

INGENIERÍA TÉRMICA – 10 de enero de 2023

Ejercicio 1 - Se tiene 1 litro de aire a 20 °C y 2 atm en un recipiente que es sometido a un proceso de exponente politrópico igual a 3.5, tras el cual, el aire pasa a un nuevo estado de equilibrio en el que la presión es 1 atm. Dedúzcase, ya sea gráficamente o analíticamente:

- a) El signo del calor específico politrópico (positivo, negativo o nulo)
- b) El signo del intercambio de calor (positivo, negativo o nulo)
- c) El signo de la variación de entropía (positivo, negativo o nulo)
- d) El signo de la entropía generada en el sistema (positivo, negativo o nulo)
- e) El signo de la entropía generada en el universo (positivo, negativo o nulo)
- f) Si las paredes del recipiente son rígidas o móviles.

NOTA 1: si se resuelve gráficamente, no es necesario que se resuelva también por cálculo. Si se decide resolver por cálculo, deberá también representarse el proceso en los diagramas de proceso más apropiados.

NOTA 2: Considérese la diferencia de temperatura entre el sistema y el medio circundante, infinitesimalmente pequeña durante todo el proceso.

Ejercicio 2 - En una turbina de vapor se desarrollan 200 kW de potencia. El vapor sale de la turbina a 0,1 bar y 80 °C. El gasto de vapor es de 0,5 kg/s y entra a la turbina a 20 bar. Calcúlese:

- a) ¿A qué temperatura entra el vapor en la turbina?
- b) ¿Cuál es el rendimiento interno de la turbina? Razónese si desde el punto de vista de las irreversibilidades la turbina es buena o mala.
- c) ¿Cuánta exergía se destruye en la turbina?
- d) ¿Cuál es el rendimiento exergético de la turbina?

Tómese como temperatura de referencia para el cálculo de la exergía 15 °C.

Ejercicio 3 - Una tubería de cobre (conductividad del cobre, $k = 385 \text{ W/mK}$) de 10 cm de diámetro interior y 0,3 cm de espesor, sin aislamiento, transporta 0,12 kg/s de agua caliente a 80 °C de temperatura media. La tubería discurre por el exterior. Calcúlense:

- a) Las pérdidas de calor por unidad de longitud de tubería si la temperatura de la superficie exterior de la tubería es 76 °C.
- b) La velocidad del viento sobre la superficie exterior de la tubería, si el aire se encuentra a 20 °C.

Tiempo: 2.5 horas

Cada ejercicio vale un tercio del valor del examen total.

Las hojas de examen que no estén identificadas con nombre y apellidos, DNI, número de grupo y titulación, no serán corregidas.

INGENIARITZA TERMIKOA – 2023ko urtarrilak 10

1 ariketa – Gordailu batean 1 litro aire dago 20 °C eta 2 atm-tan. 3.5-eko berretzaile politropikoa duen prozesu baten ondorioz, egoera berriari dagokion presioa 1 atm da. Adiera bedi, grafikoki edo analitikoki:

- a) Bero-espezifiko politropikoaren ikurra (positibo, negativo edo zero)
- b) Bero-trukearen ikurra (positibo, negativo edo zero)
- c) Prozesuan zeharreko entropía-aldaketaren ikurra (positibo, negativo edo zero)
- d) Prozesuan garatutako entropiaren ikurra (positibo, negativo edo zero)
- e) Unibertsoan garatutako entropiaren ikurra (positibo, negativo edo zero)
- f) Gordailuaren paretak zurrnak edo mugikorrak ote diren

OHARRA 1: Baldin eta grafikoki ebazten bada, ez da analitikoki ebatzi behar, baina analitikoki ebazten bada, prozesua egokien diren diagrama-prozesutan irudikatu behar da ere.

OHARRA 2: Kontsidera bedi sistema eta kanpo ingurunearen arteko temperatura-diferentzia infinitesimala dela.

2 ariketa – Lurrun-turbina batean 200 kW-etako ardatz-potentzia garatzen da. Lurruna 0,1 bar eta 80 °C-tan irteten da turbinatik. Lurrun-gastua 0,5 kg/s da eta 20 bar-etan sartzen da turbinan. Kalkula bitez:

- a) Zein tenperaturan sartzen da lurruna turbinan?
- b) Zein da turbinaren etekin isentropikoa? Azaldu ezazu, itzulezintasunen aldetik, turbina hau ona ala txarra den.
- c) Zenbat exergia suntsitzen da turbinan?
- d) Zein da turbinaren etekin exergetikoa?

Har bedi exergiaren kalkulurako erreferentziazko temperatura 15 °C.

3 ariketa – 10 cm-ko diametroa eta 0,3 cm-ko lodiera duen kuprezko tutueria batetik 0,12 kg/s-ko ur-gastua daroa. Kuprearen eroankortasun termikoa 385 W/mK da, eta uraren batez besteko temperatura tutuerian zehar 80 °C da. Tutueria isolatu gabe dago eta eraikinaren kanpokaldean dagoenez haizearen eragina jasaten du. Kalkula bitez:

- a) Tutueriaren zeharreko bero galera luzera unitateko, tutueriaren kanpo gainazaleko temperatura 76 °C bada.
- b) Haizearen abiadura, airearen temperatura 20 °C bada.

Denbora: 2.5 ordu

Ariketak bakoitzak azterketa osoak balio duenaren herena balio du. Hurrengo datuak idatzi behar dira entregatutako orri guztietan, bestela orri horiek ez dira zuzenduko: Izena eta abizenak, NAN zenbakia, espezialitatea eta taldea.



Universidad del País Vasco
Euskal Herriko Unibertsitatea

GIPUZKOAKO
INGENIARITZA
ESKOLA
ESCUELA
DE INGENIERÍA
DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN											
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

EJERCICIO 1

Datos:

$$V = 1 \text{ l (aire)}$$

$$\text{Estado inicial: } ① \left\{ \begin{array}{l} \theta_1 = 20^\circ\text{C} \\ P_1 = 2 \text{ atm} \end{array} \right.$$

$$\text{Estado final: } ② \left\{ \begin{array}{l} P_2 = 1 \text{ atm} \end{array} \right.$$

Exponente politrópico del proceso.

- El aire se considera gas ideal.

- Se trata de un proceso reversible

- Es un sistema cerrado

- Conocido el valor del exponente politrópico del proceso, se puede comprobar que se trata de un sistema que

Se pide:

a) Signo C_m

b) Signo Q

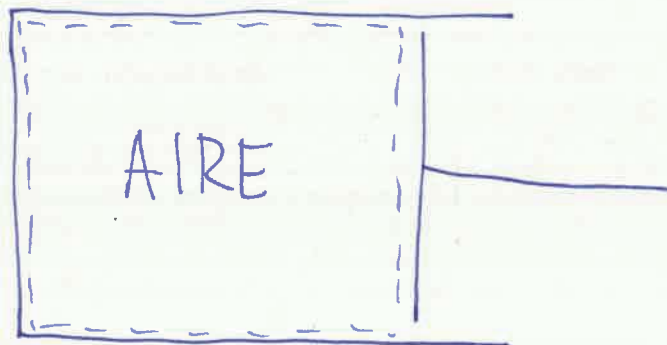
c) Signo ΔS_{12}

d) Signo $S'_G(\text{sistema})$

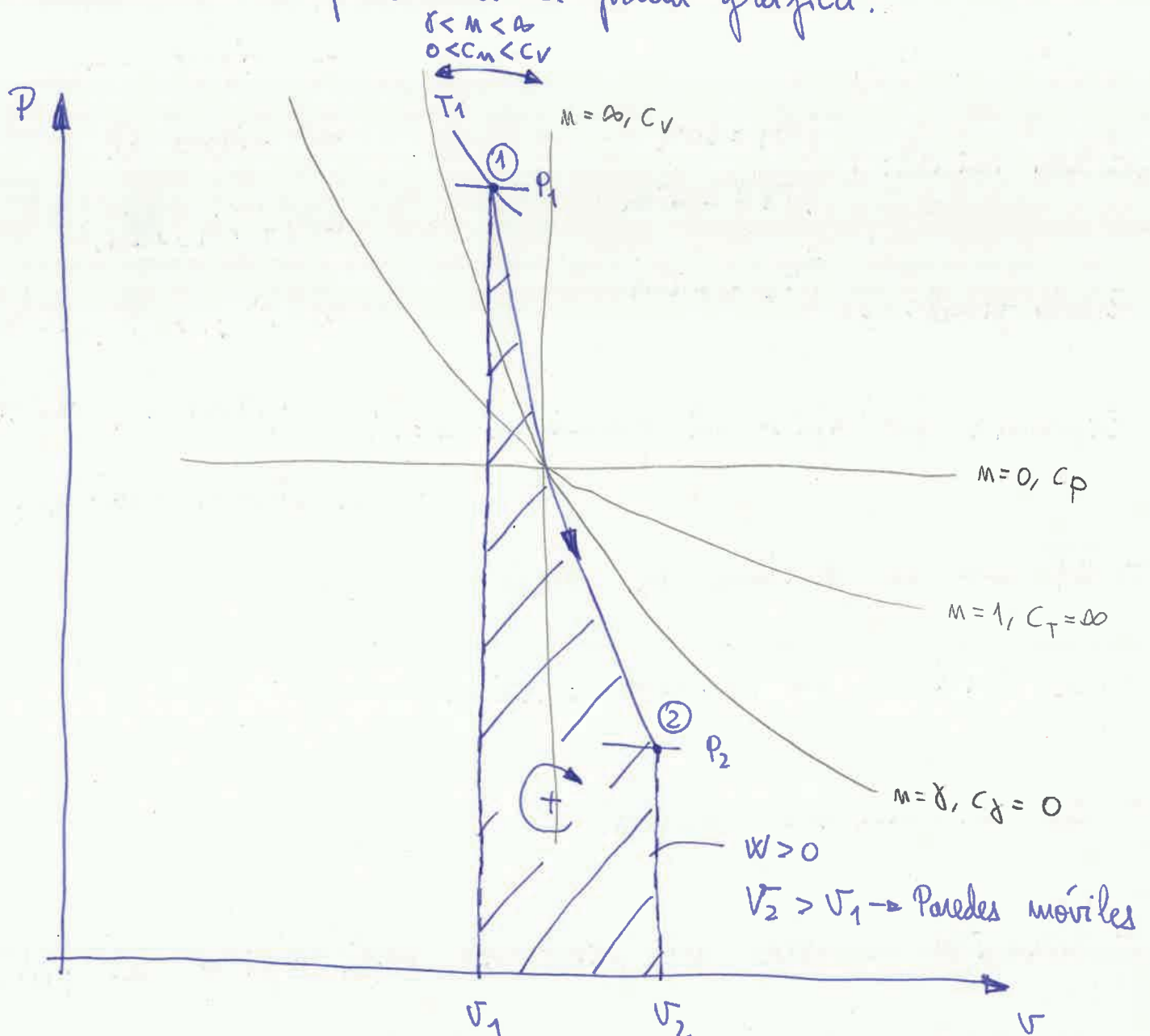
e) Signo $S'_G(\text{universo})$

f) ¿Paredes móviles?

varía su volumen, como por ejemplo un sistema cilindro-pistón. Esto se demostrará más adelante.



Resolución del problema de forma gráfica:





DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

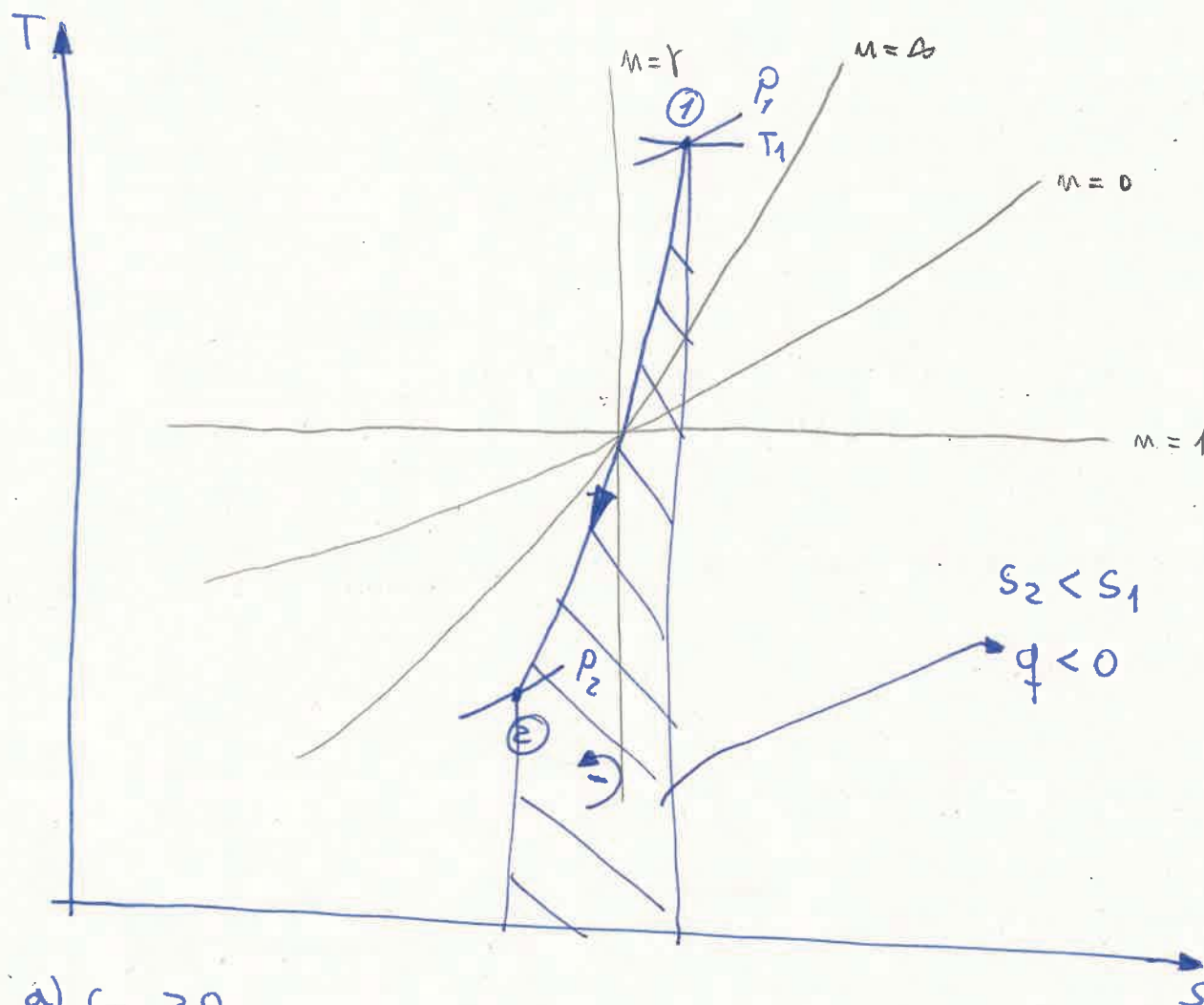
TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

[illegible]

- a) $C_m > 0$
- b) $q < 0 \rightarrow Q < 0$
- c) $\Delta S_{12} < 0 \rightarrow S_2 < S_1$
- d) Proceso irreversible $\rightarrow S_G = 0$ para el sistema
- e) Proceso reversible + intercambio de calor reversible entre sistema y entorno
- f) $V_2 > V_1 \rightarrow$ Paredes móviles

Analíticamente:

a) El calor específico politrópico lo podemos calcular utilizando la siguiente expresión:

$$C_m = \left(\frac{\gamma - m}{1 - m} \right) \cdot C_v$$

$$C_v = 0'718 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$m = 3'5$$

$$\gamma = 1'4$$

$$\boxed{C_m = \left(\frac{\gamma - m}{1 - m} \right) \cdot C_v = \left(\frac{1'4 - 3'5}{1 - 3'5} \right) \cdot 0'718 = 0'603 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} > 0}$$

b) El calor intercambiado podemos calcularlo utilizando el calor específico politrópico

$$Q = m \cdot C_m (\theta_2 - \theta_1) \rightarrow q = C_m (\theta_2 - \theta_1)$$

Determinamos la temperatura del estado 2 mediante las relaciones de gases ideales

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} = \frac{T_2}{T_1} \rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 293 \left(\frac{1}{2} \right)^{\frac{3'5-1}{3'5}} = 178'59 \text{ K}$$

$$\boxed{q = C_m (\theta_2 - \theta_1) = 0'603 (178'59 - 293) = -68'99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} < 0}$$

Para obtener Q necesitamos la masa de aire, que será positiva.



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

GIPUZKOAKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN												
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

c) La variación de entropía en el caso de un gas ideal lo calcularemos mediante la siguiente expresión:

$$\boxed{\Delta S_{12} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R' \ln \frac{P_2}{P_1} = 1'005 \ln \frac{170'59}{293} - 0'287 \ln \frac{1}{2} = -0'299 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} < 0}$$

Otra vez, nos piden la variación de entropía, $\Delta S'_{12}$.

Hemos calculado la variación de entropía específica, ΔS_{12} .

$\Delta S'_{12} = m \Delta S_{12}$, siendo $m > 0$ el signo viene definido por el valor de la variación de entropía específica.

$$\boxed{\Delta S'_{12} < 0}$$

d) La entropía generada en el proceso será nula, por ser un proceso reversible.

e) El universo está formado por el sistema y el medio circundante. Sabemos que el sistema es reversible, y sabemos que el medio circundante es un depósito térmico en el que los procesos son reversibles. Por lo tanto, la única fuente de irreversibilidad es el intercambio de calor entre el sistema y el entorno.

Este intercambio de calor se produce, de acuerdo con el enunciado, a una diferencia de temperaturas infinitesimal, por lo que se puede considerar reversible. Siendo esto así, la entropía generada en el universo será nula.

f) Para determinar si las paredes son móviles calcularemos y compararemos los volúmenes específicos en los estados 1 y 2.

Siendo el aire gas ideal y el proceso reversible utilizaremos las siguientes expresiones (ecuación de estado de gases ideales y relaciones de gases ideales):



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

GIPUZKOAKO INGENIARITZA ESKOLA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN												
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

$$P \cdot v = R' T$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/n}$$

Utilizando la primera expresión (ecuación de estado de gases ideales) podemos determinar el volumen específico en el estado inicial. Conocido el valor del volumen específico en 1, es posible calcular el volumen específico en 2 mediante la relación de gases ideales.

Otra forma más directa es calculando la relación $\frac{v_2}{v_1}$.

A partir de su valor:

$$\frac{v_2}{v_1} \neq 1 \rightarrow \text{Paredes móviles}$$

$$\frac{v_2}{v_1} = 1 \rightarrow \text{Paredes rígidas}$$

$$\boxed{\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{2}{1} \right)^{\frac{1}{3.5}} = 1.219}$$

Por lo tanto, las paredes son móviles.



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

GIPUZKOAKO INGENIARITZA ESKOLA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA
CALIFICACIÓN

EJERCICIO 2

Datos:

$$\dot{W}_T = 200 \text{ kW}$$

$$\textcircled{1} \left\{ \begin{array}{l} P_1 = 20 \text{ bar} \end{array} \right.$$

$$\textcircled{2} \left\{ \begin{array}{l} P_2 = 0.1 \text{ bar} \\ \theta_2 = 80^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

$$\dot{m} = 0.5 \text{ kg/s (agua)}$$

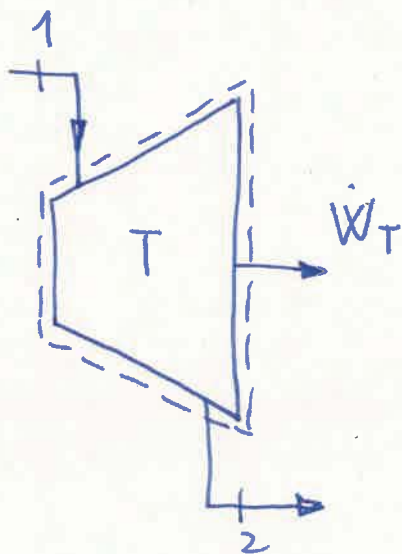
Se pide:

a) θ_1

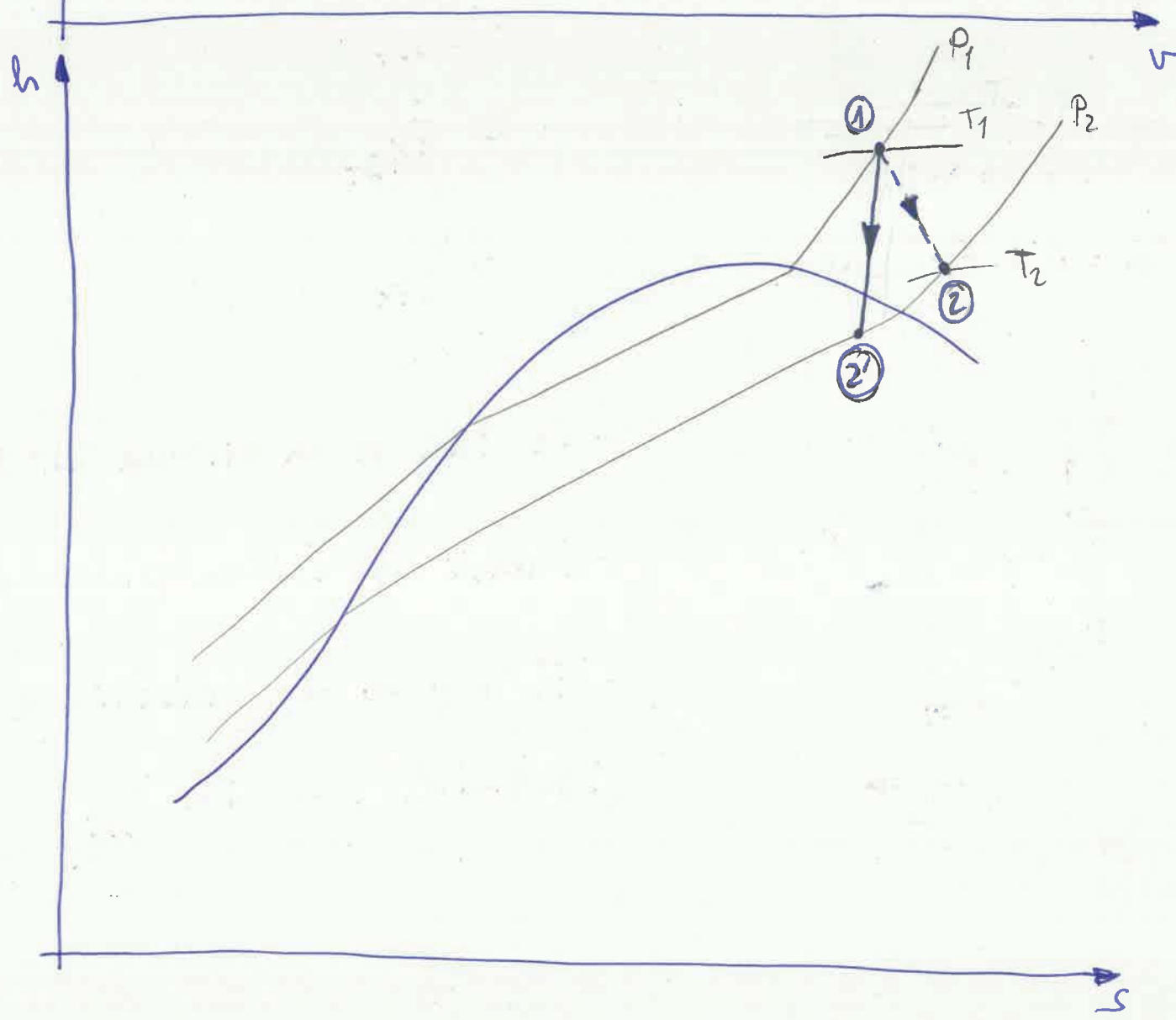
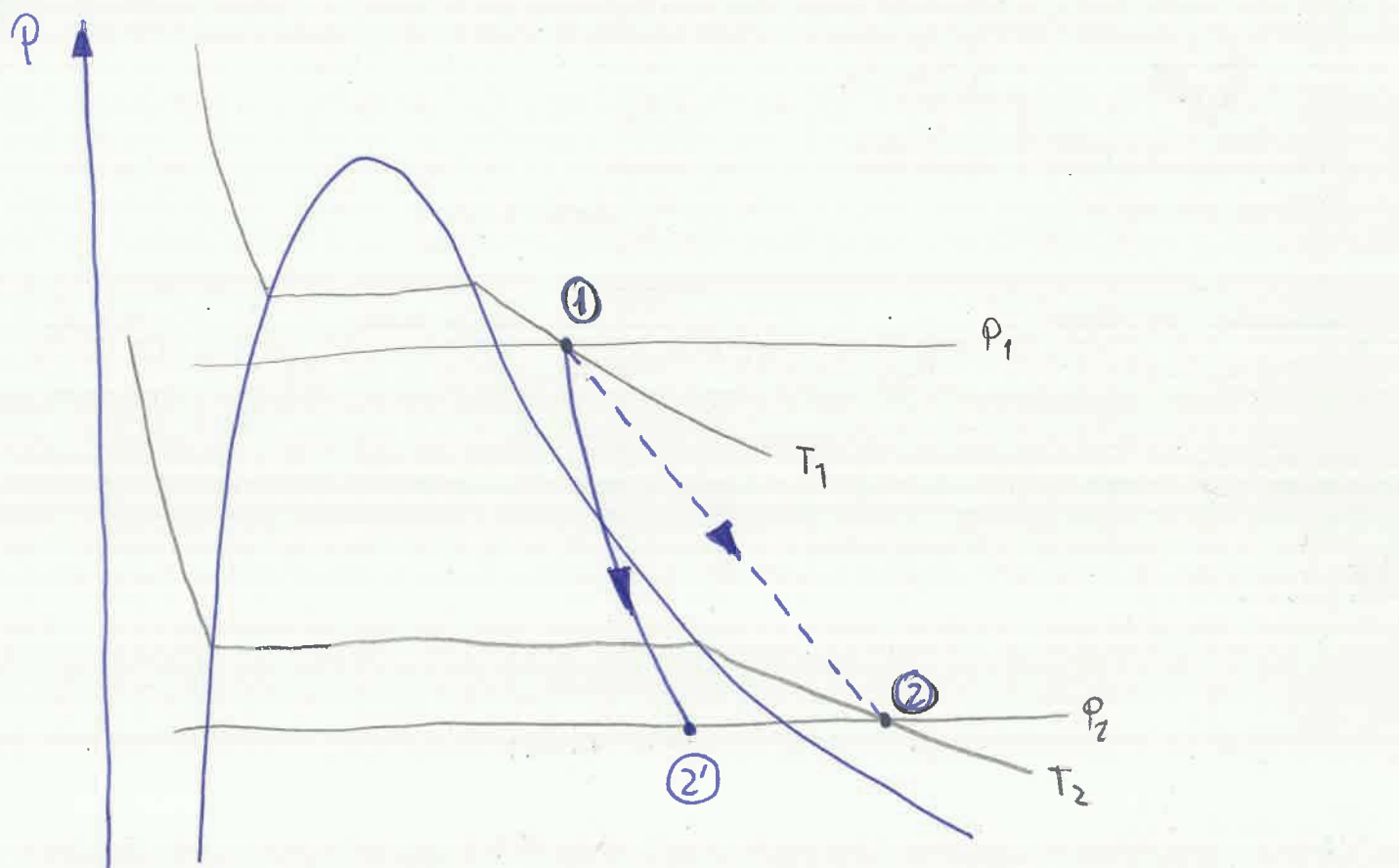
b) h_{sT}

c) $\dot{E}_{xDT}$

d) h_{Ex}



- Se trata de un sistema abierto
- Trabaja en régimen permanente
- El proceso es adiabático e irreversible (se pide h_{sT})





Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

GIPUZKOAKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN												
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

a) Para determinar la temperatura de entrada del vapor en la turbina, primero fijaremos el estado mediante la aplicación del balance de masa y la ecuación de la energía en régimen permanente en la turbina:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = 0 \rightarrow \dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m} \left[\left(h_2 + \frac{C_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left(h_1 + \frac{C_1^2}{2} + g z_1 \right) \right] + \dot{W}_{vc}$$

Despreciando las variaciones de energía cinética y energía potencial gravitatoria, y sabiendo que la turbina es adiabática:

$$\dot{W}_T = \dot{m} (h_1 - h_2) \rightarrow h_1 = \frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} + h_2$$

De tablas del agua, sabemos que el estado 2 es

vapor sobrecalentado:

Interpolando:

$$\frac{P_2 - 0'06}{0'35 - 0'06} = \frac{h_2 - 2650'1}{2645'6 - 2650'1}$$

$$\frac{0'1 - 0'06}{0'35 - 0'06} = \frac{h_2 - 2650'1}{2645'6 - 2650'1} \rightarrow h_2 = 2649'48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_1 = \frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} + h_2 = \frac{200}{0'5} + 2649'48 = 3049'48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto el estado de entrada queda definido conociendo el valor de dos propiedades termodinámicas independientes

$$P_1 = 20 \text{ bar}$$

$$h_1 = 3049'48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Utilizando otra vez las tablas del vapor sobrecalentado e interpolando

$$\frac{h_1 - 2976'4}{3069'5 - 2976'4} = \frac{\theta_1 - 280}{320 - 280}$$

$$\frac{3049'48 - 2976'4}{3069'5 - 2976'4} = \frac{\theta_1 - 280}{320 - 280} \rightarrow \boxed{\theta_1 = 311'4^\circ\text{C}}$$



Universidad
del País Vasco

Euskal Herriko
Unibertsitatea

GIPUZKOAKO
INGENIARITZA
ESKOLA
ESCUELA
DE INGENIERÍA
DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN												
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

b) Para determinar el rendimiento interno de la turbina utilizaremos la expresión para su cálculo:

$$\eta_{ST} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Por lo tanto, debemos determinar la entalpía a la salida de la turbina si ésta fuera adiabática y reversible, por lo tanto, isentrópica:

$$S_{2s} = S_1$$

Determinamos la entropía S_1 utilizando las tablas de vapor sobrecalentado:

$$\frac{S_1 - 6'6828}{6'8452 - 6'6828} = \frac{h_1 - 2976'4}{3069'5 - 2976'4}$$

$$\frac{S_1 - 6'6828}{6'8452 - 6'6828} = \frac{3049'48 - 2976'4}{3069'5 - 2976'4} \rightarrow S_1 = 6'8103 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$S_{2'} = 6'8103 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$X_{2'} = \frac{S_{2'} - S_{2'}}{S_{2''} - S_{2'}} = \frac{6'8103 - 0'6493}{8'1502 - 0'6493} = 0'8214$$

Calculamos $h_{2'}$ utilizando el título del estado $2'$:

$$X_{2'} = \frac{h_{2'} - h_{2'}}{h_{2''} - h_{2'}} = 0'8214 = \frac{h_{2'} - 191'83}{2584'7 - 191'83}$$

$$h_{2'} = 2157'25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Finalmente, calculamos el valor del rendimiento isentrópico o rendimiento interno:

$$\eta_{st} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}} = \frac{3049'48 - 2649'48}{3049'48 - 2157'25} = 0'448$$

$$\eta_{st} = 44'8\%$$



Universidad del País Vasco
Euskal Herriko Unibertsitatea

GIPUZKOAKO
INGENIARITZA
ESKOLA
ESCUELA
DE INGENIERÍA
DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN												
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Desde el punto de vista de las irreversibilidades se puede decir que la turbina es mala, ya que el valor del rendimiento interno es bajo en comparación con el rendimiento interno de una turbina que funciona correctamente.

c) La exergía destruida en la turbina se puede calcular determinando primero la entropía generada y aplicando después la ecuación de Guy-Stodola, o también directamente mediante el balance de exergía en sistemas abiertos.

- Determinando la entropía generada y aplicando la ecuación de Guy-Stodola.

Balance de entropía en sistemas abiertos, régimen permanente:

$$\dot{S}_G = \dot{m}(s_2 - s_1) - \int \frac{\delta \dot{Q}}{T}$$

La turbina es adiabática $\rightarrow \delta \dot{Q} = 0$

$$\dot{S}_G = \dot{m}(s_2 - s_1) = 0.5(s_2 - 6.8103)$$

Determinamos el valor de la entropía específica del estado 2 utilizando las tablas de vapor sobrecalentado:

$$\frac{p_2 - 0.06}{0.35 - 0.06} = \frac{s_2 - 8.5804}{7.7564 - 8.5804}$$

$$\frac{0.1 - 0.06}{0.35 - 0.06} = \frac{s_2 - 8.5804}{7.7564 - 8.5804} \rightarrow s_2 = 8.4667 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$\dot{S}_G = 0.5(8.4667 - 6.8103) = 0.828 \frac{\text{KW}}{\text{K}}$$

Aplicando la ecuación de Guy-Stodola

$$\boxed{\dot{E}_{x_D} = T_0 \cdot \dot{S}_G = 288 \cdot 0.828 = 238.52 \text{ KW}}$$



Universidad del País Vasco
Euskal Herriko Unibertsitatea

GIPUZKOAKO INGENIARITZA
ESKOLA
ESCUELA DE INGENIERÍA
DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN											
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

- Aplicando el balance de exergía en sistemas abiertos

$$\dot{E}_{x_D} = \dot{m} (a_{f1} - a_{f2}) + \int (1 - \frac{T_0}{T}) \delta \dot{Q} - \dot{W}_T$$

Por ser la turbina adiabática:

$$\dot{E}_{x_D} = \dot{m} (a_{f1} - a_{f2}) - \dot{W}_T$$

$$a_{f1} - a_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)$$

$$\begin{aligned} a_{f1} - a_{f2} &= (3049'48 - 2649'48) - 288 (6'8103 - 8'4667) = \\ &= 877'04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

$$\boxed{\dot{E}_{x_D} = \dot{m} (a_{f1} - a_{f2}) - \dot{W}_T = 0'5 \cdot 877'04 - 200 = 238'52 \text{ kW}}$$

d) Para calcular el rendimiento exergético de la turbina

compararemos la exergía que nos da la turbina con la exergía aportada a la misma.

$$\boxed{\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_T}{m(a_{g1} - a_{g2})} = \frac{200}{0'5 \cdot 877'04} = 0'456 \rightarrow 45'6\%}$$



Universidad
del País Vasco

Euskal Herriko
Unibertsitatea

GIPUZKOAKO
INGENIARITZA
ESKOLA
ESCUELA
DE INGENIERÍA
DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

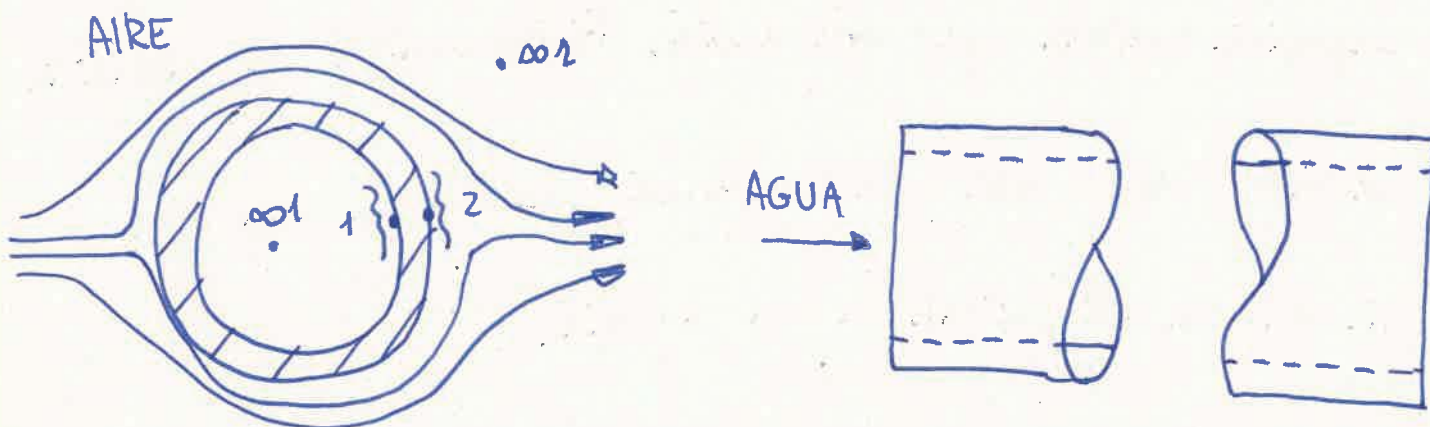
IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIRAZIOA
CALIFICACIÓN

EJERCICIO 3



Datos:

$$\phi_1 = 10 \text{ cm}$$

$$e = 0.3 \text{ cm}$$

$$k = 385 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$\dot{m} = 0.12 \text{ kg/s}$$

$$\theta_{A1} = 80^\circ\text{C}$$

$$\theta_2 = 76^\circ\text{C}$$

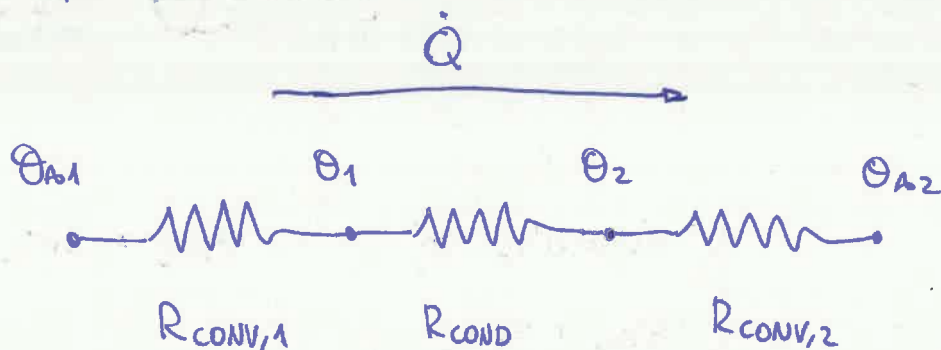
$$\theta_{\infty 2} = 20^\circ\text{C}$$

Se pide:

a) $\frac{\dot{Q}}{L}$

b) c_{ext}

Se trata de un problema de transmisión de calor en régimen permanente. El agua que circula por el interior de la tubería de cobre cede calor por convección forzada a la superficie interna del conducto. El calor que recibe la superficie interna de la tubería se transmite hasta la superficie externa por conducción. Finalmente, la superficie externa cede calor por convección forzada al aire que circula por el exterior de la tubería.



a) Para calcular las pérdidas por unidad de longitud utilizaremos la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \frac{\theta_{a1} - \theta_2}{R_{conv,1} + R_{cond}}$$



DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN											
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Pasamos a calcular las resistencias térmicas

$$R_{\text{CONV},1} = \frac{1}{h_1 A_1}$$

$$R_{\text{COND}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi K L}$$

Determinación de h_1 en el caso de convección forzada interna a un conducto:

La temperatura característica se define como la temperatura media del fluido $\rightarrow \theta_{m1} = 80^\circ\text{C}$

Los valores de las propiedades del agua líquida:

$$\rho = 971,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_p = 4197 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$k = 0,67 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

$$\nu = 3,653 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$Pr = 2,22$$

A partir de estos valores calcularemos el número de Reynolds:

$$Re = \frac{C_{int} \cdot \phi_1}{D}$$

Determinamos la velocidad del agua utilizando la ecuación de la continuidad

$$\dot{m} = \rho \cdot S \cdot C_{int} \rightarrow C_{int} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \frac{\phi_1^2}{4}} = \frac{0'12}{971'8 \cdot \pi \frac{0'1^2}{4}} = 0'0157 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{C_{int} \cdot \phi_1}{D} = \frac{0'0157 \cdot 0'1}{3'653 \cdot 10^{-7}} = 4303'91 > 2100$$

Por lo tanto podemos aplicar la correlación propuesta por Dittus-Boelter y sabiendo que el fluido se enfría:

$$Nu = 0'023 \cdot Re^{0'8} Pr^{0'3} = 0'023 \cdot 4303'91^{0'8} \cdot 2'22^{0'3} = 23'59$$

$$Nu = \frac{h_1 \cdot \phi_1}{K} \rightarrow h_1 = \frac{Nu \cdot K}{\phi_1} = \frac{23'59 \cdot 0'67}{0'1} = 158'05 \frac{W}{m^2 K}$$

Ahora podemos calcular la resistencia térmica correspondiente a la convección forzada interior.

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN				.	,	'				
------------------------------	--	--	--	---	---	---	--	--	--	--

$$R_{\text{conv},1} = \frac{1}{h_1 A_1} = \frac{1}{h_1 2\pi \frac{\phi_1}{2} \cdot L} = \frac{1}{158.05 \pi 0.1 \cdot L} = \frac{0.02014}{L}$$

En cuanto a la resistencia térmica a la conducción en la tubería:

$$R_{\text{COND}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} = \frac{\ln\left(\frac{0.053}{0.05}\right)}{2\pi 385 L} = \frac{2.4088 \cdot 10^{-5}}{L}$$

El flujo de calor por lo tanto será:

$$\dot{Q} = \frac{\theta_{\text{ad}} - \theta_2}{R_{\text{conv},1} + R_{\text{cond}}} = \frac{80 - 76}{\frac{0.02014}{1} + \frac{2.4088 \cdot 10^{-5}}{1}}$$

Las pérdidas de calor por unidad de longitud:

$$\frac{\dot{Q}}{L} = \frac{80 - 76}{0.02014 + 2.4088 \cdot 10^{-5}} = 198.38 \frac{W}{m}$$

b) Calculado el flujo de calor por unidad de longitud, podemos calcular el coeficiente de convección en la superficie externa de la tubería.

$$\dot{Q} = \frac{\theta_{A1} - \theta_2}{R_{\text{CONV},1} + R_{\text{COND}}} = \frac{\theta_2 - \theta_{A2}}{R_{\text{CONV},2}}$$

$$\dot{Q} = \frac{\theta_2 - \theta_{A2}}{\frac{1}{h_2 A_2}} = \frac{\theta_2 - \theta_{A2}}{\frac{1}{h_2 \cdot 2\pi \frac{\phi_2}{2} L}}$$

El flujo de calor por unidad de longitud

$$\frac{\dot{Q}}{L} = \frac{\theta_2 - \theta_{A2}}{\frac{1}{h_2 \pi \phi_2}} = 198'38 = \frac{76 - 20}{\frac{1}{h_2 \cdot \pi \cdot 0'106}} \rightarrow h_2 = 10'64 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Conocido el valor del coeficiente de convección, calcularemos el número de Nusselt, primero determinando para ello los valores de las propiedades del aire para el caso convección forzada flujo transversal exterior a tubería.



Universidad del País Vasco
Euskal Herriko Unibertsitatea

GIPUZKOAKO INGENIARITZA ESKOLA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE GIPUZKOA

DEITURAK / APELLIDOS:

IZENA / NOMBRE:

TITULAZIOA / TITULACIÓN:

N.A.N. / D.N.I.

IKASTURTEA / CURSO:

DATA / FECHA:

IRAKASGAIA / ASIGNATURA:

KALIFIKAZIOA CALIFICACIÓN												
------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

$$\theta_c = \frac{\theta_p + \theta_f}{2} = \frac{76 + 20}{2} = 48^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1'0988 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_p = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$k = 0'02721 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

$$D = 1'7788 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$Pr = 0'7233$$

$$Nu = \frac{h_2 \cdot \phi_2}{k} = \frac{10'64 \cdot 0'106}{0'02721} = 41'44$$

Calculado el número de Nusselt, determinaremos el número de Reynolds utilizando para ello la correlación correspondiente.

Para el caso analizado, utilizaremos las correlaciones denominadas como alternativas.

$$(1) \quad Nu = 0'26 Re^{0'6} Pr^{1/3}$$

$$1000 < Re < 2 \cdot 10^5$$

$$(2) \quad Nu = 0'076 Re^{0'7} \cdot Pr^{1/3}$$

$$2 \cdot 10^5 < Re < 10^6$$

$$(1) \quad 41'44 = 0'26 \operatorname{Re}^{0'6} \cdot 0'7233^{1/3} \rightarrow \operatorname{Re} = 5609'27$$

$$(2) \quad 41'44 = 0'076 \operatorname{Re}^{0'7} \cdot 0'7233^{1/3} \rightarrow \operatorname{Re} = 9471'8$$

Por lo tanto se cumple la condición para (1), siendo esto así, utilizaremos el número de Reynolds calculado empleando esta correlación.

$$\operatorname{Re} = \frac{C_{\text{ext}} \cdot \phi_z}{\nu} \rightarrow C_{\text{ext}} = \frac{\operatorname{Re} \cdot \nu}{\phi_z} = \frac{5609'27 \cdot 1'7788 \cdot 10^{-5}}{0'106}$$

$$C_{\text{ext}} = 0'94 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$