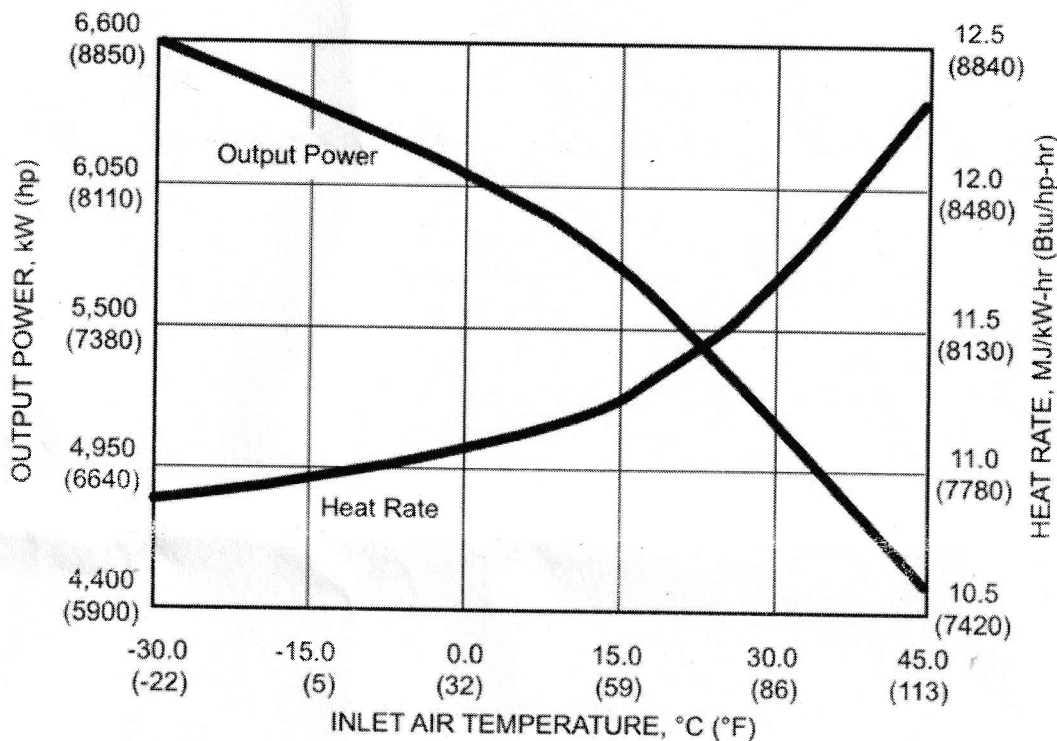


ENERGÍA 2 (2394)
Examen Práctico 19/02/2025

Ejercicio 2

Se conocen las siguientes curvas características de una turbina de gas, empleada en para generación eléctrica:

Available Power



- Calcular la potencia útil, el consumo horario de gas natural y el rendimiento termodinámico de la turbina, operando en condiciones ISO. [40 %]
- Calcular la relación de compresión óptima teórica (ciclo ideal), en el sentido de maximizar la potencia neta, para una temperatura de firing de 1400 K. [30 %]
- Determinar el porcentaje de variación del costo de la energía eléctrica generada (con respecto al caso [a]), cuando la temperatura ambiente es de 38 °C. [30 %]

1/7



Resolución

a]

Del gráfico, para $T_{in-air} = 15^\circ C$ (temperatura de admisión ISO), se obtiene:

$$W_u|_{ISO} = 5.74 \text{ MW}$$

$$HR|_{ISO} = 11.25 \text{ MJ/(kW.h)}$$

Resulta entonces:

$$m_f = HR \times W_u / Q_{PI}$$

$$Q_{PI}|_{gas \text{ nat.}} = 47224 \text{ kJ/kg}$$

$$m_f|_{ISO} = HR \times W_u / Q_{PI} = 1367 \text{ kg/h} = 1904 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$\eta|_{ISO} = 3600 / HR_{kJ/(kW.hr)} = 32.0 \%$$

b]

$$r_{opt} = (T_3/T_1)^{k/2(k-1)} \quad (\text{deducción más abajo})$$

$$T_1 = 288 \text{ K}$$

$$T_3 = 1400 \text{ K}$$

$$k = 1.40$$

$$r_{opt} = 15.9$$

c]

Del gráfico, para $T_{in-air} = 38^\circ C$ (temperatura de admisión ISO), se obtiene:

$$HR|_{38^\circ C} = 12.0 \text{ MJ/(kW.h)}$$

$$\Delta HR|_{15-38^\circ C} = 12.0 - 11.25 = 0.75 \text{ MJ/(kW.h)} = + 6.7 \%$$

$$\text{Siendo } C[\$/MWh] = K_1 \times HR + K_2 \rightarrow \Delta C \approx \Delta HR \rightarrow \Delta C \approx + 6.7 \%$$



Deducción de r_{opt} de parte b)

$$w_{net} = c_p [(1 - r^{-(1+1/k)}) [T_3 - r^{(1-1/k)} T_1]]$$

$$d w_{net} / d r = 0 = [(1 - r^{-(1+1/k)}) * (-T_1) * (1-1/k) * r^{-(1/k)} + [T_3 - r^{(1-1/k)} T_1] * (1-1/k) * r^{-(2+1/k)}]$$

$$0 = [(-1 + r^{-(1+1/k)}) * r^{-(1/k)} + [T_3/T_1 - r^{(1-1/k)}] * r^{-(2+1/k)}]$$

$$0 = [(-1 + r^{-(1+1/k)}) + [T_3/T_1 - r^{(1-1/k)}] * r^{-(2+2/k)}]$$

$$r^{-(1+1/k)} = x \quad \text{entonces } 0 = -1 + x + [T_3/T_1 - x^{(-1)}] * x^2$$

$$0 = -1 + T_3/T_1 x^2 \quad \text{entonces } x^2 = T_1 / T_3 \quad \text{entonces } x = (T_1 / T_3)^{0.5}$$

2/7

entonces

$$r^{(-1+1/k)} = (T1 / T3)^{0,5}$$

$$\text{entonces: } r_{\text{opt}} = (T1 / T3)^{[0,5 / (-1+1/k)]} = (T1 / T3)^{[k / (-2k+2)]}$$

$$r_{\text{opt}} = (T3 / T1)^{[k / (2k-2)]} = (1400 / 288)^{(1.4 / (2.8 - 2))} = 15,9$$



3/7

Examen Energía 2 **Febrero 2025**

Ejercicio de Vapor

Se dispone de una etapa de alta presión de una turbina de vapor de una central de generación de energía eléctrica, la cual es de reacción tipo Parsons, con grado de reacción $GR = 0.5$ y opera con vapor en las siguientes condiciones a la entrada de las toberas:

- Presión absoluta: 104.7 bara
- Temperatura: 503°C
- Energía cinética despreciable.

El rotor de la turbina gira a 3000 rpm y el radio de la sección de diseño (sección media) es de 0.785 m.

La altura de los álabes, igual a la de salida de las toberas, es de 24.4 mm.

Suponiendo:

- que el coeficiente de velocidad de la tobera es $k_{vel} = 0.97$,
- que el vapor sale de la tobera con un ángulo α con respecto a la velocidad de traslación de los álabes igual a 13° (o sea, 77° con respecto al eje de la turbina),
- que los álabes móviles tienen la misma geometría y rendimiento interno de expansión que las toberas precedentes,

Hallar:

- a) La presión a la que tienen que descargar las toberas si se desea que en la sección de diseño la velocidad relativa a la entrada de los álabes sea puramente axial.
- b) El caudal de vapor, suponiendo despreciable el espesor de los perfiles a la salida de las toberas.
- c) El estado del vapor a la salida de los álabes móviles, suponiendo que la energía cinética axial a la entrada de los álabes se recupera en su totalidad (sugerencia: para el estado de entrada a álabes, sumar esta energía cinética a la entalpía estática, manteniendo incambiada la entropía), y la velocidad absoluta a la salida de los álabes es puramente axial.
- d) La potencia que desarrolla la etapa, suponiendo fricciones despreciables.

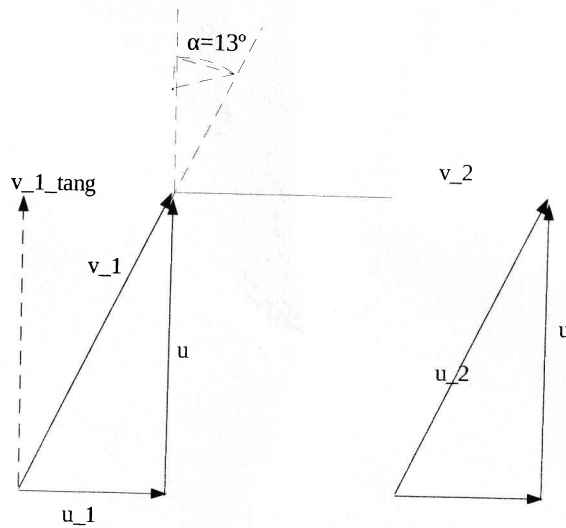
9/7



Resolución

Parte a)

Triángulo de velocidades en la sección media



$$u = |\vec{u}| = \pi \cdot \text{diam}_{\text{medio}} \cdot 3000 \text{ rpm} = \pi \cdot 0.785 \cdot 50 \text{ s}^{-1} = 123.31 \text{ m/s}$$

$$u = 123.31 \text{ m/s}$$

$$v_{1_{\text{tang}}} = v_1 \cdot \cos(13^\circ) = u = 123.31 \text{ m/s}$$

$$v_1 = \frac{v_{1_{\text{tang}}}}{\cos(13^\circ)} = 126.55 \text{ m/s}$$

$$v_{1_{\text{axial}}} = \sqrt{v_1^2 - v_{1_{\text{tang}}}^2} = 28.47 \text{ m/s}$$

Expansión en la tobera:

$$h_0 - h_1 = \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_0^2}{2} = \frac{v_1^2}{2} = \frac{126.55^2}{2} = 8007.6 \text{ J/kg} \Rightarrow$$

$$h_1 = h_0 - 8007.6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 3377052 - 8007.6 = 3369044.4 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \Rightarrow$$

$$h_1 = 3369044 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{\text{tobera}} = k_{\text{vel}}^2 = 0.97^2 = 0.9409$$

$$h_0 - h_{0s} = \frac{h_0 - h_1}{\eta_{\text{tobera}}} = \frac{8007.6}{0.9409} = 8510.6 \text{ J/kg} \Rightarrow$$

$$h_{0s} = h_0 - 8510.6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 3377052 - 8510.6 = 3368541 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{0s} = s_0 = 6582.4 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$p_{0s} = 10201510 \text{ Pa} = p_1$$

$$t_{0s} = 771.60 \text{ K} = 498.45^\circ \text{C}$$

$$p_1 = 10201510 \text{ Pa}$$

$$t_1 = 771.80 \text{ K} = 498.65^\circ \text{C}$$



5/7

$$s_1 = 6583.1 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$v_1 = 0.03202639 m^3/kg$$

Tabla de condiciones del vapor:

Punto (identificador)	Presión (bara)	Presión (Pa)	Temp. (K)	Entalpía (J/kg)	Entropía (J/(kg.K))	Vol.esp. m³/kg
Entrada tobera (0)	104.7	10470000	776.15	3377052	6582.4	0.0313716
Sal.tobera isentrópica (0s)	102.02	10201510	771.6	3368541	6582.4	
Sal.tobera, entr.álabe (1)	102.02	10201510	771.8	3369044	6583.1	0.0320264
Entrada álabes (estanc.)						
Sal.álabes isentrópica (1s)						
Salida álabe (2)						

Parte b)

Área frontal de corona de toberas, a la salida:

$$\dot{A}_{fr} = \pi \cdot \text{diam}_{\text{medio}} \cdot l_{al} = \pi * 0.785 * 0.0244 = 0.060174 m^2$$

$$\dot{m} = \dot{A}_{fr} \cdot v_{1_{axial}} / v_1 = 0.060174 * 28.47 / 0.03202639 = 53.487 kg/s$$

$$\dot{m} = 53.487 kg/s = 192.56 t/h$$

Parte c)

$$h_{1stgn} = h_1 + \frac{1}{2} u_1^2 = h_1 + \frac{1}{2} v_{1_{axial}}^2 = 3369044 + 405.2 = 3369449.2 \frac{J}{kg}$$

$$h_{1stgn} - h_2 = h_0 - h_1 = 8007.6 \frac{J}{kg} \Rightarrow h_2 = h_{1stgn} - 8007.6 \frac{J}{kg} = 3361441.6 \frac{J}{kg}$$

$$\Rightarrow h_2 = 3361442 \frac{J}{kg}$$

$$h_{1stgn} - h_{1s} = h_0 - h_{0s} = 8510.6 \frac{J}{kg} \Rightarrow h_{1s} = h_{1stgn} - 8510.6 \frac{J}{kg} = 3360938.7 \frac{J}{kg}$$

$$\Rightarrow h_{1s} = 3360939 \frac{J}{kg}$$

$$s_{1s} = s_1 = 6583.1 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$p_{1s} = p_2 = 9950770 Pa$$

$$\Rightarrow s_2 = 6583.7 \frac{J}{kg \cdot K} \Rightarrow t_2 = 767.65 K = 494.5 ^\circ C$$



Tabla de condiciones del vapor:

Punto (identificador)	Presión (bara)	Presión (Pa)	Temp. (K)	Entalpía (J/kg)	Entropía (J/(kg.K))	Vol.esp. m³/kg
Entrada tobera (0)	104.7	10470000	776.15	3377052	6582.4	0.0313716
Sal.tobera isentrópica (0s)	102.02	10201510	771.6	3368541	6582.4	
Sal.tobera, entr.álabe (1)	102.02	10201510	771.8	3369044	6583.1	0.0320264
Entrada álabes (estanc.)	102.141	10214069	772.01	3369449	6583.1	
Sal.álabes isentrópica (1s)	99.5077	9950770	767.46	3360939	6583.1	
Salida álabe (2)	99.5077	9950770	767.65	3361442	6583.7	

6/7

Parte d)

Cálculo de la potencia desarrollada en la etapa:

$$\dot{W} = \dot{m} v_w u$$

Siendo:

$$\dot{m} = 53.487 \text{ kg/s}, \text{ y}$$

v_w la proyección tangencial (o sea según $\vec{u}$) de $\vec{v}_1 - \vec{v}_2$, o sea, $v_w = u = 123.31 \text{ m/s}$

Por lo tanto,

$$\dot{W}_{\text{etapa}} = \dot{m} v_w u = \dot{m} u^2 = 53.487 \text{ kg/s} \cdot 123.31^2 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 813289 \text{ W} = 0.813 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{etapa}} = 0.813 \text{ MW}$$



7/7