad[j]/(u[j]**2)
            R[j]=1-flow_coef*math.tan(alfa_1[j-1]*math.pi/180)-work_coef[j]/2
            p1[j]=p3[j-1]
            h1[j]=h3_final[j-1]
            rho1[j]=rho3[j-1]
            s1[j]=s3_final[j-1]
        else:
            variaciont_ad[0]=variacionh_is_stage/rto_is_final[j]
            um=math.sqrt(variaciont_ad[0]/work_coef[0])
            u=np.full(z,um)

        """KINEMATIC PARAMETERS"""

        alfa_1[j]=np.arctan((1-(R[j])-(work_coef[j])/2)/flow_coef)*180/math.pi
        alfa_2[j]=np.arctan((1-(R[j])+(work_coef[j])/2)/flow_coef)*180/math.pi

        beta_1[j]=np.arctan((R[j]+work_coef[j]/2)/flow_coef)*180/math.pi
        beta_2[j]=np.arctan((R[j]-work_coef[j]/2)/flow_coef)*180/math.pi

        stator_deflection_angle[j]=(alfa_2[j]-alfa_1[j])
        alfa_3[j]=alfa_2[j]-stator_deflection_angle[j]
        rotor_deflection_angle[j]=(beta_1[j]-beta_2[j])

        cm[j]=u[j]*flow_coef
        c1u[j]=u[j]*flow_coef*math.tan(alfa_1[j]*math.pi/180)
        c2u[j]=u[j]*flow_coef*math.tan(alfa_2[j]*math.pi/180)
        w1u[j]=u[j]*flow_coef*math.tan(beta_1[j]*math.pi/180)
        w2u[j]=u[j]*flow_coef*math.tan(beta_2[j]*math.pi/180)
        c1[j]=u[j]*flow_coef*math.sqrt(1+(math.tan(alfa_1[j]*math.pi/180))**2)
        c2[j]=u[j]*flow_coef*math.sqrt(1+(math.tan(alfa_2[j]*math.pi/180))**2)

```

```

w1[j]=u[j]*flow_coef*math.sqrt(1+(math.tan(beta_1[j]*math.pi/180))**2)
w2[j]=u[j]*flow_coef*math.sqrt(1+(math.tan(beta_2[j]*math.pi/180))**2)

"""THERMODYNAMIC PARAMETERS"""
if j>0:
    T1[j]=T3[j-1]
    h1_t[j]=h1[j]+((c1[j]**2)/2)
    p1_t[j]=CP.PropsSI('P','H',h1_t[j],'S',s1[j],fluido)
    T1_t[j]=CP.PropsSI('T','H',h1_t[j],'S',s1[j],fluido)
    rho1_t[j]=CP.PropsSI('D','H',h1_t[j],'S',s1[j],fluido)
    h1_tr[j]=h1[j]+((w1[j])**2)/2)
    p1_tr[j]=CP.PropsSI('P','H',h1_tr[j],'S',s1[j],fluido)
    T1_tr[j]=CP.PropsSI('T','H',h1_tr[j],'S',s1[j],fluido)
    h2_tr[j]=h1_tr[j]
    h2[j]=h2_tr[j]-((w2[j])**2)/2)
    h2_is[j]=h1[j]+(rto_rot_final[j]*(h2[j]-h1[j]))
    p2[j]=CP.PropsSI('P','H',h2_is[j],'S',s1[j],fluido)
    s2[j]=CP.PropsSI('S','P',p2[j],'H',h2[j],fluido)
    T2[j]=CP.PropsSI('T','P',p2[j],'H',h2[j],fluido)
    rho2[j]=CP.PropsSI('D','P',p2[j],'H',h2[j],fluido)
    h2_t[j]=h2[j]+((c2[j]**2)/2)
    p2_t[j]=CP.PropsSI('P','H',h2_t[j],'S',s2[j],fluido)
    T2_t[j]=CP.PropsSI('T','H',h2_t[j],'S',s2[j],fluido)
    rho2_t[j]=CP.PropsSI('D','H',h2_t[j],'S',s2[j],fluido)
    p2_tr[j]=CP.PropsSI('P','H',h2_tr[j],'S',s2[j],fluido)
    T2_tr[j]=CP.PropsSI('T','H',h2_tr[j],'S',s2[j],fluido)
    Y_R[j]=(p1_tr[j]-p2_tr[j])/(p1_tr[j]-p1[j])
    if j>0:
        p3[j]=CP.PropsSI('P','H',(h1[0]+(variacionh_is_stage)*(j+1)),'S',s1[0
],fluido)
        h3_is[j]=CP.PropsSI('H','P',p3[j],'S',s1[j],fluido)
        h3_t[j]=h2_t[j]
        h3[j]=h1[j]+((h3_is[j]-h1[j])/rto_is_final[j])
        s3[j]=CP.PropsSI('S','P',p3[j],'H',h3[j],fluido)
        T3[j]=CP.PropsSI('T','P',p3[j],'H',h3[j],fluido)
        rho3[j]=CP.PropsSI('D','P',p3[j],'H',h3[j],fluido)
        p3_t[j]=CP.PropsSI('P','H',h3_t[j],'S',s3[j],fluido)
        T3_t[j]=CP.PropsSI('T','H',h3_t[j],'S',s3[j],fluido)
        rho3_t[j]=CP.PropsSI('D','H',h3_t[j],'S',s3[j],fluido)
        Y_S[j]=(p2_t[j]-p3_t[j])/(p2_t[j]-p2[j])
        cs_1[j]=CP.PropsSI('A','P',p1[j],'T',T1[j],fluido)
        cs_2[j]=CP.PropsSI('A','P',p2[j],'T',T2[j],fluido)
        cs_3[j]=CP.PropsSI('A','P',p3[j],'T',T3[j],fluido)
        Ma1[j]=w1[j]/cs_1[j]
        Ma2_R[j]=w2[j]/cs_2[j]
        Ma2_S[j]=c2[j]/cs_2[j]
        Ma3[j]=c1[j]/cs_3[j]
        mu1[j]=CP.PropsSI('V','P',p1[j],'T',T1[j],fluido)
        mu2[j]=CP.PropsSI('V','P',p2[j],'T',T2[j],fluido)
        mu3[j]=CP.PropsSI('V','P',p3[j],'T',T3[j],fluido)

"""GEOMETRIC PARAMETERS"""
Dm[j]=60*u[j]/(math.pi*n)

```

```

V1[j]=m/rho1[j]
V2[j]=m/rho2[j]
V3[j]=m/rho3[j]
A1[j]=V1[j]/cm[j]
A2[j]=V2[j]/cm[j]
A3[j]=V3[j]/cm[j]
hb1[j]=A1[j]/(math.pi*Dm[j])
hb2[j]=A2[j]/(math.pi*Dm[j])
hb3[j]=A3[j]/(math.pi*Dm[j])
lambda1[j]=(1-(hb1[j]/Dm[j]))/(1+(hb1[j]/Dm[j]))
lambda2[j]=(1-(hb2[j]/Dm[j]))/(1+(hb2[j]/Dm[j]))
lambda3[j]=(1-(hb3[j]/Dm[j]))/(1+(hb3[j]/Dm[j]))
Dt_1[j]=2*Dm[j]/(1+lambda1[j])
Dt_2[j]=2*Dm[j]/(1+lambda2[j])
Dt_3[j]=2*Dm[j]/(1+lambda3[j])
Dh_1[j]=2*lambda1[j]*Dm[j]/(1+lambda1[j])
Dh_2[j]=2*lambda2[j]*Dm[j]/(1+lambda2[j])
Dh_3[j]=2*lambda3[j]*Dm[j]/(1+lambda3[j])
coefA_rot[j]=-0.0197+0.042231*rotor_deflection_angle[j]
coefB_rot[j]=math.exp(-13.427+(rotor_deflection_angle[j]*(0.33303-
0.002368*rotor_deflection_angle[j])))
coefn_rot[j]=2.8592-0.04677*rotor_deflection_angle[j]
bladesolidity_rot[j]=coefA_rot[j]+coefB_rot[j]*(beta_2[j])** (coefn_rot[j]
)

i_fin=0.04
deviation_angle_fin=8
i_rot[j]=10
deviation_angle_rot[j]=10
e=abs(i_rot[j]-i_fin)
f=abs(deviation_angle_fin-deviation_angle_rot[j])
#while ((i_rot[j]>1.001*i_fin or i_rot[j]<0.999*i_fin) and
(deviation_angle_rot[j]>1.001*deviation_angle_fin or
deviation_angle_rot[j]<0.999*deviation_angle_fin)):
while (e>0.005 and f>0.005):
    betalb_rot_fin=beta_1[j]-i_rot[j]
    beta2b_rot_fin=beta_2[j]-deviation_angle_rot[j]
    theta_rot[j]=beta_1[j]-beta_2[j]+deviation_angle_rot[j]-i_rot[j]
    l_C=0.5
    tmax_C=0.05
    Kt=(10*tmax_C)**(0.28/(0.1+tmax_C**0.3))
    Ksh=1
    K_tprima=6.25*tmax_C+37.5*tmax_C**2
    bladestaggerangle_rot_fin=beta_1[j]-
(3.6*Kt+0.3532*theta_rot[j]*l_C**0.25)*bladesolidity_rot[j]**(0.65-
0.02*theta_rot[j])
    zerocamber_devangle_rot[j]=0.01*bladesolidity_rot[j]*beta_1[j]+(0.74*
(bladesolidity_rot[j]**1.9)+3*bladesolidity_rot[j])*((beta_1[j]/90)**(1.67+1.09*b
ladesolidity_rot[j]))
    deviation_angle_fin=(Ksh*K_tprima-
1)*zerocamber_devangle_rot[j]+((0.92*(l_C**2)+0.002*beta2b_rot_fin)/(1-
0.002*(theta_rot[j]/math.sqrt(bladesolidity_rot[j]))))*((theta_rot[j])/(math.sqrt
(bladesolidity_rot[j])))

```

```

theta_fin=beta_1[j]-beta_2[j]+deviation_angle_fin-i_rot[j]
e_C=(math.sqrt(1+((4*math.tan(theta_fin*math.pi/180))**2)*(1_C-
1_C**2-(3/16)))-1)/(4*math.tan(theta_fin*math.pi/180))
chi_1=math.atan(e_C/(1_C-0.25))
chi_2=math.atan(e_C/(0.75-1_C))
beta1b_rot_fin=bladestaggerangle_rot_fin+(chi_1*180/math.pi)
beta2b_rot_fin=bladestaggerangle_rot_fin-(chi_2*180/math.pi)
i_fin=beta_1[j]-beta1b_rot_fin
e=abs(i_rot[j]-i_fin)
f=abs(deviation_angle_fin-deviation_angle_rot[j])
i_rot[j]=i_fin
deviation_angle_rot[j]=deviation_angle_fin

i_rot[j]=i_fin
beta1b_rot[j]=beta1b_rot_fin
deviation_angle_rot[j]=deviation_angle_fin
beta2b_rot[j]=beta2b_rot_fin
bladestaggerangle_rot[j]=bladestaggerangle_rot_fin

tmax_hb=0.05
AR=0.316*(tmax_hb)**(-0.416)
C_rot[j]=hb1[j]/AR
Ca_rot[j]=C_rot[j]*math.cos(bladestaggerangle_rot[j]*math.pi/180)
S_rot[j]=C_rot[j]/bladesolidity_rot[j]
Nb_rot[j]=math.pi*Dm[j]/S_rot[j]

O_rot[j]=S_rot[j]*math.cos(beta1b_rot[j]*math.pi/180)
blade_trailing_edge_rot[j]=0.0005*S_rot[j]
blade_tip_clearance_rot[j]=hb1[j]*1.5/100 #1.5%

Re1[j]=rho1[j]*w1[j]*C_rot[j]/mu1[j]
Re2_rot[j]=rho2[j]*w2[j]*C_rot[j]/mu2[j]

ks_adm_rot[j]=100*C_rot[j]/Re1[j]

coefA_sta[j]=-0.0197+0.042231*stator_deflection_angle[j]
coefB_sta[j]=math.exp(-13.427+(stator_deflection_angle[j]*(0.33303-
0.002368*stator_deflection_angle[j])))
coefn_sta[j]=2.8592-0.04677*stator_deflection_angle[j]
bladesolidity_sta[j]=coefA_sta[j]+coefB_sta[j]*(alfa_3[j])** (coefn_sta[j]
)

i_fin=0.04
deviation_angle_fin=8
i_sta[j]=10
deviation_angle_sta[j]=10
e=abs(i_sta[j]-i_fin)
f=abs(deviation_angle_fin-deviation_angle_sta[j])
#while ((i_rot[j]>1.001*i_fin or i_rot[j]<0.999*i_fin) and
(deviation_angle_rot[j]>1.001*deviation_angle_fin or
deviation_angle_rot[j]<0.999*deviation_angle_fin)):
while (e>0.005 and f>0.005):
    alfa2b_sta_fin=alfa_2[j]-i_sta[j]

```

```

    alfa3b_sta_fin=alfa_3[j]-deviation_angle_sta[j]
    theta_sta[j]=alfa_2[j]-alfa_3[j]+deviation_angle_sta[j]-i_sta[j]
    bladestaggerangle_sta_fin=alfa_2[j]-
(3.6*Kt+0.3532*theta_sta[j]*l_C**0.25)*bladesolidity_sta[j]**(0.65-
0.02*theta_sta[j])
    zerocamber_devangle_sta[j]=0.01*bladesolidity_sta[j]*alfa_2[j]+(0.74*
(bladesolidity_sta[j]**1.9)+3*bladesolidity_sta[j])*((alfa_2[j]/90)**(1.67+1.09*b
ladesolidity_sta[j]))
    deviation_angle_fin=(Ksh*K_tprima-
1)*zerocamber_devangle_sta[j]+((0.92*l_C**2+0.002*alfa3b_sta_fin)/(1-
0.002*(theta_sta[j]/math.sqrt(bladesolidity_sta[j]))))*((theta_sta[j])/(math.sqrt
(bladesolidity_sta[j])))
    theta_fin=alfa_2[j]-alfa_3[j]+deviation_angle_fin-i_sta[j]
    e_C=(math.sqrt(1+((4*math.tan(theta_fin*math.pi/180))**2)*(l_C-
l_C**2-(3/16)))-1)/(4*math.tan(theta_fin*math.pi/180))
    chi_1=math.atan(e_C/(l_C-0.25))
    chi_2=math.atan(e_C/(0.75-l_C))
    alfa2b_sta_fin=bladestaggerangle_sta_fin+(chi_1*180/math.pi)
    alfa3b_sta_fin=bladestaggerangle_sta_fin-(chi_2*180/math.pi)
    i_fin=alfa_2[j]-alfa2b_sta_fin
    e=abs(i_sta[j]-i_fin)
    f=abs(deviation_angle_fin-deviation_angle_sta[j])
    i_sta[j]=i_fin
    deviation_angle_sta[j]=deviation_angle_fin

i_sta[j]=i_fin
alfa2b_sta[j]=alfa2b_sta_fin
deviation_angle_sta[j]=deviation_angle_fin
alfa3b_sta[j]=alfa3b_sta_fin
bladestaggerangle_sta[j]=bladestaggerangle_sta_fin

C_sta[j]=hb2[j]/AR
Ca_sta[j]=C_sta[j]*math.cos(bladestaggerangle_sta[j]*math.pi/180)
S_sta[j]=C_sta[j]/bladesolidity_sta[j]
Nb_sta[j]=math.pi*Dm[j]/S_sta[j]

O_sta[j]=S_sta[j]*math.cos(alfa2b_sta[j]*math.pi/180)
blade_trailing_edge_sta[j]=0.0005*S_sta[j]
blade_tip_clearance_sta[j]=hb2[j]*1.5/100 #1.5%

Re2_sta[j]=rho2[j]*c2[j]*C_sta[j]/mu2[j]
Re3[j]=rho3[j]*c1[j]*C_sta[j]

ks_adm_sta[j]=C_sta[j]*100/Re2_sta[j]

"""KINEMATIC PARAMETERS IN THE RADIAL DIRECTION"""
flow_coef_t1[j]=flow_coef*Dm[j]/Dt_1[j]
flow_coef_t2[j]=flow_coef*Dm[j]/Dt_2[j]
flow_coef_t3[j]=flow_coef*Dm[j]/Dt_3[j]
flow_coef_h1[j]=flow_coef*Dm[j]/Dh_1[j]
flow_coef_h2[j]=flow_coef*Dm[j]/Dh_2[j]
flow_coef_h3[j]=flow_coef*Dm[j]/Dh_3[j]
work_coef_t1[j]=work_coef[j]*(Dm[j]/Dt_1[j])**2

```

```

work_coef_t2[j]=work_coef[j]*(Dm[j]/Dt_2[j])**2
work_coef_t3[j]=work_coef[j]*(Dm[j]/Dt_3[j])**2
work_coef_h1[j]=work_coef[j]*(Dm[j]/Dh_1[j])**2
work_coef_h2[j]=work_coef[j]*(Dm[j]/Dh_2[j])**2
work_coef_h3[j]=work_coef[j]*(Dm[j]/Dh_3[j])**2
Rt1[j]=1-(1-R[j])*(Dm[j]/Dt_1[j])**2
Rt2[j]=1-(1-R[j])*(Dm[j]/Dt_2[j])**2
Rt3[j]=1-(1-R[j])*(Dm[j]/Dt_3[j])**2
Rh1[j]=1-(1-R[j])*(Dm[j]/Dh_1[j])**2
Rh2[j]=1-(1-R[j])*(Dm[j]/Dh_2[j])**2
Rh3[j]=1-(1-R[j])*(Dm[j]/Dh_3[j])**2
alfa_1t[j]=math.atan((1-Rt1[j]-
work_coef_t1[j])/2)/flow_coef_t1[j])*180/math.pi
alfa_1h[j]=math.atan((1-Rh1[j]-
work_coef_h1[j])/2)/flow_coef_h1[j])*180/math.pi
alfa_2t[j]=math.atan((1-
Rt2[j]+work_coef_t2[j])/2)/flow_coef_t2[j])*180/math.pi
alfa_2h[j]=math.atan((1-
Rh2[j]+work_coef_h2[j])/2)/flow_coef_h2[j])*180/math.pi
beta_1t[j]=math.atan((Rt1[j]+work_coef_t1[j])/2)/flow_coef_t1[j])*180/math
.pi
beta_2t[j]=math.atan((Rt2[j]-
work_coef_t2[j])/2)/flow_coef_t2[j])*180/math.pi
beta_1h[j]=math.atan((Rh1[j]+work_coef_h1[j])/2)/flow_coef_h1[j])*180/math
.pi
beta_2h[j]=math.atan((Rh2[j]-
work_coef_h2[j])/2)/flow_coef_h2[j])*180/math.pi

"""STAGE LOSSES AND EFFICIENCY"""
K1=0.2445
K2=0.4458
K3=0.7688
K4=0.6024
KE=0.5
KG=1

gamma_rot[j]=(math.tan(beta_1[j]*math.pi/180)-
math.tan(beta_2[j]*math.pi/180))*(math.cos(beta_1[j]*math.pi/180))/bladesolidity_
rot[j]
A_throat_rot[j]=A1[j]-((A1[j]-A2[j])/3)
A_prima_throat_rot[j]=(1-
(K2*bladesolidity_rot[j]*tmax_C)/(math.cos((beta_1[j]+beta_2[j])*math.pi/180)/2))
*A_throat_rot[j]/A1[j]
Ma_x1_rot[j]=cm[j]/cs_1[j]
rho_throat_rot[j]=rho1[j]*(1-((Ma_x1_rot[j]**2)/(1-Ma_x1_rot[j]**2))*(1-
A_prima_throat_rot[j]-
K1*bladesolidity_rot[j]*gamma_rot[j]*math.tan(beta_1[j]*math.pi/180)/math.cos(bet
a_1[j]*math.pi/180)))
DFeq_rot[j]=(w1[j]/w2[j])*(1+K3*tmax_C+K4*gamma_rot[j])*math.sqrt((math.s
in(beta_1[j]*math.pi/180)-
K1*bladesolidity_rot[j]*gamma_rot[j])**2+(math.cos(beta_1[j]*math.pi/180)/(A_prim
a_throat_rot[j]*rho_throat_rot[j]/rho1[j]))**2)
Re_cr_rot[j]=100*C_rot[j]/ks_adm_rot[j]

```

```

if Re1[j]<Re_cr_rot[j]:
    xi_Re_rot[j]=(10**6)/Re1[j]
else:
    xi_Re_rot[j]=((10**6)/Re_cr_rot[j])**0.06

xi_H_rot[j]=1+(hb1[j]/hb2[j]-1)*(0.0026*((DFeq_rot[j])**8)-0.024)
xi_M_rot[j]=1+(1.0725+DFeq_rot[j]*(-
0.8671+0.18043*DFeq_rot[j]))*(Mal[j])**1.8)

if Re1[j]>Re_cr_rot[j]:
    if Re_cr_rot[j]<(2*(10**5)):
        dseta_Re_rot[j]=1.30626*(((2*10**5)/Re_cr_rot[j])**0.5)
    else:
        dseta_Re_rot[j]=((10**6)/Re_cr_rot[j])**0.166
else:
    if Re1[j]<(2*(10**5)):
        dseta_Re_rot[j]=1.30626*(((2*10**5)/Re1[j])**0.5)
    else:
        dseta_Re_rot[j]=((10**6)/Re1[j])**0.166

dseta_H_rot[j]=0.53*(hb1[j]/hb2[j])+0.47
n_dseta_M_rot[j]=2.853+DFeq_rot[j]*(-0.97747+0.19477*DFeq_rot[j])
dseta_M_rot[j]=1+(0.11757-
0.16983*DFeq_rot[j))*(Mal[j])**n_dseta_M_rot[j]
theta2_C_0_rot[j]=2.644*(10**(-3))*DFeq_rot[j]-(1.519*(10**(-
4)))+(6.713*(10**(-3)))/(2.6-DFeq_rot[j])

if DFeq_rot[j]>2:
    HTE_0_rot[j]=2.7209
else:
    HTE_0_rot[j]=(0.91+0.35*DFeq_rot[j])*(1+0.48*((DFeq_rot[j]-
1)**4)+0.21*((DFeq_rot[j]-1)**6))

HTE_rot[j]=HTE_0_rot[j]*xi_H_rot[j]*xi_M_rot[j]*xi_Re_rot[j]
theta2_C_rot[j]=theta2_C_0_rot[j]*dseta_H_rot[j]*dseta_M_rot[j]*dseta_Re_
rot[j]

Y_p_rot[j]=2*theta2_C_rot[j]*(bladesolidity_rot[j]/math.cos(beta_2[j]*mat
h.pi/180))*((math.cos(beta_1[j]*math.pi/180)/math.cos(beta_2[j]*math.pi/180))**2)
*((2*HTE_rot[j])/(3*HTE_rot[j]-1))*((1-
theta2_C_rot[j]*(bladesolidity_rot[j]*HTE_rot[j])/math.cos(beta_2[j]*math.pi/180
))**(-3))

beta_M_rot[j]=math.atan((math.tan(beta_1[j]*math.pi/180)+math.tan(beta_2[
j]*math.pi/180))/2)*180/math.pi
c1_rot[j]=2*math.cos(beta_M_rot[j]*math.pi/180)*(math.tan(beta_1[j]*math.
pi/180)-math.tan(beta_2[j]*math.pi/180))/bladesolidity_rot[j]
Y_s_rot[j]=0.018*bladesolidity_rot[j]*((math.cos(beta_1[j]*math.pi/180))*
*2)*(c1_rot[j]**2)/((math.cos(beta_M_rot[j]*math.pi/180))**3)

Y_EW_rot[j]=0.0146*(C_rot[j]/hb2[j])*((math.cos(beta_1[j]*math.pi/180)/ma
th.cos(beta_2[j]*math.pi/180))**2)

```

```

if Ma1[j]<1:
    Y_shock_rot[j]=0
else:
    Y_shock_rot[j]=0.32*(Ma1[j]**2)-0.62*Ma1[j]+0.30

    Y_tip_rot[j]=1.4*KE*bladesolidity_rot[j]*(blade_tip_clearance_rot[j]/hb2[
j])*((math.cos(beta_1[j]*math.pi/180))**2)*(cl_rot[j]**1.5)/((math.cos(beta_M_rot
[j]*math.pi/180))**3)
    Y_gap_rot[j]=0.0049*KG*bladesolidity_rot[j]*(C_rot[j]/hb2[j])*math.sqrt(c
l_rot[j])/math.cos(beta_M_rot[j]*math.pi/180)
    Y_TC_rot[j]=Y_tip_rot[j]+Y_gap_rot[j]

    Y_rot[j]=Y_p_rot[j]+Y_s_rot[j]+Y_EW_rot[j]+Y_shock_rot[j]+Y_TC_rot[j]

    gamma_sta[j]=(math.tan(alfa_2[j]*math.pi/180)-
math.tan(alfa_3[j]*math.pi/180))*(math.cos(alfa_2[j]*math.pi/180))/bladesolidity_
sta[j]
    A_throat_sta[j]=A2[j]-(A2[j]-A3[j])/3
    A_prima_throat_sta[j]=(1-
(K2*bladesolidity_sta[j]*tmax_C)/(math.cos((alfa_2[j]+alfa_3[j])*math.pi/180)/2))
*A_throat_sta[j]/A2[j]
    Ma_x1_sta[j]=cm[j]/cs_2[j]
    rho_throat_sta[j]=rho2[j]*(1-((Ma_x1_sta[j]**2)/(1-Ma_x1_sta[j]**2))*(1-
A_prima_throat_sta[j]-
K1*bladesolidity_sta[j]*gamma_sta[j]*math.tan(alfa_2[j]*math.pi/180)/math.cos(alf
a_2[j]*math.pi/180)))
    DFeq_sta[j]=(c2[j]/c1[j])*(1+K3*tmax_C+K4*gamma_sta[j])*math.sqrt((math.s
in(alfa_2[j]*math.pi/180)-
K1*bladesolidity_sta[j]*gamma_sta[j])**2+(math.cos(alfa_2[j]*math.pi/180)/(A_prim
a_throat_sta[j]*rho_throat_sta[j]/rho2[j]))**2)
    Re_cr_sta[j]=100*C_sta[j]/ks_adm_sta[j]
    if Re2_sta[j]<Re_cr_sta[j]:
        xi_Re_sta[j]=(10**6)/Re2_sta[j]
    else:
        xi_Re_sta[j]=((10**6)/Re_cr_sta[j])**0.06

    xi_H_sta[j]=1+((hb2[j]/hb3[j])-1)*(0.0026*((DFeq_sta[j])**8)-0.024)
    xi_M_sta[j]=1+(1.0725+DFeq_sta[j]*(-
0.8671+0.18043*DFeq_sta[j]))*(Ma2_S[j])**1.8

    if Re2_sta[j]>Re_cr_sta[j]:
        if Re_cr_sta[j]<(2*(10**5)):
            dseta_Re_sta[j]=1.30626*(((2*10**5)/Re_cr_sta[j])**0.5)
        else:
            dseta_Re_sta[j]=((10**6)/Re_cr_sta[j])**0.166
    else:
        if Re2_sta[j]<(2*(10**5)):
            dseta_Re_sta[j]=1.30626*(((2*10**5)/Re2_sta[j])**0.5)
        else:
            dseta_Re_sta[j]=((10**6)/Re2_sta[j])**0.166

    dseta_H_sta[j]=0.53*(hb2[j]/hb3[j])+0.47
    n_dseta_M_sta[j]=2.853+DFeq_sta[j]*(-0.97747+0.19477*DFeq_sta[j])

```



```

dseta_M_sta[j]=1+(0.11757-
0.16983*DFeq_sta[j])*(Ma2_S[j]**n_dseta_M_sta[j])
theta2_C_0_sta[j]=2.644*(10**(-3))*DFeq_sta[j]-(1.519*(10**(-
4)))+(6.713*(10**(-3)))/(2.6-DFeq_sta[j])

if DFeq_sta[j]>2:
    HTE_0_sta[j]=2.7209
else:
    HTE_0_sta[j]=(0.91+0.35*DFeq_sta[j])*(1+0.48*((DFeq_sta[j]-
1)**4)+0.21*((DFeq_sta[j]-1)**6))

HTE_sta[j]=HTE_0_sta[j]*xi_H_sta[j]*xi_M_sta[j]*xi_Re_sta[j]
theta2_C_sta[j]=theta2_C_0_sta[j]*dseta_H_sta[j]*dseta_M_sta[j]*dseta_Re_
sta[j]

Y_p_sta[j]=2*theta2_C_sta[j]*(bladesolidity_sta[j]/math.cos(alfa_3[j]*mat
h.pi/180))*((math.cos(alfa_2[j]*math.pi/180)/math.cos(alfa_3[j]*math.pi/180))**2)
*((2*HTE_sta[j])/(3*HTE_sta[j]-1))*((1-
theta2_C_sta[j]*((bladesolidity_sta[j]*HTE_sta[j])/math.cos(alfa_3[j]*math.pi/180
))**(-3))

beta_M_sta[j]=math.atan((math.tan(alfa_2[j]*math.pi/180)+math.tan(alfa_3[
j]*math.pi/180))/2)*180/math.pi
c1_sta[j]=2*math.cos(beta_M_sta[j]*math.pi/180)*(math.tan(alfa_2[j]*math.
pi/180)-math.tan(alfa_3[j]*math.pi/180))/bladesolidity_sta[j]
Y_s_sta[j]=0.018*bladesolidity_sta[j]*((math.cos(alfa_2[j]*math.pi/180))*
*2)*(c1_sta[j]**2)/((math.cos(beta_M_sta[j]*math.pi/180))**3)

Y_EW_sta[j]=0.0146*(C_sta[j]/hb3[j])*((math.cos(alfa_2[j]*math.pi/180)/ma
th.cos(alfa_3[j]*math.pi/180))**2)

if Ma2_S[j]<1:
    Y_shock_sta[j]=0
else:
    Y_shock_sta[j]=0.32*(Ma2_S[j]**2)-0.62*Ma2_S[j]+0.30

Y_tip_sta[j]=1.4*KE*bladesolidity_sta[j]*(blade_tip_clearance_sta[j]/hb3[
j])*((math.cos(alfa_2[j]*math.pi/180))**2)*(c1_sta[j]**1.5)/((math.cos(beta_M_sta
[j]*math.pi/180))**3)
Y_gap_sta[j]=0.0049*KG*bladesolidity_sta[j]*(C_sta[j]/hb3[j])*math.sqrt(c
1_sta[j])/math.cos(beta_M_sta[j]*math.pi/180)
Y_TC_sta[j]=Y_tip_sta[j]+Y_gap_sta[j]

Y_sta[j]=Y_p_sta[j]+Y_s_sta[j]+Y_EW_sta[j]+Y_shock_sta[j]+Y_TC_sta[j]

p2_tr_final[j]=p1_tr[j]-Y_rot[j]*(p1_tr[j]-p1[j])
h2_tr_final[j]=h1_tr[j]
s2_final[j]=CP.PropsSI('S','P',p2_tr_final[j],'H',h2_tr_final[j],fluido)
h2_final[j]=CP.PropsSI('H','P',p2[j],'S',s2_final[j],fluido)
rto_rot_final[j]=(h2_is[j]-h1[j])/(h2_final[j]-h1[j])

h2_t_final[j]=h2_final[j]+(c2[j]**2)/2
p2_t_final[j]=CP.PropsSI('P','S',s2_final[j],'H',h2_t_final[j],fluido)

```

```

p3_t_final[j]=p2_t_final[j]-Y_sta[j]*(p2_t_final[j]-p2[j])
h3_t_final[j]=h2_t_final[j]
s3_final[j]=CP.PropsSI('S','P',p3_t_final[j],'H',h3_t_final[j],fluido)
h3_final[j]=CP.PropsSI('H','S',s3_final[j],'P',p3[j],fluido)
h3_t_is_final[j]=CP.PropsSI('H','P',p3_t_final[j],'S',s1[j],fluido)

rto_tt_final[j]=(h3_t_is_final[j]-h1_t[j])/(h3_t_final[j]-h1_t[j])
rto_is=(h3_is[j]-h1[j])/(h3_final[j]-h1[j])
rto_ts_final[j]=(h3_is[j]-h1_t[j])/(h3_t_final[j]-h1_t[j])

dif=abs(rto_is_final[j]-rto_is)
rto_is_final[j]=rto_is

rto_is_final[j]=rto_is

h_is=CP.PropsSI('H','P',p3[z-1],'S',s1[0],fluido)
h_t_is=h_is+(c1[z-1]**2)/2
rto_isen=(h_is-h1[0])/(h3[z-1]-h1[0])
rto_tt_compressor=(h_t_is-h1_t[0])/(h3_t_final[z-1]-h1_t[0])
ns=[]
for w in range(z):
    ns.append(2*math.pi*n*((m/rho1[w])** (1/2))/(60*((h3_is[w]-h1[w]))**(3/4))))
    print("ns etapa",w+1,":",ns[w])
print("rto tt compresor: ",rto_tt_compressor*100)

potencia=m*(h3_t_final[z-1]-h1_t[0])*10**(-6)
print("Potencia: ",potencia)

print("Work coefficient (first stage): ",work_coef[0])
print("Work coefficient (last stage): ",work_coef[z-1])
print("Flow coefficient (first stage): ",flow_coef)
print("Flow coefficient (last stage): ",flow_coef)
print("R (first stage): ",R[0])
print("R (last stage): ",R[z-1])
print("Alpha 1 (first stage): ",alfa_1[0])
print("Alpha 1 (last stage): ",alfa_1[z-1])
print("Alpha 2 (first stage): ",alfa_2[0])
print("Alpha 2 (last stage): ",alfa_2[z-1])
print("Beta 1 (first stage): ",beta_1[0])
print("Beta 1 (last stage): ",beta_1[z-1])
print("Beta 2 (first stage): ",beta_2[0])
print("Beta 2 (last stage): ",beta_2[z-1])
print("u: ",u[0])
print("p2 (first stage): ",p2[0]/(10**5))
print("p2 (last stage): ",p2[z-1]/(10**5))
print("T2 (first stage): ",T2[0]-273)
print("T2 (last stage): ",T2[z-1]-273)
print("p3 (first stage): ",p3[0]/(10**5))
print("p3 (last stage): ",p3[z-1]/(10**5))
print("T3 (first stage): ",T3[0]-273)
print("T3 (last stage): ",T3[z-1]-273)
print("Dm (first stage): ",Dm[0]*100)
print("Dm (last stage): ",Dm[z-1]*100)

```

```

print("hb rot (first stage): ",hb1[0]*100)
print("hb rot (last stage): ",hb1[z-1]*100)
print("hb sta (first stage): ",hb2[0]*100)
print("hb sta (last stage): ",hb2[z-1]*100)
print("C rot (first stage): ",C_rot[0]*100)
print("C rot (last stage): ",C_rot[z-1]*100)
print("C sta (first stage): ",C_sta[0]*100)
print("C sta (last stage): ",C_sta[z-1]*100)
print("C axial rot (first stage): ",Ca_rot[0]*100)
print("C axial rot (last stage): ",Ca_rot[z-1]*100)
print("C axial sta (first stage): ",Ca_sta[0]*100)
print("C axial sta (last stage): ",Ca_sta[z-1]*100)
print("Nb rot (first stage): ",Nb_rot[0])
print("Nb rot (last stage): ",Nb_rot[z-1])
print("Nb sta (first stage): ",Nb_sta[0])
print("Nb sta (last stage): ",Nb_sta[z-1])
print("Ma1 (first stage): ",Ma1[0])
print("Ma1 (last stage): ",Ma1[z-1])
print("Ma2s (first stage): ",Ma2_S[0])
print("Ma2s (last stage): ",Ma2_S[z-1])
print("Re1 (first stage): ",Re1[0])
print("Re1 (last stage): ",Re1[z-1])
print("Re2s (first stage): ",Re2_sta[0])
print("Re2s (last stage): ",Re2_sta[z-1])
print("rto is (first stage): ",rto_is_final[0]*100)
print("rto is (last stage): ",rto_is_final[z-1]*100)
print("rto tt (first stage): ",rto_tt_final[0]*100)
print("rto tt (last stage): ",rto_tt_final[z-1]*100)
print("rto ts (first stage): ",rto_ts_final[0]*100)
print("rto ts (last stage): ",rto_ts_final[z-1]*100)
print("rto is compresor: ",rto_is*100)
print("rto tt compresor: ",rto_tt_compresor*100)

"""Gráfico h-s"""
entalpia=[]
entropia=[]

for a in range(z):
    entalpia.append(h1[a])
    entalpia.append(h1_t[a])
    entalpia.append(h1_tr[a])
    entalpia.append(h2_final[a])
    entalpia.append(h2_t_final[a])
    entalpia.append(h2_tr_final[a])
    entalpia.append(h2_is[a])
    entalpia.append(h3_final[a])
    entalpia.append(h3_t_final[a])
    entalpia.append(h3_is[a])
    entropia.append(s1[a])
    entropia.append(s1[a])
    entropia.append(s1[a])
    entropia.append(s2_final[a])
    entropia.append(s2_final[a])

```

```

entropia.append(s2_final[a])
entropia.append(s1[a])
entropia.append(s3_final[a])
entropia.append(s3_final[a])
entropia.append(s1[a])
p=10
entro1=[]
entro2=[]
entro3=[]
entro4=[]
entro1=[entropia[0+a*p],entropia[6+a*p],entropia[1+a*p],entropia[9+a*p],entro
pia[2+a*p]]
entro2=[entropia[3+a*p],entropia[5+a*p],entropia[4+a*p]]
entro3=[entropia[7+a*p],entropia[8+a*p]]
entro4=[entropia[0+a*p],entropia[3+a*p],entropia[7+a*p]]
ental1=[]
ental2=[]
ental3=[]
ental4=[]
ental1=[entalpia[0+a*p],entalpia[6+a*p],entalpia[1+a*p],entalpia[9+a*p],ental
pia[2+a*p]]
ental2=[entalpia[3+a*p],entalpia[5+a*p],entalpia[4+a*p]]
ental3=[entalpia[7+a*p],entalpia[8+a*p]]
ental4=[entalpia[0+a*p],entalpia[3+a*p],entalpia[7+a*p]]

l=1
s_isobaras1=np.arange(entro1[0]-2*1,entro1[0]+2*1,1/2)
s_isobaras1t=np.arange(entro1[2]-2*1,entro1[2]+2*1,1/2)
s_isobaras2is=np.arange(entro1[1]-2*1,entro1[1]+5*1,1/2)
s_isobaras2tr=np.arange(entro2[1]-1.5*1,entro2[1]+2*1,1/2)
s_isobaras1tr=np.arange(entro1[4]-2*1,entro1[4]+2*1,1/2)
s_isobaras3is=np.arange(entro1[3]-2*1,entro1[3]+7*1,1/2)
s_isobaras3t=np.arange(entro3[1]-1.5*1,entro3[1]+2*1,1/2)
s_isobaras2t=np.arange(entro2[2]-2*1,entro2[2]+2*1,1/2)
h_isobaras1=CP.PropsSI('H','P',p1[a],'S',s_isobaras1,fluido)
h_isobaras1t=CP.PropsSI('H','P',p1_t[a],'S',s_isobaras1t,fluido)
h_isobaras2is=CP.PropsSI('H','P',p2[a],'S',s_isobaras2is,fluido)
h_isobaras2tr=CP.PropsSI('H','P',p2_tr_final[a],'S',s_isobaras2tr,fluido)
h_isobaras1tr=CP.PropsSI('H','P',p1_tr[a],'S',s_isobaras1tr,fluido)
h_isobaras3is=CP.PropsSI('H','P',p3[a],'S',s_isobaras3is,fluido)
h_isobaras3t=CP.PropsSI('H','P',p3_t_final[a],'S',s_isobaras3t,fluido)
h_isobaras2t=CP.PropsSI('H','P',p2_t_final[a],'S',s_isobaras2t,fluido)

if a==0:
    plt.plot(entro1,ental1,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro2,ental2,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro3,ental3,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro4,ental4,marker='o',linestyle='solid',linewidth=2,markersiz
e=4,color='black')

```

```

plt.plot(s_isobaras1,h_isobaras1,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras1t,h_isobaras1t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2is,h_isobaras2is,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2tr,h_isobaras2tr,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras1tr,h_isobaras1tr,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras3is,h_isobaras3is,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras3t,h_isobaras3t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2t,h_isobaras2t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')

plt.xlabel('s (J*K/kg)')
plt.ylabel('h (J/kg)')
plt.title("Digrama h-s etapa 1 compresor C1")
plt.annotate('1',xy=(entrol[0]+0.5,ental1[0]-2000))
plt.annotate('2is',xy=(entrol[1]+0.5,ental1[1]-2000))
plt.annotate('1t',xy=(entrol[2]+0.5,ental1[2]-2000))
plt.annotate('3is',xy=(entrol[3]-1,ental1[3]+1000))
plt.annotate('1tr',xy=(entrol[4]+0.5,ental1[4]-2000))
plt.annotate('2',xy=(entro2[0]+0.5,ental2[0]-2000))
plt.annotate('2tr',xy=(entro2[1]+0.5,ental2[1]-2000))
plt.annotate('2t',xy=(entro2[2]+0.5,ental2[2]-2000))
plt.annotate('3',xy=(entro3[0]+0.5,ental3[0]-2000))
plt.annotate('3t',xy=(entro3[1]+0.5,ental3[1]-2000))
plt.annotate('p1',xy=(entrol[0]-2,ental1[0]+1000),color='blue')
plt.annotate('p1t',xy=(entrol[2]-3,ental1[2]+50),color='blue')
plt.annotate('p2',xy=(entro2[0]+1.5,ental2[0]+2000),color='blue')
plt.annotate('p2tr',xy=(entro2[1]+1,ental2[1]+2000),color='blue')
plt.annotate('p1tr',xy=(entrol[4]-3,ental1[4]+500),color='blue')
plt.annotate('p3',xy=(entro4[2]+1,ental4[2]+2000),color='blue')
plt.annotate('p2t',xy=(entro2[2]+1,ental2[2]+2000),color='blue')
plt.annotate('p3t',xy=(entro3[1]+1,ental3[1]+2000),color='blue')
plt.xticks(np.arange(3880,3920,7))
plt.yticks(np.arange(167000,205000,6000))
plt.ylim((167000,205000))
plt.xlim((3880,3900))
plt.grid(True,lw=0.5)
plt.savefig("Diagrama_hs_etapa_1_C1.jpg",bbox_inches='tight',dpi=150)
plt.show()

if a==1:
    plt.plot(entrol,ental1,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro2,ental2,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro3,ental3,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro4,ental4,marker='o',linestyle='solid',linewidth=2,markersiz
e=4,color='black')

```

```

plt.plot(s_isobaras1,h_isobaras1,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras1t,h_isobaras1t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2is,h_isobaras2is,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2tr,h_isobaras2tr,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras1tr,h_isobaras1tr,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras3is,h_isobaras3is,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras3t,h_isobaras3t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2t,h_isobaras2t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')

plt.xlabel('s (J*K/kg)')
plt.ylabel('h (J/kg)')
plt.title("Digrama h-s etapa 2 compresor C1")
plt.annotate('1',xy=(entrol[0]+0.5,ental1[0]-2000))
plt.annotate('2is',xy=(entrol[1]+0.5,ental1[1]-2000))
plt.annotate('1t',xy=(entrol[2]+0.5,ental1[2]-2000))
plt.annotate('3is',xy=(entrol[3]+0.5,ental1[3]-2000))
plt.annotate('1tr',xy=(entrol[4]+0.5,ental1[4]-2000))
plt.annotate('2',xy=(entro2[0]+0.5,ental2[0]-2000))
plt.annotate('2tr',xy=(entro2[1]+0.5,ental2[1]-2000))
plt.annotate('2t',xy=(entro2[2]+0.5,ental2[2]-2000))
plt.annotate('3',xy=(entro3[0]+0.5,ental3[0]-2000))
plt.annotate('3t',xy=(entro3[1]+0.5,ental3[1]-2000))
plt.annotate('p1',xy=(entrol[0]-2,ental1[0]+1000),color='blue')
plt.annotate('p1t',xy=(entrol[2]-3,ental1[2]+50),color='blue')
plt.annotate('p2',xy=(entro2[0]+1.5,ental2[0]+2000),color='blue')
plt.annotate('p2tr',xy=(entro2[1]+1,ental2[1]+2000),color='blue')
plt.annotate('p1tr',xy=(entrol[4]-3,ental1[4]+500),color='blue')
plt.annotate('p3',xy=(entro4[2]+1,ental4[2]+2000),color='blue')
plt.annotate('p2t',xy=(entro2[2]+1,ental2[2]+2000),color='blue')
plt.annotate('p3t',xy=(entro3[1]+1,ental3[1]+2000),color='blue')
plt.xticks(np.arange(3885,3920,7))
plt.yticks(np.arange(185000,224000,6000))
plt.ylim((185000,224000))
plt.xlim((3885,3905))
plt.grid(True,lw=0.5)
plt.savefig("Diagrama_hs_etapa_2_C1.jpg",bbox_inches='tight',dpi=150)
plt.show()

if a==2:
    plt.plot(entrol,ental1,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro2,ental2,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro3,ental3,marker='o',linestyle='dashed',linewidth=0.5,marker
size=4,color='black')
    plt.plot(entro4,ental4,marker='o',linestyle='solid',linewidth=2,markersiz
e=4,color='black')

```

```

plt.plot(s_isobaras1,h_isobaras1,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras1t,h_isobaras1t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2is,h_isobaras2is,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2tr,h_isobaras2tr,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras1tr,h_isobaras1tr,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras3is,h_isobaras3is,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras3t,h_isobaras3t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
plt.plot(s_isobaras2t,h_isobaras2t,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')

plt.xlabel('s (J*K/kg)')
plt.ylabel('h (J/kg)')
plt.title("Digrama h-s etapa 3 compresor C1")
plt.annotate('1',xy=(entrol[0]+0.5,ental1[0]-2000))
plt.annotate('2is',xy=(entrol[1]+0.5,ental1[1]-2000))
plt.annotate('1t',xy=(entrol[2]+0.5,ental1[2]-2000))
plt.annotate('3is',xy=(entrol[3]+0.5,ental1[3]-2000))
plt.annotate('1tr',xy=(entrol[4]+0.1,ental1[4]-2000))
plt.annotate('2',xy=(entro2[0]+0.5,ental2[0]-2000))
plt.annotate('2tr',xy=(entro2[1]+0.5,ental2[1]-2000))
plt.annotate('2t',xy=(entro2[2]+0.1,ental2[2]-2000))
plt.annotate('3',xy=(entro3[0]+0.5,ental3[0]-2000))
plt.annotate('3t',xy=(entro3[1]+0.5,ental3[1]-2000))
plt.annotate('p1',xy=(entrol[0]-2,ental1[0]+1000),color='blue')
plt.annotate('p1t',xy=(entrol[2]-3,ental1[2]+50),color='blue')
plt.annotate('p2',xy=(entro2[0]+1.5,ental2[0]+2000),color='blue')
plt.annotate('p2tr',xy=(entro2[1]+1,ental2[1]+2000),color='blue')
plt.annotate('p1tr',xy=(entrol[4]-3,ental1[4]+500),color='blue')
plt.annotate('p3',xy=(entro4[2]+1,ental4[2]+2000),color='blue')
plt.annotate('p2t',xy=(entro2[2]+1,ental2[2]+2000),color='blue')
plt.annotate('p3t',xy=(entro3[1]+1,ental3[1]+2000),color='blue')
plt.xticks(np.arange(3890,3910,7))
plt.yticks(np.arange(203000,245000,6000))
plt.ylim((203000,245000))
plt.xlim((3890,3910))
plt.grid(True,lw=0.5)
plt.savefig("Diagrama_hs_etapa_3_C1.jpg",bbox_inches='tight',dpi=150)
plt.show()

h3_is_total=[]
for c in range(z):
    v=h1[0]+(h_is-h1[0])*1/z*(c+1)
    h3_is_total.append(v)
entaltotal=[]
entrototal=[]
entaltotal1=[]
entrototal1=[]

```

```

for t in range (z):
    entalttotal.append(h1[t])
    entalttotal.append(h3[t])
    if t==0:
        entalttotal1.append(h1[t])
    entalttotal1.append(h3_is_total[t])
    entrottotal.append(s1[t])
    entrottotal.append(s3_final[t])
    if t==0:
        entrottotal1.append(s1[t])
    entrottotal1.append(s1[0])

s_isobara=[]
s_is_isobara=[]
h_isobara=[]
for b in range (z):
    s_isobara=np.arange(entrottotal[b]-10*1,entrottotal[b]+10*1,1/2)
    h_isobara=CP.PropsSI('H','P',p1[b],'S',s_isobara,fluido)
    plt.plot(s_isobara,h_isobara,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')
    s_isobara=np.arange(entrottotal[2*z-1]-20*1,entrottotal[2*z-1]+5*1,1/2)
    h_isobara=CP.PropsSI('H','P',p3[z-1],'S',s_isobara,fluido)
    plt.plot(s_isobara,h_isobara,linestyle='solid',linewidth=1,color='blue')

plt.plot(entrottotal,entalttotal,linestyle='solid',marker='o',markersize='4',color=
'black',linewidth=2)
plt.plot(entrottotal1,entalttotal1,linestyle='dashed',marker='o',markersize='4',col
or='black',linewidth=1)
plt.xticks(np.arange(3875,3915,10))
plt.yticks(np.arange(165000,233000,10000))
plt.ylim((165000,233000))
plt.xlim((3875,3915))
plt.annotate('p1',xy=(entrottotal[0]+10,entalttotal[0]+4000),color='blue')
plt.annotate('p2',xy=(entrottotal[1]+10,entalttotal[1]+4000),color='blue')
plt.annotate('p3',xy=(entrottotal[3]+5,entalttotal[3]+4000),color='blue')
plt.annotate('p4',xy=(entrottotal[5]+5,entalttotal[5]+3000),color='blue')
plt.annotate('1',xy=(entrottotal[0]+1,entalttotal[0]-2500),color='black')
plt.annotate('2s',xy=(entrottotal1[1]+1,entalttotal1[1]+1500),color='black')
plt.annotate('3s',xy=(entrottotal1[3]+1,entalttotal1[2]+1500),color='black')
plt.annotate('4s',xy=(entrottotal1[0]+1,entalttotal1[3]+1500),color='black')
plt.annotate('2',xy=(entrottotal[1]+1,entalttotal[1]+1500),color='black')
plt.annotate('3',xy=(entrottotal[3]+1,entalttotal[3]+1500),color='black')
plt.annotate('4',xy=(entrottotal[5]+1,entalttotal[5]+1500),color='black')
plt.annotate('Etapa 1',xy=(entrottotal1[1]-5,entalttotal1[0]+7000),color='black')
plt.annotate('Etapa 2',xy=(entrottotal1[1]-5,entalttotal1[1]+7000),color='black')
plt.annotate('Etapa 3',xy=(entrottotal1[1]-5,entalttotal1[2]+7000),color='black')
plt.grid(True,lw=0.5)
plt.xlabel('s (J*K/kg)')
plt.ylabel('h (J/kg)')
plt.title("Digrama h-s completo compresor C1")
plt.savefig("Diagrama_hs_completo_C1.jpg",bbox_inches='tight',dpi=150)
plt.show()

```