

Sistemas de propulsión, actuaciones e integración.

León E. Prieto Bailo

1 de mayo de 2024

Enunciado

Una turbina de gas industrial opera a nivel del mar. Absorbe 66.67 Kg/s de aire. El compresor opera con una relación de compresión de 18:1 y una eficiencia del 99 %. La temperatura total de salida de cámara de combustión es 1456 K, y la eficiencia de la cámara de combustión es del 96 %, perdiendo un 4 % de presión total, y la turbina tiene un rendimiento del 91 %. La entrada de aire pierde un 4 % de presión total. $L = 42.8 \text{ MJ/kg}$

Calcular La potencia obtenida, el consumo específico, y la eficiencia térmica.

Se decide estudiar el compresor, y se observa que no tiene álabes guía, que el mach axial de entrada es 0.5, y que el ángulo (relativo) de entrada en los álabes del rotor para dos casos $\beta_1 = 46^\circ \text{C}$, y $\beta_2 = 51^\circ \text{C}$. Y se sabe también que el diseño incluye $h/c=1.5$. Suponiendo para ambos casos que se diseña con $W_2/W_1 = 0.7$, la velocidad circunferencial de giro en la punta del álabe es 450 m/s, la viscosidad cinemática es $1.73 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, el factor de difusión en el rotor es de valor 0.45 (línea media), y que la salida del aire de cada estátor es 0°C y la velocidad axial es constante

Calcular y comparar:

- Ángulos relativos y absolutos de la corriente de aire, deflexión de la corriente en rotor y estátor (en línea media)
- Número de escalones de todo el compresor
- Relación de compresión del escalón
- Área frontal de la entrada (Radio exterior e interior del rotor)
- Velocidad de giro del eje
- Cuerda del álabe, y número de álabes del rotor
- Número de Reynolds en el álabe basado en la cuerda
- Grado de reacción

Resolución

Primera parte

Calcular la potencia obtenida, el consumo específico, y la eficiencia térmica.

Asumiendo condiciones de atmosfera estandar:

$$T_0 = 288 \text{ K} \quad (1)$$

$$P_0 = 101,325 \text{ KPa} \quad (2)$$

Asumiendo que la turbina de gas industrial está estatica:

$$T_{t0} = T_0 \quad (3)$$

$$P_{t0} = P_0 \quad (4)$$

Considerando las perdidas a la entrada de la turbomaquina:

$$P_{t2} = P_{t0}\pi_i = 97,272 \text{ KPa} \quad (5)$$

$$T_{t2} = T_{t0}\pi_i^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 279,72 \text{ K} \quad (6)$$

En la etapa del compresor:

$$P_{t3} = P_{t2}\pi_c = 1,750 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$\eta = \frac{T'_{t3} - T_{t2}}{T_{t3} - T_{t2}} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{t3}}{T_{t2}} - 1} \rightarrow T_{t3} = 642,44 \text{ K} \quad (8)$$

Conociendo el salto de temperaturas en el compresor, podemos hallar la potencia obtenida:

$$P = \dot{m}_a C_p (T_{t3} - T_{t2}) = \boxed{24,302 \text{ MW}} \quad (9)$$

Para la salida de la camara de combustión:

$$T_{t4} = 1456 \text{ K} \quad (10)$$

$$P_{t4} = P_{t3}\pi_{cc} = 1,680 \text{ MPa} \quad (11)$$

Planteando el balance energetico y sabiendo que el compresor es alimentado por el movimiento de la turbina:

$$\dot{m}_a C_p (T_{t3} - T_{t2}) = \dot{m}_t C_p (T_{t4} - T_{t5}) \quad (12)$$

Teniendo en cuenta la eficiencia adiabatica de la camara de combustión:

$$\eta_{cc} = \frac{T_{t4} - T_{t3}}{T'_{t4} - T_{t3}} \rightarrow T'_{t4} = T_{t3} + \frac{T_{t4} - T_{t3}}{\eta_{cc}} = 1489,9 \text{ K} \quad (13)$$

Para obtener el valor del flujo masico total, es necesario calcular el consumo de combustible. Para hacerlo, planteamos el incremento de entalpias en la camara de combustión:

$$h_{04} = h_{03} + fL \quad (14)$$

Lo cual, se puede reescribir como:

$$f = \frac{\frac{T'_{t4}}{T_{t3}} - 1}{\frac{L}{C_p T_{t3}} - \frac{T'_{t4}}{T_{t3}}} = 0,0206 \quad (15)$$

Teniendo el valor de f , podemos hallar la temperatura a la salida de la turbina (T_{t5}) como:

$$T_{t5} = T_{t4} - \frac{1}{1+f}(T_{t3} - T_{t2}) = 1100,61 \text{ K} \quad (16)$$

Mientras que, el valor de la presión total a la salida de la turbina (P_{t5}) podemos hallarla con la expresión del rendimiento adiabático (η_T):

$$\eta_T = \frac{T_{t4} - T_{t5}}{T_{t4} - T'_{t5}} = \frac{1 - \frac{T_{t5}}{T_{t4}}}{1 - \left(\frac{P_{t5}}{P_{t4}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \rightarrow P_{t5} = P_{t4} \left(1 - \frac{1 - \frac{T_{t5}}{T_{t4}}}{\eta_T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1,681 \text{ MPa} \quad (17)$$

Asumiendo comportamiento isentalpico en la salida:

$$T_{t7} = T_{t5} \quad (18)$$

$$P_{t7} = P_{t5} \quad (19)$$

Estudiando las condiciones críticas de la tobera:

$$\frac{P_{t7}}{P^*} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1,893 \quad (20)$$

$$\frac{P_{t7}}{P_0} = 16,42 \gg 1,893 \quad (21)$$

Por lo tanto nos encontramos en condiciones críticas, por lo que:

$$M_7 = 1 \quad (22)$$

$$T_7 = T_{t7} \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2}} = 917,17 \text{ K} \quad (23)$$

$$P_7 = P_{t7} \frac{1}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = 87,909 \text{ MPa} \quad (24)$$

Calculando la velocidad de salida (V_7), la densidad (ρ_7) y el área de la tobera (A_7):

$$V_7 = \sqrt{\gamma R T_7} = 607,06 \text{ m/s} \quad (25)$$

$$\rho_7 = \frac{P_7}{R T_7} = 3,34 \text{ kg/m}^3 \quad (26)$$

$$A_7 = \frac{\dot{m}(1+f)}{\rho_7 V_7} = 0,0336 \text{ m}^2 \quad (27)$$

Calculando el empuje y el consumo específico:

$$T = \dot{m}(1+f)V_7 + (P_7 - P_0)A_7 = 67,441 \text{ kN} \quad (28)$$

$$TSFC = \frac{\dot{m}(1+f)}{T} = \boxed{20,384 \text{ g/kN/s}} \quad (29)$$

Podemos obtener la eficiencia térmica de la turbina de gas relacionando la potencia aprovechada por la turbina con la potencia generada por la quema de combustible en la cámara de combustión.

$$\eta_T = \frac{P}{\dot{m}_f L} = \boxed{0,413} \quad (30)$$

Segunda parte

Ángulos relativos y absolutos de la corriente de aire, deflexión de la corriente en rotor y estátor (en línea media)

Número de escalones de todo el compresor

Relación de compresión del escalón

Área frontal de la entrada (Radio exterior e interior del rotor)

Velocidad de giro del eje

Cuerda del álabe, y número de álabes del rotor

Número de Reynolds en el álabe basado en la cuerda

Grado de reacción