



Prototipo UCA-JET

Sistemas de Propulsión Aeroespacial

Álvaro Jiménez Melendo
Jose Luis Dugo Ortega

Índice

Índice de figuras	1
Índice de tablas	1
1. Introduction y especificaciones	2
2. Desarrollo del turborreactor	4
2.1. Diseño del ciclo termodinámico	4
2.1.1. Estado 0	4
2.1.2. Estado 2	5
2.1.3. Estado 3	5
2.1.4. Estado 4	6
2.1.5. Estado 5	6
2.1.6. Estado S	7
2.2. Diseño de los componentes	8
2.2.1. Difusor	9
2.2.2. Tobera	9
2.3. Compresor	9
2.3.1. Escalonamiento 1	11
2.3.2. Escalonamientos 2-7	13
2.3.3. Escalonamiento 8	13
2.4. Turbina	14
2.4.1. Escalonamiento 1	16
2.4.2. Escalonamiento 2	17
3. Conclusiones	19
Referencias	20

Índice de figuras

1. Distribución de componentes y ciclo hs [1]	3
2. Empuje específico según la relación de presiones.	8
3. Triángulo de velocidades escalonamientos del compresor [2]	10

Índice de tablas

1. Valores escalonamientos 2-5.	13
2. Valores escalonamientos 6 y 7.	13
3. Relación de presiones de cada escalonamiento.	14

1. Introduction y especificaciones

La finalidad de esta práctica es realizar el diseño preliminar de un turborreactor para aplicación civil, incorporado a una sonda de contaminación peligrosa de uso único.

El turborreactor deberá ser axial, sin post combustión y con álabes no refrigerados, teniendo que optimizar el diseño para condiciones estacionarias. Además de las anteriores consideraciones, se cuenta con las siguientes especificaciones de diseño:

Condiciones de vuelo

- Cota de vuelo= 9500 m.
- Número de Mach, $M_0 = 0.81$

Parámetros característicos de los componentes

- Difusor $\pi_{02} = 0.98$.
- Compresor $\eta_c = 0.81$.
- Cámara de combustión $\pi_{34} = 0.98$ y $T_{4t} = 1010K$.
- Turbina $\eta_T = 0.90$.
- Ensamblaje $\eta_M = 0.99$.
- Tobera $\eta_N = 0.98$.

Parámetros aerodinámicos

- Diámetro vehículo = 0.5 m.
- Coeficiente de arrastre $C_d = 0.7$.

Compresor

- Grado de reacción $R_c = 0.5$.
- Coeficiente de carga $\psi_c = 0.38$.
- Coeficiente de flujo $\phi_c = 0.65$.

Turbina

- Grado de reacción $R_T = 0.5$.
- Coeficiente de flujo $\phi_T = 0.71$.
- Descarga axial: $\alpha_3 = 0$.

Con todas las condiciones anteriores, se procederá a resolver el ciclo termodinámico y la caracterización de los componentes, tomando diferentes decisiones de diseño que se irán explicando conforme se vayan realizando.

Para los desarrollos que se realizarán en el proceso, es conveniente conocer el ciclo y componentes que se van a calcular, así como la nomenclatura para referirse a ellos. En la Figura 1 , puede observarse tanto la distribución de los componentes como el ciclo termodinámico completo del turborreactor, sobre el cual se tomarán decisiones de diseño durante los cálculos.

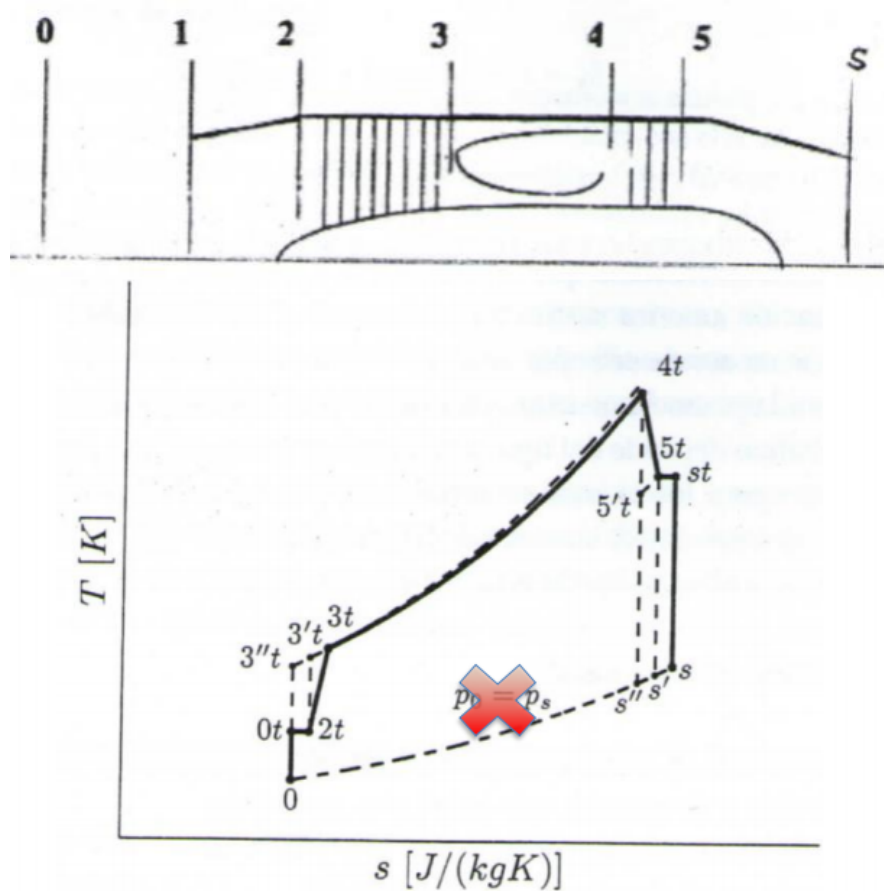


Figura 1: Distribución de componentes y ciclo hs [1]

2. Desarrollo del turborreactor

A continuación se describirán los procesos, simplificaciones y cálculos llevados a cabo para el desarrollo completo del turborreactor, haciendo una diferenciación entre el **diseño del ciclo termodinámico** y el **diseño de componentes**.

2.1. Diseño del ciclo termodinámico

Para definir con exactitud el ciclo termodinámico el turborreactor, se irán calculando paso a paso las condiciones de **presión y temperatura** para cada uno de los 6 estados elegidos a lo largo del turborreactor. Estos estados serán nombrados durante todo el proceso, por ello es necesario aclarar su nomenclatura y posición:

- **Estado 0:** Este estado se define aguas arriba del difusor, por tanto, las propiedades del fluido son las atmosféricas.
- **Estado 2:** Este estado se define a la salida del difusor/entrada del compresor.
- **Estado 3:** Este estado se define a la salida del compresor/entrada de la cámara de combustión.
- **Estado 4:** Este estado se define a la salida de la cámara de combustión/entrada de la turbina.
- **Estado 5:** Este estado se define a la salida de la turbina/entrada de la tobera.
- **Estado S:** Este estado se define en la salida de la tobera.

Nota: Las propiedades totales en un estado serán denominadas como P_{nt} .

Conocida la nomenclatura para los diferentes estados donde se calcularán las propiedades del fluido, se comenzará con el cálculo del **estado 0**.

2.1.1. Estado 0

Como se indicó anteriormente, en el estado 0 las propiedades del fluido son las propias de la atmósfera a la altura de operación, la cual, tal y como se indicó en el primer apartado, es de 9500 metros. Conocida esta altura pueden obtenerse los valores de presión y temperatura con las siguientes relaciones:

$$T = T_{atm} - A \cdot Z \quad (1)$$

$$P = P_{atm} \cdot \exp\left(\frac{-Z}{\lambda}\right) \quad (2)$$

donde; $T_{atm} = 288K$, $A = 0.0065 \frac{K}{m}$, $Z = 9500m$, $P_{atm} = 101.3kPa$ y $\lambda = 7510m$.

Sustituyendo los valores en las respectivas ecuaciones se obtiene que: $P_0 = 28.59kPa$ y que $T_0 = 226.3K$

Una vez conocido el valor de T_0 es posible calcular la velocidad del sonido en el medio, y con esta, la velocidad con la que se mueve el turborreactor, ya que el número de Mach de vuelo es conocido. Para obtener la velocidad del sonido, basta con sustituir en la ecuación $a_0 = \sqrt{\gamma_{cold} \cdot R_{cold} \cdot T_0}$, dando como resultado que $a_0 = 301.54 \frac{m}{s}$. Una vez conocida la velocidad del sonido, para obtener la velocidad de la aeronave, basta con multiplicar el número de Mach por esta velocidad, $U_0 = M_0 \cdot a_0$, dando como resultado que la velocidad de la aeronave es $U_0 = 244.25 \frac{m}{s}$.

Una vez es conocida la T_0 y el número de Mach, es posible obtener el valor de la T_{0t} tal que:

$$T_{0t} = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{cold} - 1}{2} M_0^2 \right) \quad (3)$$

obteniendo por tanto que; $T_{0t} = 256K$.

Ahora, en el estado 0 son conocidas T_0 , P_0 y T_{0t} , por tanto, puede obtenerse P_{0t} empleando la relación isentrópica:

$$P_{0t} = P_0 \cdot \left(\frac{T_{0t}}{T_0} \right)^{\frac{\gamma_{cold}}{\gamma_{cold} - 1}} \quad (4)$$

obteniendo por tanto que; $P_{0t} = 44.01kPa$. Por tanto, con todas las propiedades conocidas, queda definido el estado 0.

2.1.2. Estado 2

Antes de comenzar con los cálculos de las propiedades del punto 2, es necesario explicar la razón de la ausencia del estado 1. Este sería justo a la entrada del difusor, por lo que el cálculo de las propiedades sería complejo, por ello, y considerando que el parámetro que caracteriza al difusor es la relación de presiones π_{02} , se puede obviar la existencia del estado 1 sin cometer un error muy elevado.

Con esto en mente, para caracterizar el estado 2, hay que considerar que en el difusor, se produce un proceso adiabático y sin intercambio de trabajo, puesto que no es un elemento móvil. Por ello, y como se puede observar en la Figura 1, la $T_{0t} = T_{2t}$, siendo entonces $T_{2t} = 256K$.

Conocida ya la temperatura, para obtener la presión basta con sustituir en la relación de presiones del difusor tal que:

$$\pi_{02} = \frac{P_{2t}}{P_{0t}} \quad (5)$$

obteniendo por tanto que; $P_{2t} = 43.15kPa$, quedando así definido el estado 2 del ciclo.

2.1.3. Estado 3

Este estado tiene una particularidad, ya que para poder definirlo completamente, va a ser necesario hacer una suposición. A continuación se explicará cual será y a que es debido.

Si se comprueban las especificaciones del compresor, viene definido el rendimiento isentrópico η_c , el cual relaciona las temperaturas T_{2t} , T_{3t} y T_{3ts} , de las cuales solo es conocida T_{2t} .

Para poder conocer los parámetros necesarios, es imprescindible encontrar una nueva relación de parámetros. Para ello, y volviendo a observar la Figura 1, puede identificarse que los parámetros de los puntos $2t$ y $3ts$ se encuentran en la misma vertical del diagrama, por tanto, se puede realizar una relación isentrópica entre ellos, tal y como se hizo en la ecuación 4.

Sin embargo, y es aquí donde se deberá asumir un parámetro, para realizar la relación isentrópica, es necesario conocer la P_{3t} . Sin embargo, no se cuenta con ningún valor ni forma de obtenerlo, teniendo entonces que asumir, por ejemplo en este caso particular, un valor aproximado de la relación de presiones en el compresor, el cual será denotado como π_c , observando los valores de diseños existentes.

Se tomará como valor $\pi_c = 7$.

Nota: Esta aproximación será corregida al final del diseño del ciclo, por lo que los resultados obtenidos serán diferentes. Por claridad, los resultados que se vayan mostrando en este documento serán los finales ya teniendo en cuenta la corrección de $\pi_c = 5.839$, que será calculada al final del **estado S**.

Con las relaciones anteriormente descritas y la adición de la relación de presiones, ahora será posible plantear un sistema de 3 ecuaciones con 3 incógnitas, y así, resolver el estado 3:

$$\pi_c = \frac{P_{3t}}{P_{2t}} \quad (6)$$

$$\eta_c = \frac{T_{3ts} - T_{2t}}{T_{3t} - T_{2t}} \quad (7)$$

$$P_{3t} = P_{2t} \cdot \left(\frac{T_{3ts}}{T_{2t}} \right)^{\frac{\gamma_{cold}}{\gamma_{cold}-1}} \quad (8)$$

obteniendo por tanto que; $P_{3t} = 252kPa$, $T_{3t} = 463.8K$ y $T_{3ts} = 424.3K$, pudiendo definir con estas condiciones el trabajo específico del compresor tal que:

$$W_{esp,C} = Cp_{cold} \cdot (T_{3t} - T_{2t}) \quad (9)$$

dando como resultado $W_{esp,C} = 208.3 \frac{kJ}{kg}$, quedando así definido el estado 3 del ciclo.

2.1.4. Estado 4

La cámara de combustión es muy sencilla de calcular, pues se conoce por diseño la temperatura T_{4t} y la relación de compresión π_{34} . Por tanto, simplemente sustituyendo se obtienen los resultados $T_{4t} = 1010K$ y $P_{4t} = 246.9kPa$, quedando así definido el estado 4.

Nota: Una vez que el fluido pasa por la cámara de combustión, sus propiedades específicas (C_p , γ y R) cambian, por lo que es importante haber realizado los cálculos anteriores con las condiciones *frías* y de ahora en adelante con las condiciones *calientes*, calculadas en primera aproximación con la T_{4t} , pero que una vez se obtenga la T_S , se calcularán con dicha temperatura.

2.1.5. Estado 5

Para el estudio de la turbina, aparece una situación parecida a lo que ocurría en el compresor, pues es conocido el rendimiento y es posible realizar una relación isentrópica entre los puntos $4t$ y $5ts$. Sin embargo, en este caso es conocido el rendimiento **mecánico**, por lo que es posible calcular el trabajo específico de la turbina, y con este tener de nuevo, un sistema de 4 ecuaciones con 4 incógnitas:

$$W_{esp,T} = \frac{W_{esp,C}}{\eta_M} \quad (10)$$

$$W_{esp,T} = Cp_{hot} \cdot (T_{4t} - T_{5t}) \quad (11)$$

$$\eta_T = \frac{T_{4t} - T_{5t}}{T_{4t} - T_{5ts}} \quad (12)$$

$$P_{5t} = P_{4t} \cdot \left(\frac{T_{5ts}}{T_{4t}} \right)^{\frac{\gamma_{hot}}{\gamma_{hot}-1}} \quad (13)$$

obteniendo por tanto que; $P_{5t} = 99.55kPa$, $T_{5t} = 813.17K$, $T_{5ts} = 791.9K$ y $W_{esp,T} = 210.4 \frac{kJ}{kg}$, quedando así definido el estado 5.

2.1.6. Estado S

Para caracterizar el último estado, es necesario partir de una hipótesis: tobera adaptada o tobera bloqueada.

En primer lugar, se tomó la hipótesis de tobera adaptada, a partir de la cual, es muy sencillo obtener todos los parámetros, pues $P_S = P_{Ss} = P_0$. Conocido esto junto con el rendimiento de la tobera, basta con realizar el sistema de ecuaciones, tal y como se realizó en los estados anteriores:

$$T_{Ss} = T_{5t} \cdot \left(\frac{P_{Ss}}{P_{5t}} \right)^{\frac{\gamma_{hot}-1}{\gamma_{hot}}} \quad (14)$$

$$\eta_N = \frac{T_{5t} - T_S}{T_{5t} - T_{Ss}} \quad (15)$$

Una vez obtenido P_S y T_S se podría obtener la P_{St} con una relación isentrópica, obteniendo todos los parámetros para la tobera. Sin embargo, para comprobar que esta condición es correcta, la velocidad a la salida debe ser subsónica, sin embargo, si se calcula el Mach a la salida con la T_S , se obtiene un valor subsónico, por lo que esta hipótesis no es correcta, ya que la tobera está bloqueada.

Al estar la tobera bloqueada, es conocido el número de Mach a la salida, que es 1, por tanto, y como es conocida la $T_{St} = T_{5t}$, es posible obtener el valor de T_S , con el que, junto al rendimiento de la tobera y una nueva relación isentrópica entre los puntos 5t y Ss, será posible caracterizar por completo el estado S:

$$T_{5t} = T_S \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{hot}-1}{2} M^2 \right) \quad (16)$$

$$\eta_N = \frac{T_{5t} - T_S}{T_{5t} - T_{Ss}} \quad (17)$$

$$P_S = P_{5t} \cdot \left(\frac{T_{Ss}}{T_{5t}} \right)^{\frac{\gamma_{hot}}{\gamma_{hot}-1}} \quad (18)$$

obteniendo por tanto que; $P_S = 52.43kPa$, $T_S = 687.9K$, $T_{Ss} = 685.3K$, $a_S = 519.3 \frac{m}{s}$ y $U_S = 519.3 \frac{m}{s}$.

El último paso para terminar de definir el ciclo termodinámico es calcular la relación de presiones real del compresor. Para ello hay que tomar una decisión sobre que parámetro **optimizar**.

Se plantean dos posibilidades: optimizar el consumo específico, o el empuje específico. Debido al tipo de misión de la sonda, de un solo uso, lo mas rentable es hacerla lo mas barata posible, y el parámetro que optimiza el coste, debido a que reduce el tamaño y por tanto " la cantidad de hierro usada" sería el empuje específico.

Para realizar la optimización del ciclo termodinámico se ha hecho de dos formas diferentes, para ver si ambas coincidían. En primer lugar, se ha calculado una tabla paramétrica y posteriormente se han representado gráficamente los valores.

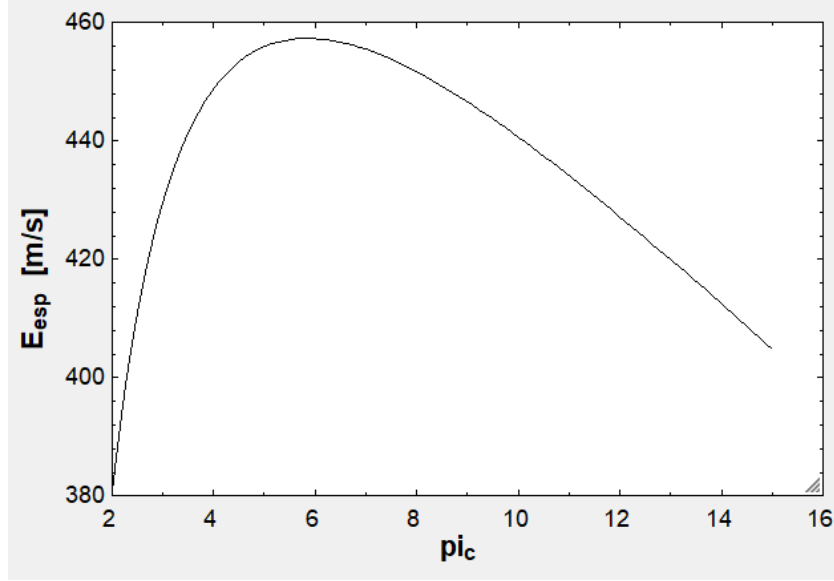


Figura 2: Empuje específico según la relación de presiones.

En la gráfica se puede observar que el máximo valor del empuje específico se encuentra alrededor de una relación de presiones en el compresor de 6. Para conocer el valor exacto de la relación de presiones en el compresor que maximiza el empuje específico, se ha utilizado la función min/max del software EES, en cual se ha elegido maximizar el empuje específico y se ha cogido la relación de presiones en el compresor como variable independiente. El método de cálculo que se ha elegido ha sido “Golden Section search” y ha dado como resultado una relación de presiones en el compresor de $\pi_c = 5.839$, lo cual concuerda perfectamente con la gráfica sacada de la tabla paramétrica, siendo el valor de empuje específico obtenido de $E_{esp} = 447.8 \frac{m}{s}$.

2.2. Diseño de los componentes

Una vez caracterizado el ciclo termodinámico, se procederá a dimensionar los diferentes componentes del turbojet, a excepción de la cámara de combustión, comenzando por el difusor y la tobera, dejando por último, compresor y turbina.

Antes de comenzar a diseñar los distintos componentes, es necesario calcular el **gasto másico**, sabiendo que para un vuelo estacionario, la fuerza de arrastre será similar al empuje, pudiendo plantear el siguiente sistema de ecuaciones:

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho_0 \cdot A_{veh} \cdot U_0^2 \quad (19)$$

$$E = F_D \quad (20)$$

$$F_D = E_{esp} \cdot G \quad (21)$$

obteniendo por tanto que; $F_D = 1806N$, $E = 1806N$ y $G = 4.033 \frac{kg}{s}$.

2.2.1. Difusor

Una vez conocido el valor del gasto másico, se puede dimensionar fácilmente el difusor, obteniendo tanto el radio medio como la altura de álabe, resolviendo el siguiente sistema de ecuaciones:

$$G = \rho_0 \cdot A_{dif} \cdot U_0 \quad (22)$$

$$Rm_{dif} + \frac{H_{dif}}{2} = 0.95 \cdot R_{veh} \quad (23)$$

$$A_{dif} = H_{dif} \cdot 2\pi Rm_{dif} \quad (24)$$

obteniendo por tanto que; $A_{dif} = 0.0375m^2$, $Rm_{dif} = 0.224m$ y $H_{dif} = 0.026m$.

Es necesario mencionar que los cálculos del difusor, deberían realizarse utilizando los valores del punto 1, pero al igual que en el ciclo, se ha tomado la suposición de que las condiciones en el estado 1 son similares a las del estado 0.

2.2.2. Tobera

Para dimensionar la tobera, el proceso será similar, solo que calculando únicamente el área utilizando las propiedades en el estado s, pues la tobera, no tiene álaves:

$$G = \rho_s \cdot A_{tob} \cdot U_s \quad (25)$$

$$A_{tob} = \pi \cdot R_{tob}^2 \quad (26)$$

obteniendo por tanto que; $A_{tob} = 0.029m^2$ y $R_{tob} = 0.096m$.

2.3. Compresor

El compresor, junto con la turbina, son los componentes más complejos de diseñar del turborreactor, teniendo que realizar diferentes cálculos, relaciones y suposiciones para completarlos.

Nota: Tal y como se explicará más adelante, ciertos parámetros como la velocidad de giro ω serán supuestas en el compresor y turbina hasta finalizar el cálculo de esta, donde serán obtenidos los valores correctos.

Tras esta breve introducción, para comenzar a caracterizar el compresor se definirá primero el número de escalonamientos que este presenta. Como en el ciclo termodinámico se calculo la relación de presiones de todo el compresor $\pi_c = 5.839$, se tomará la suposición de que, en cada uno de los escalonamientos, se tendrá una relación de compresión estándar de 1.25, pudiendo obtener con la siguiente relación, el número de escalonamientos teóricos del compresor:

$$\pi_c = 1.25^{n_{cte0}} \quad (27)$$

obteniendo una vez resuelta que el número teórico de escalonamientos es de $n_{cte0} = 7.9$, por lo que se usarán $n_c = 8$ escalonamientos en el compresor.

Es importante remarcar que se ha tomado la decisión de diseño de que todos los **escalonamientos del compresor sean de repetición**, tomando también los módulos de las velocidades iguales en todos ellos.

Conocido el número de escalonamientos, es posible obtener el trabajo específico de cada escalonamiento, pues al ser de repetición, el trabajo específico total del compresor se repartirá de forma equitativa entre todos los escalonamientos. Una vez conocido el trabajo específico de cada escalonamiento, junto con los valores de los coeficientes conocidos, se podrán calcular tanto la velocidad tangencial como la velocidad axial :

$$W_{esp,C,n} = \frac{W_{esp,C}}{n_C} \quad (28)$$

$$\psi_C = \frac{W_{esp,C,n} \cdot 10^3}{U_C^2} \quad (29)$$

$$\phi_C = \frac{Cx_C}{U_C} \quad (30)$$

obteniendo como resultados que; $U_C = 261.8 \frac{m}{s}$ y $Cx = 170.1 \frac{m}{s}$.

Para conocer el resto de velocidades del triángulo, es necesario definir sus ángulos, empleando las ecuaciones que relacionan estos, junto con los coeficientes característicos del compresor. En este caso particular, al ser el coeficiente de reacción 0.5, que solo se defina un coeficiente de flujo y que los escalonamientos sean de repetición, el triángulo será simétrico, por lo que $\alpha_1 = \beta_2$ y $\alpha_2 = \beta_1$:

$$\tan \alpha_{1,C} = \frac{1}{2\phi_C} \cdot (2 - \psi_C - 2 \cdot R_C) \quad (31)$$

$$\tan \alpha_{2,C} = \frac{1}{2\phi_C} \cdot (2 + \psi_C - 2 \cdot R_C) \quad (32)$$

obteniendo por tanto que; $\alpha_1 = \beta_2 = 25.5^\circ$ y $\alpha_2 = \beta_1 = 46.71^\circ$.

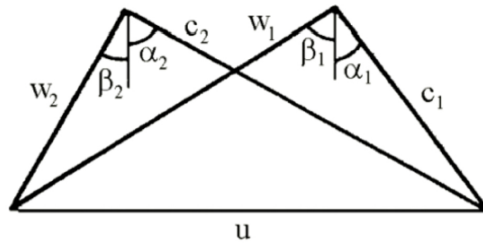


Figura 3: Triángulo de velocidades escalonamientos del compresor [2]

Conocidos los ángulos, velocidad tangencial y velocidad axial, es posible calcular ahora el resto de velocidades:

$$C1_C = \frac{Cx_C}{\cos(\alpha_{1,C})} \quad (33)$$

$$C2_C = \frac{Cx_C}{\cos(\alpha_{2,C})} \quad (34)$$

$$C1_C = W2_C \quad (35)$$

$$C2_C = W1_C \quad (36)$$

obteniendo por tanto que; $C1_C = W2_C = 188.5 \frac{m}{s}$ y $C2_C = W1_C = 248.1 \frac{m}{s}$.

Una vez quedando definido por completo el triángulo de velocidades del compresor, se puede proceder a caracterizarlo, para lo que se definirá la altura de álabe para el conjunto rotor-estátor de cada escalonamiento.

Para proceder a los cálculos de cada escalonamiento, primero se deberá tomar una suposición para poder continuar resolviendo el compresor. Esta suposición será la de la **velocidad de rotación** ω , la cual es necesaria para obtener el radio medio del compresor, Rm_C , y así poder proseguir con los cálculos de la altura de álabe en cada escalonamiento.

La razón por la cual será supuesto un valor, es porque el cálculo de la velocidad de giro debe realizarse en la zona más crítica, en términos de tamaño de álabe, del turborreactor, y esa zona es el **último rotor de la turbina**, por ello, y debido a que se ha seguido un método de resolución lineal, hasta no terminar de caracterizar al completo la turbina, no se tendrá el valor real de la velocidad de giro, el cual afecta al compresor.

Por ello, se ha decidido tomar un valor de $\omega = 12000 \text{rpm}$, con el cual se realizarán los cálculos pertinentes hasta obtener el valor real de la velocidad de giro en la caracterización de la turbina. Dicho esto, ahora es posible calcular fácilmente el valor del radio medio del compresor para comenzar a dimensionar cada escalonamiento.

Nota: Debido a las facilidades que otorga el software EES utilizado para resolver las ecuaciones, se ha decidido, igual que se realizó en el diseño del ciclo termodinámico con la relación de presiones del compresor, π_c , que los valores que se presentarán de ahora en adelante, ya serán los corregidos, con la velocidad de giro ω que se calculará al final de la turbina.

$$U_C = Rm_C \cdot \omega \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (37)$$

obteniendo que el valor del radio medio es $Rm_C = 0.179m$.

Una vez conocido el radio medio, se puede comenzar a calcular la altura de álabe de cada uno de los escalonamientos del compresor:

2.3.1. Escalonamiento 1

Para calcular el rotor del primer escalonamiento, se obtendrá primero el valor de la temperatura estática a la entrada de este (que será donde se calcule siempre la altura de álabe), restándole a la entalpía total 2 (en términos de temperatura), la energía cinética $C1_C$, pues la $T_{2t} = T_{1t,1n,C}$ y $P_{2t} = P_{1t,1n,C}$:

$$T_{1,1n,C} = T_{1t,1n,C} - \frac{C1_C^2}{2 \cdot Cp_{cold}} \quad (38)$$

Nota: La forma con la que se identifican los parámetros sería: 1 o 3(rotor o estator), xn (número de escalonamiento, C (compresor)).

Nota: Para resolver las ecuaciones similares a la anterior, es necesario multiplicar el denominador por 10^3 para que el resultado tenga unidades correctas, ya que el Cp tiene unidades $\frac{kJ}{kg \cdot K}$.

A continuación, mediante una relación isentrópica, es posible calcular la presión estática :

$$\frac{P_{1t,1n,C}}{P_{1,1n,C}} = \left(\frac{T_{1t,1n,C}}{T_{1,1n,C}} \right)^{\frac{\gamma_{cold}}{\gamma_{cold}-1}} \quad (39)$$

Una vez conocidas $T_{1,1n,C} = 238.3K$ y la $P_{1,1n,C} = 33.59kPa$, es posible calcular la densidad del aire, y junto con la velocidad axial y el gasto, el área de la corona circular del rotor:

$$\rho_{1,1n,C} = \frac{P_{1,1n,C}}{R_{cold} \cdot T_{1,1n,C}} \quad (40)$$

$$G = \rho_{1,1n,C} \cdot Cx_C \cdot A_{1,1n,C} \quad (41)$$

obteniendo que; $\rho_{1,1n,C} = 0.491 \frac{kg}{m^3}$ y $A_{1,1n,C} = 0.048m^2$.

Por último, conocida el área y el radio medio, se puede calcular la altura de álabe, si se desarrolla el área de la corona como un rectángulo de altura la altura de álabe y base 2π por el radio medio:

$$A_{1,1n,C} = H_{1,1n,C} \cdot 2\pi Rm_C \quad (42)$$

obteniendo como radio medio del rotor del primer escalonamiento, $H_{1,1n,C} = 0.043m$.

Siguiendo con el estátor, debido al diseño que se ha elegido de escalonamientos, $C3_C = C1_C$. Con esto en mente, la finalidad es similar a la del rotor, calcular la temperatura y presión estáticas en este caso, en el punto (3,1n,C), para obtener la densidad, y con esta y el radio medio, calcular la altura de álabe.

En primer lugar, debido a que el trabajo específico por escalonamiento es conocido, así como la temperatura total al inicio del escalonamiento (En este caso, $T_{1t,1n,C} = T_{2t}$), es posible calcular la temperatura total en el punto 3 (final del estátor). Una vez conocida esta, al igual que se realizó en el compresor, se pueden relacionar la temperatura total con la estática por medio de la energía cinética:

$$W_{esp,C} = Cp_{cold} \cdot (T_{3t,1n,C} - T_{1t,1n,C}) \quad (43)$$

$$T_{3,1n,C} = T_{3t,1n,C} - \frac{C3_C^2}{2 \cdot Cp_{cold}} \quad (44)$$

Llegados a este punto, se deberá tomar la segunda suposición, asumir que el rendimiento isentrópico del escalonamiento es igual al del compresor completo. Esto es erróneo, y una vez se continúan los cálculos, al llegar al final del octavo escalonamiento, se verifica que la presión total 3, no es similar a la que se obtiene al final del estátor. Por tanto, y tal como se verá en el octavo escalonamiento, se corregirá este error, cambiando la ecuación $\eta_{C,n} = \eta_C$ por $P_{3t,8n,C} = P_{3t}$.

Nota: Tal y como se ha estado haciendo con las anteriores suposiciones, todos los resultados mostrados en adelante, se han obtenido habiendo corregido la suposición mediante la adición de la ecuación $P_{3t,8n,C} = P_{3t}$.

Dicho esto, es posible obtener la temperatura total isentrópica del estátor gracias al rendimiento isentrópico, pudiendo calcular después por medio de una relación isentrópica, la presión total, y una vez obtenida esta, por medio de otra relación isentrópica, la presión estática:

$$\eta_{C,n} = \frac{T_{3ts,1n,C} - T_{1t,1n,C}}{T_{3t,1n,C} - T_{1t,1n,C}} \quad (45)$$

$$\frac{P_{3t,1n,C}}{P_{1t,1n,C}} = \left(\frac{T_{3ts,1n,C}}{T_{1t,1n,C}} \right)^{\frac{\gamma_{cold}}{\gamma_{cold}-1}} \quad (46)$$

$$\frac{P_{3t,1n,C}}{P_{3,1n,C}} = \left(\frac{T_{3t,1n,C}}{T_{3,1n,C}} \right)^{\frac{\gamma_{cold}}{\gamma_{cold}-1}} \quad (47)$$

obteniendo una vez resuelto el sistema, los parámetros de interés; $T_{3,1n,C} = 264.3K$ y $P_{3,1n,C} = 45.85kPa$.

Una vez conocidas las condiciones estáticas, al igual que se realizó en el rotor, se puede obtener el valor de la densidad, y con ella junto con el gasto y la velocidad axial (que se mantiene constante), se puede calcular el área de la corona circular, y volviéndola a aproximar a un rectángulo, se puede obtener la altura de álabe conociendo el radio medio:

$$\rho_{3,1n,C} = \frac{P_{3,1n,C}}{R_{cold} \cdot T_{3,1n,C}} \quad (48)$$

$$G = \rho_{3,1n,C} \cdot Cx_C \cdot A_{3,1n,C} \quad (49)$$

$$A_{3,1n,C} = H_{3,1n,C} \cdot 2\pi Rm_C \quad (50)$$

obteniendo por tanto que; $\rho_{3,1n,C} = 0.6045 \frac{kg}{m^3}$, $A_{3,1n,C} = 0.039m^2$ y $H_{3,1n,C} = 0.035m$.

2.3.2. Escalonamientos 2-7

El cálculo de los siguientes escalonamientos es más sencillo, pues se tomó como decisión de diseño, que la altura de álabe del rotor (del 2 al 8) sea igual a la del estátor del escalonamiento anterior, así como sus condiciones termodinámicas. Por ello, solo sería necesario realizar los cálculos de los estátor, los cuales son exactamente iguales a los que se han realizado en el primero, solo que cambiando los índices de escalonamiento, los cuales van aumentando. siendo las ecuaciones para el segundo escalonamiento iguales a las del primero, cambiando las propiedades de (1t,1n,C) por (3t,1n,C), las propiedades de (3t,1n,C) por (3t,2n,C) y (3ts,1n,C) por (3ts,2n,C), calculando los siguientes escalonamientos igual, sumándole 1 al valor de (xn).

Debido a que el proceso es similar e iterativo, se van a presentar tan solo los valores de área y altura de álabe para los escalonamientos del 2 al 7, pues en el 8 se corregirá la suposición.

Tabla 1: Valores escalonamientos 2-5.

Componente	Esc. 2	Esc. 3	Esc. 4	Esc. 5
Rotor	$H_{1,2n,C} = 0.035m$ $A_{1,2n,C} = 0.039m^2$	$H_{1,3n,C} = 0.029m$ $A_{1,3n,C} = 0.033m^2$	$H_{1,4n,C} = 0.024m$ $A_{1,4n,C} = 0.027m^2$	$H_{1,5n,C} = 0.021m$ $A_{1,5n,C} = 0.023m^2$
Estátor	$H_{3,2n,C} = 0.029m$ $A_{3,2n,C} = 0.033m^2$	$H_{3,2n,C} = 0.024m$ $A_{3,2n,C} = 0.027m^2$	$H_{3,4n,C} = 0.021m$ $A_{3,4n,C} = 0.023m^2$	$H_{3,5n,C} = 0.018m$ $A_{3,5n,C} = 0.020m^2$

Tabla 2: Valores escalonamientos 6 y 7.

Componente	Esc. 6	Esc. 7
Rotor	$H_{1,6n,C} = 0.018m$ $A_{1,6n,C} = 0.020m^2$	$H_{1,7n,C} = 0.016m$ $A_{1,7n,C} = 0.018m^2$
Estátor	$H_{3,6n,C} = 0.016m$ $A_{3,6n,C} = 0.018m^2$	$H_{3,7n,C} = 0.014m$ $A_{3,7n,C} = 0.016m^2$

2.3.3. Escalonamiento 8

Para el rotor del último escalonamiento, el procedimiento es el mismo, siendo los valores de área y altura similares a los del estátor anterior: $H_{1,8n,C} = 0.014m$ y $A_{1,8n,C} = 0.016m^2$.

De igual forma se mantiene el procedimiento para el estátor, con una única diferencia, y es que se retira la ecuación que dicta que, el rendimiento del escalonamiento es similar al del compresor, y se añade, como ya se comentó anteriormente la ecuación que impone la igualdad de la presión total a la salida del estátor con la

presión total a la salida del compresor, $P_{3t,8n,C} = P_{3t}$, obteniendo por tanto que los valores de altura y área para el último estátor del rotor son $H_{3,8n,C} = 0.013m$ y $A_{1,8n,C} = 0.014m^2$.

Para comprobar en último lugar que la caracterización es válida, se va a requerir que el flujo de trabajo sea subsónico, para ello, se debe calcular el número de Mach en el punto crítico del compresor, que sería la entrada del mismo:

$$a_{1n,C} = \sqrt{\gamma_{cold} \cdot R_{cold} \cdot T_{1,1n,C}} \quad (51)$$

$$M_{1,1n,C} = \frac{W1_C}{a_{1n,C}} \quad (52)$$

obteniendo como resultado un valor de $M_{1,1n,C} = 0.80$, el cual valida la caracterización.

Por último, y con todos los datos de presiones conocidos, se pueden calcular las relaciones de presiones de cada escalonamiento:

Tabla 3: Relación de presiones de cada escalonamiento.

$\pi_{1n,C}$	$\pi_{2n,C}$	$\pi_{3n,C}$	$\pi_{4n,C}$	$\pi_{5n,C}$	$\pi_{6n,C}$	$\pi_{7n,C}$	$\pi_{8n,C}$
1.333	1.299	1.272	1.249	1.230	1.213	1.199	1.186

2.4. Turbina

Según las especificaciones técnicas, la turbina tiene un grado de reacción $R = 0.5$, un coeficiente de flujo $\psi = 0.71$ y una descarga axial $\alpha = 0^\circ$. Para dicha descarga axial, se puede calcular el coeficiente de carga mediante la siguiente expresión:

$$R_T = 1 - \frac{\psi_T}{2} \quad (53)$$

obteniendo como resultado $\psi_T = 1$ ya que el grado de reacción es $R = 0.5$. Una vez calculado ψ_T , se procede a calcular los ángulos del triángulo de velocidades mediante el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\tan(\alpha_{2,T}) = \left(\frac{1}{2 \cdot \phi_T} \right) \cdot (\psi_T - 2 \cdot (R_T) + 2) \quad (54)$$

$$\tan(\beta_{3,T}) = \left(\frac{1}{2 \cdot \phi_T} \right) \cdot (\psi_T + 2 \cdot (R_T)) \quad (55)$$

$$\tan(\beta_{2,T}) = \frac{1}{2 \cdot \phi} \cdot (\psi - 2R) \quad (56)$$

dando como resultado $\alpha_{2,T} = 54.63^\circ$, $\beta_{2,T} = 0^\circ$ y $\beta_{3,T} = 54.63^\circ$. Se puede verificar que el triángulo de velocidades es simétrico, ya que $\alpha_{2,T}$ y $\beta_{3,T}$ son iguales y $\beta_{2,T}$ es igual a $\alpha_{3,T}$. Una vez comprobado que el triángulo de velocidades es simétrico, se procede al cálculo del trabajo específico del escalonamiento de la turbina. En un primer escenario se supone que la turbina va a tener un solo escalonamiento, ya que no existe un valor máximo de relación de expansión debido a que en la turbina no se produce un gradiente adverso de presiones, por lo que el trabajo específico del escalonamiento de la turbina será igual al de la turbina, previamente calculado en el diseño del ciclo termodinámico.

Nota: Debido a las facilidades que otorga el software EES utilizado para resolver las ecuaciones, se ha decidido, que los valores que se presentarán de ahora en adelante, ya serán los corregidos, con un valor del trabajo específico del escalonamiento de la turbina igual a la mitad del trabajo específico de la turbina ya que al final

la turbina tendrá dos escalonamientos.

Con el valor del trabajo específico del escalonamiento de la turbina, el coeficiente de carga ψ_T y el coeficiente de flujo ϕ_T se procede a calcular la velocidad tangencial y la velocidad axial de la turbina mediante el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\psi_T = \frac{(W_{esp,T,n}) \cdot 10^3}{U_T^2} \quad (57)$$

$$\phi_T = \frac{Cx_T}{U_T} \quad (58)$$

obteniendo una $Cx_T = 230.3 \frac{m}{s}$ y $U_T = 324.3 \frac{m}{s}$. Como el triángulo de velocidades es simétrico, se demuestra que $Cx_T = C3_T$ y $Cx_T = W2_T$. Con estos resultados se procede a calcular la velocidad relativa en el rotor $W3_T$ que, como el triángulo es simétrico, será igual a la velocidad absoluta en el estátor $C2_T$, mediante la siguiente ecuación:

$$W3_T = \sqrt{U_T^2 + C3_T^2} \quad (59)$$

dando como resultado $W3_T = 397.8 \frac{m}{s}$. Para comprobar si la suposición de un solo escalonamiento es correcta se procede a calcular el Mach en el componente más desfavorable (que será el de mayor densidad, y menor temperatura), que al estar en una turbina, el componente más frío va a ser el rotor. Como solo se ha supuesto un escalonamiento la temperatura total a la salida de la turbina del ciclo es igual a la temperatura total a la salida del rotor, por lo que conociendo la velocidad absoluta se puede calcular la temperatura estática a la salida del rotor, para posteriormente calcular la velocidad del sonido a esa temperatura y calcular el número de Mach. Para calcular la temperatura estática a la salida del rotor de la turbina se ha seguido la siguiente ecuación:

$$T_{5t} = T_{3,2n,T} + \frac{C3_T^2}{2 \cdot Cp_{hot}} \quad (60)$$

siendo T_{5t} la temperatura total a la salida de la turbina y por tanto, como hemos supuesto un solo escalonamiento, la temperatura total a la salida del rotor de la turbina, $T_{3,2n,T}$ la temperatura estática a la salida del rotor de la turbina, $C3_T$ la velocidad absoluta en el rotor de la turbina.

Para calcular la velocidad del sonido a la temperatura $T_{3,2n,T}$ se ha hecho uso de la función *SoundSpeed* del software EES. Por último, el número de Mach se ha calculado con la velocidad relativa a la salida del rotor, siguiendo la siguiente ecuación:

$$M_{3,2n,T} = \frac{W3_T}{a_{3,2n,T}} \quad (61)$$

siendo $a_{3,2n,T}$ la velocidad del sonido a la salida del rotor de la turbina. Para estos valores, el número de Mach a la salida del roto de la turbina sale $M_{3,2n,T} = 1.031 \frac{m}{s}$ por lo que una turbina con un solo escalonamiento no cumpliría la condición de diseño de turbina subsónica. A la vista de este resultado, se suponen dos escalonamientos en la turbina, para posteriormente comprobar el Mach a la salida del último rotor, ya que será el punto más frío de la turbina, y se comprobará si cumple la condición de flujo subsónico en la turbina.

Al realizar esta suposición, gracias a las posibilidades de cálculo que brinda el software EES, se vuelven a realizar los cálculos anteriores, pero esta vez, el trabajo específico del escalonamiento de la turbina será la mitad, ya que hay dos escalonamientos. De igual manera que anteriormente, se calcula el Mach a la salida del segundo rotor de la turbina y se obtiene $M_{3,2n,T} = 0.7181 \frac{m}{s}$. Con dos escalonamientos en la turbina se cumple la condición de diseño de flujo subsónico en toda la tobera, por lo que se decide caracterizar la turbina con dos escalonamientos.

2.4.1. Escalonamiento 1

A continuación se procede a calcular el primer escalonamiento de la turbina. En el primer estátor de la turbina, como sabemos que el triángulo de velocidades es simétrico y se mantiene constante tanto en ángulos como en módulos, la velocidad absoluta $C1_T$ va a ser igual a la velocidad absoluta $C3_T$. Gracias al diseño del ciclo termodinámico conocemos la temperatura total a la entrada de la turbina T_{4t} que corresponde con la temperatura total a la entrada del primer estátor de la turbina $T_{1t,1n,T}$. Una vez calculada la temperatura estática a la entrada del estátor $T_{1,1n,T}$ y conocida la presión total a la entrada de la turbina T_{4t} , mediante una relación isentrópica se calcula la presión estática a la entrada del primer estátor de la turbina $P_{1,1n,T}$. El sistema de ecuaciones explicado anteriormente es el siguiente:

$$T_{4t} - \left(\frac{C1_T^2}{2 \cdot C_{p_{hot}}} \right) = T_{1,1n,T} \quad (62)$$

$$\frac{P_4 T}{P_{1,1n,T}} = \left(\frac{T_{4t}}{T_{1,1n,T}} \right)^{\left(\frac{\gamma_{hot}}{\gamma_{hot}-1} \right)} \quad (63)$$

obteniendo $T_{1,1n,T} = 985,3K$ y $P_{1,1n,T} = 225.1kPa$. Como ya se conoce el valor de la temperatura y presión estáticas en el primer estátor de la turbina, mediante el cálculo del gasto másico, se puede obtener el valor del área del estátor y después con el radio medio, calculado a partir de la suposición de ω ya mencionado anteriormente y con el valor de la velocidad tangencial U_T , se puede calcular la altura del escalonamiento. Dicho sistema de ecuaciones es el siguiente, (Para el cálculo de la densidad a la entrada del estátor $\rho_{1,1n,T}$ se ha utilizado la función *Density* del software EES con la temperatura $T_{1,1n,T}$ y la presión $P_{1,1n,T}$):

$$G = \rho_{1,1n,T} \cdot C1_T \cdot A_{1,1n,T} \quad (64)$$

$$U_T = Rm_T \cdot \omega \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60} \quad (65)$$

$$A_{1,1n,T} = H_{1,1n,T} \cdot 2 \cdot \pi \cdot Rm_T \quad (66)$$

dando como resultado $A_{1,1n,T} = 0.02201m^2$, $Rm_T = 0.2214m$ y por último, el valor de mayor relevancia, la altura de alabe $H_{1,1n,T} = 0.01582m$.

A continuación se procede a calcular el primer rotor de la turbina. Conocido el trabajo específico del escalonamiento $W_{esp,T,n}$ y la temperatura total a la entrada del difusor, es posible calcular la temperatura total a la salida del rotor. Una vez conocido ese valor, es posible calcular la tempera estática a la salida del rotor mediante el siguiente sistema:

$$W_{esp,T,n} = C_{p_{hot}} \cdot (T_{4T} - T_{3t,1n,T}) \quad (67)$$

$$T_{3,1n,T} = T_{3t,1n,T} - \frac{C3_T^2}{2 \cdot C_{p_{hot}}} \quad (68)$$

obteniendo $T_{3t,1n,T} = 911.8K$ y $T_{3,1n,T} = 887.1K$.

Para poder calcular la presión estática a la salida del primer rotor $P_{3,1n,T}$ es necesario conocer la temperatura total isentrópica $T_{3ts,1n,T}$ para poder utilizar una relación isentrópica. La única manera que hay para calcular $T_{3ts,1n,T}$ es suponer que el rendimiento del escalonamiento de la turbina es igual al de la turbina, suposición que se sabe que es errónea, pero que ayudará a caracterizar la turbina. Una vez se haya caracterizado por completo la turbina, se impondrá que la presión total a la salida de rotor de la turbina tiene que ser la misma que la salida de la turbina, calculada previamente en el ciclo termodinámico.

Nota: Los resultados mostrados a continuación, como se ha realizado anteriormente, son los calculados una vez corregida la hipótesis de igualdad de rendimientos. El sistema a resolver es el siguiente:

$$\eta_{n,T} = \eta_n \quad (69)$$

$$\eta_{n,T} = \left(\frac{T_{4t} - T_{3t;1n;T}}{T_{4t} - T_{3ts;1n;T}} \right) \quad (70)$$

$$\frac{P_{4t}}{P_{3t;1n;T}} = \left(\frac{T_{4t}}{T_{3ts;1n;T}} \right)^{\left(\frac{\gamma_{hot}}{\gamma_{hot}-1} \right)} \quad (71)$$

$$\frac{P_{3;1n;T}}{P_{3t;1n;T}} = \left(\frac{T_{3;1n;T}}{T_{3t;1n;T}} \right)^{\left(\frac{\gamma_{hot}}{\gamma_{hot}-1} \right)} \quad (72)$$

Los resultados obtenidos son los siguientes: $T_{3ts;1n,T} = 802.1K$, $P_{3t;1n,T} = 160.7kPa$ y por último $P_{3;1n,T} = 145kPa$. Una vez calculada la presión y temperatura estática a la salida del primer rotor de la turbina, es posible calcular la altura del rotor mediante el siguiente sistema de ecuaciones:

$$G = \rho_{3,1n,T} \cdot C3_T \cdot A_{3,1n,T} \quad (73)$$

$$A_{3,1n,T} = H_{3,1n,T} \cdot 2 \cdot \pi \cdot Rm_T \quad (74)$$

Obteniendo una altura de rotor $H_{3,1n,T} = 0.0221m$, un área $A_{3,1n,T} = 0.03075m^2$. Para el cálculo de la densidad del aire a la salida del roto se ha empleado la presión y temperatura estática a la salida del rotor de la turbina.

2.4.2. Escalonamiento 2

Al igual que en la caracterización del compresor, para la turbina también se ha decidido que la altura del estátor 2 va a ser la misma que la del rotor 1, por lo que se tiene una altura del segundo estátor de la turbina $H_{1,2n,T} = 0.0221m$. Para la caracterización del segundo rotor se ha seguido el mismo procedimiento que para el primer rotor. Una vez que se ha calculado el segundo rotor, se ha procedido a establecer la condición de igualdad de presiones a la salida de la tobera, siendo esta:

$$P_{3t,2n,T} = P_{5t} \quad (75)$$

En la expresión anterior se ha igualado la presión total a la salida de la turbina, calculada en el diseño del ciclo termodinámico, con la presión total a la salida del segundo rotor de la turbina. Una vez impuesta esta condición es posible retirar del sistema de ecuaciones la igualdad de rendimientos mecánicos, que ya se sabía de antemano que era errónea pero sirvió para poder establecer el sistema de ecuaciones para caracterizar los escalonamientos de la turbina. Al haber actualizado el sistema de ecuaciones ya es posible calcular el verdadero valor del rendimiento del escalonamiento de la turbina, obteniendo como resultado $\eta_{n,T} = 0.8943$. Los valores de presión y temperatura estática del segundo rotor son $T_{3,2n,T} = 789K$ $P_{3,2n,T} = 88.71kPa$. Mediante la formula de continuidad es posible calcular el área del rotor y posteriormente con la siguiente ecuación se puede hallar la altura del rotor.

$$A_{3,2n,T} = H_{3,2n,T} \cdot 2 \cdot \pi \cdot Rm_T \quad (76)$$

Dando una altura de $H_{3,2n,T} = 0.03214m$. Una vez caracterizado por completo el compresor y la turbina, es posible establecer la condición en el radio medio de la turbina. Hasta el momento, se ha supuesto una velocidad de rotación del eje que une el compresor con la turbina ω para poder calcular y caracterizar ambos componentes. Ahora podemos establecer la siguiente condición en el radio medio:

$$Rm_T + \frac{H_{3,2n,T}}{2} = 0.95 \cdot \frac{D_{veh}}{2} \quad (77)$$

Esta condición establece que el radio medio de la turbina más media altura del rotor del segundo escalonamiento de la turbina tiene que ser igual al 95 % del radio del vehículo. Esta condición es una decisión de diseño para la cual se dice que el 5 % restante entre el radio del vehículo y el radio medio de la turbina más media altura de rotor es la chapa del chasis del turborreactor. De esta condición se obtiene un radio medio de la turbina de $Rm_T = 0.2214m$.

Para calcular el valor de la velocidad de rotación ω se ha eliminado la suposición impuesta anteriormente de $\omega = 12000$ rpm para calcularla según la siguiente ecuación:

$$U_T = Rm_T \cdot \omega \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60} \quad (78)$$

El valor de la velocidad tangencial U_T , el radio medio de la turbina Rm_T son conocidos, por lo que la velocidad de rotación del eje es $\omega = 13987$ rpm. Para comprobar que la turbina ha sido caracterizada con éxito se procede a calcular el Mach a la salida del segundo rotor. Para ello se calcula la velocidad del sonido para la temperatura estática a la salida del segundo rotor. El cálculo del Mach se realiza de la siguiente manera:

$$M_{3,2n,T} = \frac{W3_T}{a_{3,2n,T}} \quad (79)$$

Siendo $W3_T$ la velocidad relativa en el segundo rotor de la turbina. El Mach, como ya se estimó anteriormente es $M_{3,2n,T} = 0.7181$ por lo que la turbina cumple la condición de diseño de flujo subsónico alrededor de todo el turborreactor.

3. Conclusiones

Como se ha observado a lo largo del desarrollo del trabajo, se ha diseñado en primer lugar el ciclo termodinámico completo del turborreactor, gracias al cual, se ha podido caracterizar la geometría de los componentes necesarios. Es importante remarcar que, además de los datos proporcionados en las especificaciones, a lo largo del proceso se han ido **tomando decisiones sobre el diseño** y haciendo **suposiciones**, necesarias para resolver los diferentes apartados paso a paso, pero que paulatinamente, se han ido corrigiendo conforme se ha avanzado en el trabajo.

Tal y como se ha mencionado reiteradamente a lo largo del presente documento, todos los resultados obtenidos en la totalidad de estados y componentes, son los valores finales correctos, los cuales ya cuentan con los valores reales de los parámetros que los condicionan, debido a que por la naturaleza del software EES utilizado, es inmediato obtener los resultados corregidos una vez se incluye una ecuación nueva.

Referencias

- [1] Espín AF. Fundamentos de propulsión. Escuela Técnica Superior de Sevilla; 2021.
- [2] Lencero TS, Blanco AM, Aguilar FJJE. Turbomáquinas térmicas. Síntesis; 2004.