

ESERCIZI DI FISICA TECNICA PER IC e IAT

ANNO 2018-2019

Esercizio 1

Un compressore comprime una portata d'aria $\dot{V}_{aria} = 100 \text{ ft}^3/\text{min}$ con volume specifico $v = 0.750 \text{ m}^3/\text{kg}$; il flusso di entalpia associato alla portata d'aria aumenta tra ingresso ed uscita di $300 \text{ Btu}/\text{min}$.

L'acqua di raffreddamento del sistema subisce un aumento di entalpia specifica pari a $10 \text{ Btu}/\text{lb}$ e la sua portata di massa sia doppia di quella dell'aria, $\dot{m}_{acqua} = 2\dot{m}_{aria}$.

Trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale e supponendo che il sistema sia adiabatico verso l'esterno, si determini la potenza P richiesta dal sistema.

(Risposta: $P = -466 \text{ Btu}/\text{min} = -11.1 \text{ CV} = -8.19 \text{ kW}$)

Esercizio 2

Una massa $m = 4.5 \text{ kg}$ di azoto supposto a comportamento ideale con calori specifici costanti, $k = 1.399$ e massa molecolare $M = 28.016 \text{ kg}/\text{kmol}$, evolve in un sistema chiuso secondo un ciclo costituito dalle seguenti trasformazioni quasi statiche:

- espansione isoterma dallo stato 1 ($p_1 = 10.5 \text{ bar}$ e $V_1 = 0.970 \text{ m}^3$) allo stato 2
- isocora da 2 a 3
- compressione politropica con esponente $n = 1.45$ da 3 a 1; il lavoro di compressione risulta pari a $L_{31} = -600 \text{ kJ}$.

Si calcoli il rendimento termico del ciclo η_t .

(Risposta: $\eta_t = 0.125$)

Esercizio 3

Ci si propone di utilizzare l'energia solare per produrre potenza meccanica. Si pensa di effettuare questa trasformazione raccogliendo l'energia solare per mezzo di un collettore piano che la trasferisce come calore al fluido operativo di una macchina termica; questa, operando ciclicamente, scambia inoltre calore con l'aria atmosferica.

L'esperienza indica che dal collettore si può ottenere un flusso termico specifico pari $q = 200 \text{ Btu}/\text{hft}^2$ quando il collettore opera a $t = 190 \text{ }^\circ\text{F}$. Assumendo pari a $t_o = 70 \text{ }^\circ\text{F}$ la temperatura dell'aria atmosferica, calcolare la minima area A del collettore richiesta da un impianto che fornisca la potenza $P = 1 \text{ kW}$.

(Risposta: $A = 8.57 \text{ m}^2$)

Esercizio 4

Si vuole studiare la possibilità di realizzare una macchina che operando in regime permanente senza scambi di calore o lavoro con l'esterno, realizza il seguente processo: una portata \dot{m} d'aria secca entra nella macchina alla pressione $p_1 = 2 \text{ bar}$ e temperatura $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$; dalla macchina escono due portate uguali $\dot{m}/2$ di aria, entrambe alla pressione $p_2 = 1 \text{ bar}$, una alla temperatura $t_{2'} = -27 \text{ }^\circ\text{C}$ e l'altra alla temperatura $t_{2''} = 81 \text{ }^\circ\text{C}$.

Le energie cinetiche e le variazioni di energia potenziale dei flussi d'aria all'ingresso e alle uscite della macchina sono trascurabili e si può assumere per l'aria in questo processo il comportamento di gas ideale con $c_p=1.00$ kJ/kgK e $k=1.40$ costanti.

Determinare:

- se il processo descritto è possibile

(Risposta: a) Il processo è possibile in quanto sono soddisfatti sia il Primo che il Secondo principio della termodinamica. In particolare si ha: $\dot{S}_{\text{universo}}/\dot{m}=0.1816$ kJ/kgK >0)

Esercizio 5

Un dispositivo cilindro-pistone contiene una massa $m=4$ kg di vapore d'acqua saturo umido, alla temperatura $t_1=30^\circ\text{C}$ e a titolo $x_1=0.3053$. Utilizzando le tabelle del vapor d'acqua, valutare, nell'ipotesi di trasformazione adiabatica reversibile, il lavoro che è necessario fare sul pistone per ottenere acqua allo stato 2 liquido saturo.

(Risposta: $L_{12}=1215$ kJ)

Esercizio 6

Si abbia un impianto frigorifero che, operando in regime permanente, rende disponibile, con opportune trasformazioni, una potenza frigorifera a spese dell'energia utilizzabile di un flusso di vapore d'acqua (detto "vivo") che in essa evolve. La macchina scambia inoltre calore con il solo ambiente a temperatura t_0 . L'impianto deve raffreddare isobaricamente una portata di 10000 kg/h di salamoia (con calore specifico costante pari a 0.8 kcal/kg $^\circ\text{C}$) dalla temperatura $t_1=35^\circ\text{C}$ alla temperatura $t_u=-20^\circ\text{C}$. L'impianto utilizza vapore vivo alla pressione $p_1=2$ ata e alla temperatura $t_1=200^\circ\text{C}$, scaricandolo come acqua allo stato liquido alla pressione atmosferica $p_2=1$ ata e alla temperatura ambiente $t_2=t_0=27^\circ\text{C}$.

Valutare la portata minima di vapore vivo \dot{m} necessaria per realizzare il raffreddamento voluto della salamoia e il relativo flusso termico scambiato con l'ambiente esterno.

(Risposta: $\dot{m}=210$ kg/h, $Q_0=-578400$ kcal/h)

Esercizio 7

Un ciclo di Rankine a surriscaldamento del vapore è individuato dai seguenti parametri termodinamici:

- pressione al generatore di vapore: $p_4=p_1=50$ ata
- pressione di condensazione: $p_2=0.05$ ata
- temperatura di surriscaldamento: $t_1=535^\circ\text{C}$
- rendimento isoentropico dell'espansione adiabatica: $\eta_{ie}=0.87$

Valutare:

- il rendimento termico del ciclo, η_t
- la portata di vapore necessaria per ottenere una potenza di espansione $P_t=60000$ kW, \dot{m}
- la potenza teorica di pompaggio del liquido, P_{pompa}

(Risposta: $\eta_t=0.350$, $\dot{m}=50.7$ kg/s, $P_{\text{pompa}}=-248$ kW)

Esercizio 8

Un ciclo di Rankine a vapore saturo secco (senza surriscaldamento) opera tra le pressioni $p_{GV}=600$ lbf/in² alla caldaia e $p_{CD}=0.5$ lbf/in² al condensatore.

Supponendo che nella turbina si realizzi un'espansione adiabatica non rendimento isoentropico $\eta_{ie}=0.80$ e trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale, valutare il rendimento termico del ciclo e verificare che il lavoro compiuto dalla pompa si possa trascurare rispetto al lavoro prodotto in turbina.

(Risposta: $\eta_t=0.298$, $L_p=1\%$ di L_t)

Esercizio 9

Con un impianto frigorifero a compressione di vapori di R134a si deve provvedere alla richiesta di una potenza frigorifera $q_o'=60000$ frig/h a $t_e'=-5^\circ\text{C}$ e di una potenza frigorifera $q_o''=24000$ frig/h a $t_e''=-15^\circ\text{C}$. La condensazione isobara avvenga a $t_c=35^\circ\text{C}$ e il condensato non sia sottoraffreddato nel condensatore. In uscita dagli evaporatori il vapore è supposto saturo secco.

Si calcoli la potenza teorica di compressione P_c , considerando isoentropiche le compressioni, nei seguenti casi:

- impianto a unico compressore con gli evaporatori in parallelo alla medesima temperatura t_e''
- impianto ad unico compressore, con gli evaporatori in parallelo alimentati singolarmente alle rispettive temperature, con una valvola di laminazione all'uscita dell'evaporatore a t_e'
- impianto a doppio compressore, uno per evaporatore, con evaporatori in parallelo alimentati singolarmente

(Risposta: $P_c = -24.04$ (A), 25.08 (B), 15.63 (C) kW)

Esercizio 10

Un ciclo a pompa di calore, funzionante con R134a, deve riscaldare una portata d'aria (considerata gas ideale con $c_p=0.24$ kcal/kg $^\circ\text{C}$ costante) $\dot{m}'=10000$ kg/h dalla temperatura $t_i'=20^\circ\text{C}$ alla temperatura $t_u'=40^\circ\text{C}$. Le temperature di condensazione e di evaporazione del R134a sono rispettivamente di $t_{cd}=50^\circ\text{C}$ e $t_{ev}=10^\circ\text{C}$, non si ha sottoraffreddamento del liquido al condensatore né surriscaldamento del vapore all'evaporatore. La compressione è adiabatica con rendimento isoentropico pari a $\eta_{ic}=0.90$.

Supponendo che all'evaporatore circoli una portata di acqua $\dot{m}''=8000$ kg/h, entrante a $t_i''=20^\circ\text{C}$, si determini:

- la temperatura t_u'' di uscita dell'acqua dall'evaporatore [$^\circ\text{C}$]
- la potenza di compressione P_c [kW]

(Risposta: $t_u''=15.1^\circ\text{C}$, $P_c=9.33$ kW)

Esercizio 11

Un turbomotore a gas opera secondo un ciclo di Brayton-Joule tra le temperature $t_1=20^\circ\text{C}$ (minima) e $t_3=700^\circ\text{C}$ (massima). Nella compressione e nell'espansione adiabatiche, caratterizzate entrambe da un rapporto delle pressione $\rho=5$, l'entropia specifica del gas aumenta di $\Delta s_c=\Delta s_e=0.02$ kcal/kgK.

La potenza netta fornita dall'impianto vale $P=10000$ kW.

Nell'ipotesi che il fluido operativo si possa considerare gas ideale a calori specifici costanti con $k=1.41$ e $c_p=0.24$ kcal/kg $^\circ\text{C}$ e che sia trascurabile la portata di combustibile rispetto a quella di comburente, valutare:

- il rendimento termico del ciclo, η_t

- il rendimento termico η_t' del ciclo rigenerativo ottenuto inserendo, tra il fluido in uscita dalla turbina e quello in uscita dal compressore, uno scambiatore di calore rigenerativo di efficienza termica $r=0.5$ (l'efficienza termica è il rapporto tra l'aumento effettivo di temperatura del fluido che si riscalda e il massimo aumento possibile di temperatura che sarebbe compatibile con la temperatura di ingresso del fluido riscaldante), ferme restando le condizioni operative sopra riportate.
- la portata di fluido, \dot{m}

(Risposta: $\eta_t=0.205$; $\eta_t'=0.245$; $\dot{m}=105 \text{ kg/s}$)

Esercizio 12

Si consideri una finestra vetrata dalle dimensioni $0.8 \times 1.5 \text{ m}$ e dallo spessore di 8 mm , caratterizzata da una conducibilità termica di $\lambda=0.78 \text{ W/mK}$. Si determini la potenza termica stazionaria trasmessa attraverso la finestra e la temperatura della superficie interna della finestra in un giorno durante il quale l'ambiente interno è mantenuto a 20°C , mentre la temperatura esterna è di -10°C . Si assumano quali coefficienti di scambio termico sulle superfici interne ed esterna della finestra $h_1=10 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $h_2=40 \text{ W/m}^2\text{K}$, includendo in essi gli effetti della radiazione termica.

(Risposta: $q=266 \text{ W}$, $T_i=-2.2^\circ\text{C}$)

Esercizio 13

Si consideri una finestra vetrata dalle dimensioni $0.8 \times 1.5 \text{ m}$, costituita da due strati di vetro dello spessore di 4 mm ognuno (conducibilità termica vetro $\lambda=0.78 \text{ W/mK}$), separati da un'intercapedine di aria ferma spessa 10 mm (conducibilità termica aria $\lambda=0.026 \text{ W/mK}$). Si determini la potenza termica stazionaria trasmessa attraverso la finestra e la temperatura della superficie interna della finestra in un giorno durante il quale l'ambiente interno è mantenuto a 20°C , mentre la temperatura esterna è di -10°C . Si assumano quali coefficienti di scambio termico sulle superfici interne ed esterna della finestra $h_1=10 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $h_2=40 \text{ W/m}^2\text{K}$, includendo in essi gli effetti della radiazione termica.

(Risposta: $q=69.2 \text{ W}$, $T_i=14.2^\circ\text{C}$)

Esercizio 14

Un serbatoio sferico di diametro interno pari a 3 m di acciaio inossidabile ($\lambda=15 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) dello spessore di 2 cm viene impiegato per conservare acqua ghiacciata alla temperatura di 0°C . Il serbatoio è collocato in un ambiente a $t_e=22^\circ\text{C}$, anche le pareti che delimitano l'ambiente sono alla stessa temperatura. La superficie esterna del serbatoio si può assumere nera. La trasmissione del calore tra il serbatoio e l'ambiente avviene sia per convezione naturale che per irraggiamento. I coefficienti di scambio termico convettivo interno ed esterno valgono rispettivamente $h_i=80 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $h_e=10 \text{ W/m}^2\text{K}$, mentre si ipotizzi di calcolare la radiazione con un coefficiente liminare radiante pari a $h_{\text{rad}}=5.34 \text{ W/m}^2\text{K}$. Si determini:

- la potenza termica trasmessa all'acqua ghiacciata nel serbatoio
- la quantità di ghiaccio che si scioglie in un giorno intero (il calore di fusione dell'acqua è pari a $h_{\text{fs}}=333.7 \text{ kJ/kg}$)

(Risposta: $q=8029 \text{ W}$, $m=2079 \text{ kg/day}$)

Esercizio 15

Calcolare il coefficiente di trasmissione globale U per una parete piana costituita dai seguenti strati in serie:

uno strato di intonaco esterno di spessore $s_1=0.02$ m e conduttività $\lambda_1=1.2$ kcal/mh $^\circ$ C

uno strato di mattoni di spessore $s_2=0.12$ m e conduttanza specifica $C'_2=3.2$ kcal/m 2 h $^\circ$ C

uno strato di aria con conduttanza specifica $C'_a=5.5$ kcal/m 2 h $^\circ$ C

uno strato di mattoni forati di spessore $s_3=0.08$ m e conduttanza specifica $C'_3=3.65$ kcal/m 2 h $^\circ$ C

uno strato di intonaco interno di spessore $s_4=0.02$ m e conduttività $\lambda_4=1.2$ kcal/mh $^\circ$ C.

Si assumano i seguenti valori dei coefficienti di convezione aria-parete rispettivamente dal lato interno ed esterno:

$h_i=7$ kcal/m 2 h $^\circ$ C e $h_e=20$ kcal/m 2 h $^\circ$ C.

(Risposta: $U=1.006$ kcal/m 2 h $^\circ$ C)

Esercizio 16

Un magazzino frigorifero ha le pareti costituite come segue: all'esterno uno spessore $s_m=23$ cm di mattoni, quindi uno strato $s_i=8$ cm di isolante poroso ed infine uno strato $s_l=1.5$ cm di legno all'interno. La temperatura dell'aria esterna è $t_e=22^\circ$ C, mentre quella dell'aria interna è $t_i=-2^\circ$ C.

Se il coefficiente di convezione aria-legno è $h_i=29$ W/m 2 K e quello aria-mattoni è $h_e=12$ W/m 2 K e inoltre se la conduttività termica del legno, isolante e mattoni sono rispettivamente $\lambda_l=0.17$ W/mK, $\lambda_i=0.024$ W/mK, $\lambda_m=0.98$ W/mK, determinare:

- il coefficiente di trasmissione termica globale U per le pareti
- l'energia che va asportata nelle 24 ore dal magazzino a opera del gruppo frigorifero, essendo la superficie totale S delle pareti pari a 90 m 2
- la temperatura t_m della superficie interna dei mattoni.

(Risposta: $U=0.2650$ W/m 2 K, $Q=4.945 \cdot 10^7$ J, $t_m=19.98^\circ$ C)

Esercizio 17

Del vapore alla temperatura costante di 100° C è utilizzato per riscaldare dell'aria in uno scambiatore a fascio tubiero. Il vapore fluisce all'interno dei tubi con un coefficiente convettivo pari a $h_v=6000$ W/m 2 K, mentre l'aria che fluisce all'esterno dei tubi ha un coefficiente di scambio termico pari a $h_a=60$ W/m 2 K, lo scambiatore è lungo 3 m, i tubi hanno un diametro esterno $d_e=19$ mm mentre quello interno è pari a $d_i=16.5$ mm. Si trascuri la conduzione termica nella parete del tubo. La temperatura d'ingresso dell'aria è di 35° C, mentre quella di uscita è di 67° C.

Si calcoli la differenza di temperatura media efficace, il flusso termico scambiato, la portata d'aria e l'efficienza termica dello scambiatore.

(Risposta: $\Delta T_{ml}=47.21$ K, $q=501.4$ W, $\dot{m}_a=0.0156$ kg/s, $r=0.492$)

Esercizio 18

Uno scambiatore di calore in equicorrente è formato da due tubi concentrici di lunghezza $L=4$ m e di diametri interni $d_{i1}=2$ cm e $d_{i2}=4$ cm rispettivamente per il tubo interno e per quello esterno; si assuma trascurabile la resistenza termica e lo spessore del tubo interno.

Nel tubo interno scorre acqua alla velocità media $w_1=1.5$ m/s, con temperatura d'ingresso $t_{i1}=20^\circ$ C; nell'intercapedine scorre un fluido organico alla velocità media $w_2=1$ m/s, con temperatura d'ingresso $t_{i2}=70^\circ$ C.

L'acqua (interna) realizza un coefficiente di scambio convettivo pari a $h_i=5012.6$ kcal/m 2 h $^\circ$ C, mentre il fluido (esterno) $h_e=1436$ kcal/m 2 h $^\circ$ C.

Calcolare le temperature di uscita dei due fluidi e il flusso termico scambiato.

Proprietà dei fluidi alle rispettive temperature medie nello scambiatore:

	Acqua	Fluido
calore specifico [kcal/kg°C]	1	0.30
densità [kg/m ³]	1000	880

(Risposta: $t_{u1}=26.6^{\circ}\text{C}$, $t_{u2}=57.6^{\circ}\text{C}$, $q=11105 \text{ kcal/h}$)

Esercizio 19

Per riscaldare una portata d'acqua $\dot{m}'=250 \text{ kg/h}$ dalla temperatura $t_{1i}=20^{\circ}\text{C}$ alla temperatura $t_{1u}=75^{\circ}\text{C}$, si utilizza una portata $\dot{m}''=780 \text{ kg/h}$ di gas avente una temperatura di ingresso $t_{2i}=195^{\circ}\text{C}$ e calore specifico $c''=0.25 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$.

Determinare la superficie di scambio necessaria nei due casi di equi e controcorrente, supponendo in entrambi i casi di avere un coefficiente di scambio termico globale pari a $U=98 \text{ kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$

(Risposta: $A_{ec}=1.41 \text{ m}^2$, $A_{cc}=1.25 \text{ m}^2$)