

Vecchio Ordinamento (VO) ☐

Nuovo Ordinamento (NO) AA 2004-05 e precedenti ☐

Fisica Tecnica I ☐

Fisica Tecnica II ☐

Nuovo Ordinamento (NO) AA 2005-06 ☐

Prova scritta di Fisica Tecnica, Fisica Tecnica I e Fisica Tecnica II – 09.01.2007

Fisica Tecnica VO e Fisica Tecnica II NO AA 2005-06 – Esercizi 1 e 2

NO AA 2004-05 e precedenti: Fisica Tecnica I – *solo* Esercizio 1; Fisica Tecnica II – *solo* Esercizio 2

(Ing. Meccanica, Navale, Elettrica, dei Materiali)

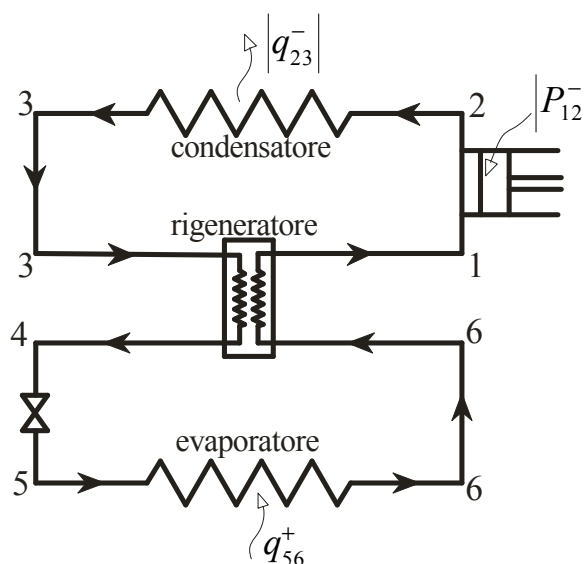
.....
NOME e COGNOME

.....
CORSO di LAUREA

.....
Voto/i

Esercizio 1

Un frigorifero utilizza il fluido frigorigeno *R-134a*, e funziona secondo un ciclo inverso con rigenerazione tra la temperatura di evaporazione di -20°C e la temperatura di condensazione di 40°C .



Nelle ipotesi che:

- All'uscita del condensatore si abbia liquido saturo;
- All'uscita dell'evaporatore si abbia vapore saturo secco;
- All'uscita dello scambiatore rigenerativo, lato liquido, si abbia un sottoraffreddamento di 10 K;
- Il rendimento isoentropico del compressore sia $\eta_{ic} = 0.7$;
- Il flusso termico scambiato al condensatore sia $|q_{23}^-| = 13 \text{ kW}$.

Utilizzando il diagramma allegato determinare:

1. Il coefficiente di effetto utile ε del ciclo;
2. Il flusso termico q_{56}^+ asportato dall'evaporatore;
3. La potenza meccanica spesa $|P_{12}^-|$;
4. Il flusso termico scambiato nel rigeneratore.

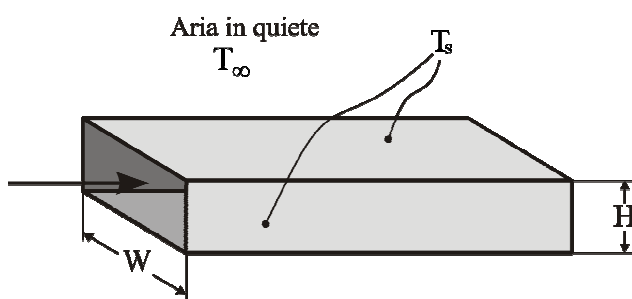
Prova scritta di Fisica Tecnica, Fisica Tecnica I e Fisica Tecnica II – 09.01.2007

Fisica Tecnica VO e Fisica Tecnica II NO AA 2005-06 – Esercizi 1 e 2

NO AA 2004-05 e precedenti: Fisica Tecnica I – *solo* Esercizio 1; Fisica Tecnica II – *solo* Esercizio 2**(Ing. Meccanica, Navale, Elettrica, dei Materiali)**.....
NOME e COGNOME.....
CORSO di LAUREA.....
Voto/i**Esercizio 2**

Una condotta utilizzata per il trasporto di aria calda è disposta orizzontalmente e, come schematizzato in figura, ha sezione rettangolare con dimensioni $W = 0.75$ m e $H = 0.3$ m. Nelle normali condizioni di funzionamento essa presenta una temperatura esterna delle pareti pari a $T_s = 45$ °C.

Nelle ipotesi che la condotta attraversi un ambiente nel quale si trovi dell'aria, in quiete, alla temperatura $T_\infty = 15$ °C, e trascurando il contributo dell'irraggiamento, determinare, nell'ordine:



1. Il coefficiente convettivo h_v [W/(m² K)] per le pareti verticali della condotta;
2. Il coefficiente convettivo h_{os} [W/(m² K)] per la parete orizzontale superiore della condotta;
3. Il coefficiente convettivo h_{oi} [W/(m² K)] per la parete orizzontale inferiore della condotta;
4. Il flusso termico disperso nell'ambiente per unità di lunghezza della condotta q' [W/m].

Note:

- Per la valutazione dei coefficienti di scambio termico convettivo, si utilizzi, giustificando, le seguenti correlazioni:

- a) correlazione di Churchill e Chu, valida per lastre piane disposte verticalmente:

$$Nu_H = 0.68 + \frac{0.67(Ra_H)^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad \text{valida per } 0 \leq Ra_H \leq 10^9$$

- b) Superficie orizzontale calda:

- b.1 disposta verso l'alto:

$$Nu_L = 0.54 \cdot Ra_L^{1/4} \quad \text{valida per } 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$$

$$Nu_L = 0.15 \cdot Ra_L^{1/3} \quad \text{valida per } 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$$

- b.2 disposta verso il basso:

$$Nu_L = 0.27 \cdot Ra_L^{1/4} \quad \text{valida per } 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$$

dove la lunghezza caratteristica L vale, in questo caso $L \equiv \frac{A_s}{P}$, con A_s area lambita dal fluido, e P perimetro bagnato.

- Per le proprietà dell'aria si faccia uso della tabella allegata.

Vecchio Ordinamento (VO) ☐

Nuovo Ordinamento (NO) AA 2004-05 e precedenti ☐

Fisica Tecnica I ☐

Fisica Tecnica II ☐

Nuovo Ordinamento (NO) AA 2005-06 ☐

Proprietà dell'aria a pressione atmosferica.

t	ρ	c_p	k	α	μ	ν	Pr	$g\beta/\nu^2$
$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	$\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$	$\text{W/(m}\cdot\text{K)}$	m^2/s	$\text{kg/(m}\cdot\text{s)}$	m^2/s	-	$1/(\text{m}^3\cdot\text{K)}$
0	1,287	1,006	0,0242	$1,87\cdot 10^{-5}$	$1,71\cdot 10^{-5}$	$1,33\cdot 10^{-5}$	0,713	$2,03\cdot 10^8$
10	1,240	1,007	0,0250	$2,00\cdot 10^{-5}$	$1,76\cdot 10^{-5}$	$1,42\cdot 10^{-5}$	0,711	$1,72\cdot 10^8$
20	1,193	1,007	0,0258	$2,14\cdot 10^{-5}$	$1,81\cdot 10^{-5}$	$1,52\cdot 10^{-5}$	0,709	$1,45\cdot 10^8$
30	1,151	1,007	0,0265	$2,29\cdot 10^{-5}$	$1,86\cdot 10^{-5}$	$1,62\cdot 10^{-5}$	0,706	$1,24\cdot 10^8$
40	1,118	1,008	0,0273	$2,42\cdot 10^{-5}$	$1,91\cdot 10^{-5}$	$1,71\cdot 10^{-5}$	0,705	$1,08\cdot 10^8$
50	1,084	1,008	0,0280	$2,56\cdot 10^{-5}$	$1,96\cdot 10^{-5}$	$1,80\cdot 10^{-5}$	0,704	$9,33\cdot 10^7$
60	1,051	1,008	0,0288	$2,71\cdot 10^{-5}$	$2,00\cdot 10^{-5}$	$1,90\cdot 10^{-5}$	0,702	$8,12\cdot 10^7$
70	1,018	1,009	0,0295	$2,87\cdot 10^{-5}$	$2,05\cdot 10^{-5}$	$2,01\cdot 10^{-5}$	0,701	$7,05\cdot 10^7$
80	0,987	1,009	0,0302	$3,04\cdot 10^{-5}$	$2,10\cdot 10^{-5}$	$2,12\cdot 10^{-5}$	0,699	$6,16\cdot 10^7$
90	0,962	1,010	0,0310	$3,19\cdot 10^{-5}$	$2,14\cdot 10^{-5}$	$2,22\cdot 10^{-5}$	0,697	$5,46\cdot 10^7$
100	0,938	1,011	0,0318	$3,35\cdot 10^{-5}$	$2,18\cdot 10^{-5}$	$2,33\cdot 10^{-5}$	0,695	$4,85\cdot 10^7$
110	0,913	1,012	0,0325	$3,52\cdot 10^{-5}$	$2,23\cdot 10^{-5}$	$2,44\cdot 10^{-5}$	0,693	$4,30\cdot 10^7$
120	0,888	1,013	0,0333	$3,70\cdot 10^{-5}$	$2,27\cdot 10^{-5}$	$2,56\cdot 10^{-5}$	0,691	$3,82\cdot 10^7$
130	0,865	1,014	0,0340	$3,88\cdot 10^{-5}$	$2,31\cdot 10^{-5}$	$2,68\cdot 10^{-5}$	0,690	$3,40\cdot 10^7$

Prova scritta di Fisica Tecnica, Fisica Tecnica I e Fisica Tecnica II – 09.01.2007

Soluzioni**Esercizio 1**

Le informazioni fornite nel testo sono sufficienti a determinare le proprietà termodinamiche nei punti 3, 4, 5 e 6.

La posizione del punto 1 si ricava tramite un bilancio entalpico, sapendo che si trova alla stessa pressione del punto 6:

$$h_3 + h_6 = h_4 + h_1 \rightarrow h_1 = h_6 + (h_3 - h_4) = 386.6 + (256.4 - 241.70) = 401.3 \text{ kJ/kg}$$

Il punto 2' si trova alla pressione di condensazione ed ha la stessa entropia del punto 1.

Il punto 2 si ottiene - noto che si trova alla pressione di condensazione - in base alla definizione di rendimento isoentropico di compressione:

$$\eta_{ic} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + (h_{2'} - h_1) / \eta_{ic}$$

$$h_2 = 401.3 + (447.8 - 401.3) / 0.7 = 467.7 \text{ kJ/kg}$$

Punto	T [K]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	271.2	0.133	401.3	1.798
2'	339.4	1.017	447.8	1.798
2	358.5	1.017	467.7	1.855
3	313.15	1.017	256.4	1.190
4	303.15	1.017	241.7	1.143
5	253.15	0.133	241.7	1.169
6	253.15	0.133	386.6	1.741

Valutate quindi le proprietà termodinamiche dei capisaldi, si può procedere con la valutazione delle quantità richieste:

$$1. \quad \varepsilon = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{386.6 - 241.7}{467.7 - 401.3} = 2.18$$

2. Dall'espressione del flusso termico scambiato al condensatore:

$$|q_{23}^-| = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

ricaviamo la portata di fluido frigorifero:

$$\dot{m} = |q_{23}^-| / (h_2 - h_3) = 13 / (467.7 - 256.4) = 0.0615 \text{ kg/s}$$

da cui:

$$q_{56}^+ = \dot{m}(h_6 - h_5) = 0.0615(386.6 - 241.7) = 8.91 \text{ kW}$$

$$3. \quad |P_{12}^-| = \dot{m}(h_2 - h_1) = 0.0615(467.7 - 401.3) = 4.08 \text{ kW}$$

$$4. \quad q_{Rig} = |q_{34}^-| = q_{61}^+ = \dot{m}(h_1 - h_6) = 0.0615(401.3 - 386.6) = 0.90 \text{ kW}$$

Ovviamente risulta:

$$|q_{23}^-| = q_{56}^+ + |P_{12}^-| = 8.91 + 4.08 = 13 \text{ kW}$$

Esercizio 2

Le proprietà dell'aria vanno valutate alla temperatura del film:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = 30^\circ\text{C} = 303\text{ K}$$

1. Per le pareti verticali

$$Ra_H = Gr_H \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)H^3}{\nu^2} Pr = 7.09 \times 10^7$$

$$Nu_H = \frac{h_v H}{k} = 47.8$$

$$h_v = \frac{k Nu_H}{H} = 4.23 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

2. Per la parete orizzontale superiore, indicando con X la lunghezza della condotta ed assumendo $X \gg W$, si ha

$$L = \frac{A_s}{P} = \frac{W \cdot X}{2W + 2X} \cong \frac{W}{2}$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)(W/2)^3}{\nu^2} Pr = 1.39 \times 10^8$$

$$Nu_L = \frac{h_{os}(W/2)}{k} = 77.6$$

$$h_{os} = \frac{k Nu_L}{(W/2)} = 5.48 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

3. Per la parete orizzontale inferiore L e Ra_L non cambiano, da cui

$$Nu_L = \frac{h_{oi}(W/2)}{k} = 29.3$$

$$h_{oi} = \frac{k Nu_L}{(W/2)} = 2.07 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

4. Il flusso termico disperso per unità di lunghezza della condotta vale pertanto

$$q' = 2q'_v + q'_s + q'_i = (2h_v H + h_{os} W + h_{oi} W) \cdot (T_s - T_\infty) = 246 \text{ W/m}$$