



IC - IAT

Tutorato di Fisica Tecnica

Testo degli esercizi svolti

Anno Accademico 2018/2019

Indice

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Termodinamica applicata | 3 |
| 1.1 | Primo Principio della Termodinamica | 3 |
| 1.2 | Secondo Principio della Termodinamica | 4 |
| 1.3 | Cicli termodinamici e macchine termiche | 5 |
| 1.4 | Esercizi sull'utilizzo di diagrammi e tabelle | 8 |
| 1.5 | Cicli diretti a vapore e a gas | 9 |
| 1.6 | Cicli inversi a vapore | 11 |
| 2 | Trasmissione del calore | 13 |
| 2.1 | Conduzione e convezione | 13 |
| 2.2 | Scambiatori di calore | 15 |
| 3 | Esercizi di riepilogo | 17 |
| 4 | Esempio di utilizzo del diagramma di fluido R134a p-h | 21 |

1 || Termodinamica applicata

1.1 || Primo Principio della Termodinamica

1. Un sistema chiuso contiene la massa $m = 2$ kg di gas ideale ($M = 28,97$ kg/kmol, $k = 1,4$) nel volume iniziale $V_1 = 1,5$ m³ del sistema cilindro-pistone che si trova alla pressione $p_1 = 1,013$ bar. Durante un processo 1 – 2, viene compiuto da una girante il lavoro $L_v = -0,5$ MJ, mentre la pressione p interna resta costante. Determinare l'energia termica scambiata Q_{12} con l'ambiente se $V_2 = 3V_1$.

(Risposta: $Q_{12} = 563,7$ kJ)

2. Un cilindro contenente gas è chiuso da un pistone e contiene un'elica che può essere azionata dall'esterno. Sia x la posizione del pistone ed F la forza esterna esercitata su di esso.

Consideriamo due distinti processi (a) e (b). In entrambi i casi si parte da $x = 0,2$ m ed $F = 10^3$ N per arrivare a $0,3$ m con F costante durante tutto il processo. Il processo (a) è adiabatico verso l'esterno e si spendono 250 J per agitare il gas con l'elica. Il processo (b) non è adiabatico e si spendono 350 J per agitare il gas. Alla fine del processo, lo stato del gas è lo stesso per entrambi i casi. Per ogni processo calcolare:

- (a) Il lavoro fatto dal sistema
- (b) Il calore scambiato
- (c) La variazione di energia interna

(Risposta: (a) : $L_{12} = -150$ J, $Q_{12} = 0$ J, $\Delta U = 150$ J; (b) : $L_{12} = -250$ J, $Q_{12} = -100$ J, $\Delta U = 150$ J)

3. Una massa $m = 0,92$ kg di aria (si consideri l'aria come gas ideale, $k = 1,4$, $M = 28,97$ kg/kmol) si trova a $t_1 = 15$ °C in un recipiente cilindrico termicamente isolato, munito di pistone mobile di area $A = 0,1$ m².

Sul pistone mobile grava una forza costante tale che la pressione interna sia pari a $p = 5$ bar. Posto che con una resistenza elettrica si fornisca al sistema energia termica $Q_{12} = 209,9$ kJ, determinare la temperatura t_2 del sistema se il pistone ha subito un innalzamento $\Delta l = 1,2$ m, mantenendo costante la pressione interna p .

(Risposta: $T_2 = 515,4$ K)

4. Dell'aria a comportamento ideale ($p_1 = 1$ bar, $t_1 = 20$ °C, $k = 1,4$, $M = 28,97$ kg/kmol) occupa un volume iniziale $V_1 = 1500$ cm³ in un sistema cilindro-pistone. Dopo aver somministrato al sistema un'energia termica Q_{12} , l'aria raggiunge la temperatura $t_2 = 200$ °C.

L'aria è confinata nel cilindro in modo tale che una forza F costante la mantenga ad una pressione costante durante il processo. Determinare:

- (a) Il lavoro fatto dal sistema
- (b) Il calore scambiato
- (c) La variazione di energia interna

(Risposta: $L_{12} = 92,1$ J, $Q_{12} = 322,1$ J, $\Delta U = 230$ J)

5. Una massa $m = 1$ kg di gas a comportamento ideale, espande adiabaticamente e reversibilmente, variando la sua temperatura da $t_1 = 240$ °C a $t_2 = 115$ °C, in una trasformazione senza deflusso. Il volume occupato dalla massa di gas raddoppia. Il gas scambia con l'esterno il lavoro $L_{12} = 90$ kJ.

Determinare i valori di c_p , c_v e peso molecolare M del gas.

(Risposta: $c_p = 1010,16$ J/(kgK), $c_v = 720$ J/(kgK), $M = 28,65$ kg/kmol)

6. Un gas ideale ha peso molecolare $M = 26$ kg/kmol e $k = 1,26$. Calcolare il calore ceduto per kg dal gas nei due casi:

- (a) Il gas è contenuto in un recipiente rigido a $p_1 = 3$ bar e 599 °F. Gli viene sottratto calore fino a che la pressione sia ridotta a $p_2 = 1,5$ bar.
- (b) Il gas entra in un condotto a 536 °F e fluisce in regime stazionario fino alla fine di esso, dove la temperatura è di 68 °F (trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale).

(Risposta: (a) : $Q_{12} = -361,7$ kJ/kg; (b) : $Q_{12} = -403$ kJ/kg)

1.2 || Secondo Principio della Termodinamica

7. Una mole di gas ($c_v = 3R$, peso molecolare $M = 17$ kg/kmol) passa dallo stato 1 ($p_1 = 4$ atm, $V_1 = 10$ l) allo stato 2 ($p_2 = 2$ atm, $V_2 = 20$ l). Calcolare:

- (a) La variazione di energia interna.
- (b) La variazione di densità.
- (c) La variazione di entropia.

(Risposta: $\Delta U = 0$ J; $\Delta \rho = -0,85$ kg/m³; $\Delta S = 5,76$ J/K)

8. Una mole di gas perfetto monoatomico subisce un'espansione irreversibile dal volume $V_1 = 2$ l al volume $V_2 = 4$ l. Se la pressione finale è uguale a quella iniziale e pari a quella atmosferica, calcolare:

- (a) Il lavoro compiuto dal gas.
- (b) La quantità di calore scambiata.
- (c) La variazione di entropia del gas.

(Risposta: $L = 202$ J; $Q = 505$ J; $\Delta S = 14,4$ J/K)

9. Calcolare la variazione di entropia di una mole di gas perfetto biatomico in un processo di equazione $pV^3 = \text{cost}$, durante il quale il volume triplica.

(Risposta: $\Delta S = -36,5$ J/K)

1.3 || Cicli termodinamici e macchine termiche

10. Dell'ossigeno, supposto gas ideale con $k = 1,4$ e peso molecolare $M = 32$ kg/kmol, evolve secondo un ciclo termodinamico costituito dalle seguenti trasformazioni reversibili:

- compressione isoterma da 1 a 2 ($p_1 = 0,9$ bar, $v_1 = 0,88$ m³/kg)
- trasformazione isocora da 2 a 3 ($p_3 = 21,5$ bar)
- espansione politropica da 3 a 1 con $n = 1,32$

Determinare, con riferimento all'unità di massa del fluido:

- (a) La temperatura massima e minima del ciclo.
- (b) La quantità di calore scambiata lungo le singole trasformazioni.
- (c) Il rendimento del ciclo.
- (d) Le quantità di lavoro scambiate nelle singole trasformazioni.

(Risposta: (a) : $T_3 = 657,8$ K, $T_1 = T_2 = 304,8$ K; (b) : $Q_{12} = -190,4$ kJ/kg, $Q_{23} = 229,3$ kJ/kg, $Q_{31} = 57,8$ kJ/kg; (c) : $\eta = 0,336$; (d) : $L_{12} = -190,4$ kJ/kg, $L_{23} = 0$ kJ/kg, $L_{31} = 286,6$ kJ/kg)

11. Un ciclo di Carnot A viene eseguito tra due sorgenti a temperatura $T_1 = 800$ K e $T_2 = 500$ K. L'area del ciclo A è quintupla rispetto a quella del ciclo B, contenuto in esso, e la quantità di calore assorbita dal fluido operante nel ciclo A vale $Q_1 = 600$ J. Calcolare:

- (a) Il rendimento del ciclo A.

(b) La quantità di calore ceduta alla sorgente fredda nel ciclo B

(Risposta: $\eta_A = 0,375$; $Q_4 = 75$ J)

12. Dell'aria compie un'espansione isobara alla pressione di 50 bar passando da un volume iniziale di $0,1 \text{ m}^3$ ad un volume finale di $0,5 \text{ m}^3$. Ipotizzando che l'aria si trovi ad una temperatura iniziale di $20 \text{ }^\circ\text{C}$ determinare, lungo la trasformazione:

- (a) Il lavoro compiuto;
- (b) Il calore scambiato;
- (c) La variazione di energia interna;
- (d) La variazione di entalpia.

(Risposta: $L_{12} = -2000000$ J; $Q_{12} = 6993746$ J; $\Delta U_{12} = 4995532$ J; $\Delta H_{12} = 6993746$ J)

13. Un ciclo di Carnot scambia energia tra due sorgenti che si trovano rispettivamente alla temperatura di $800 \text{ }^\circ\text{C}$ e $100 \text{ }^\circ\text{C}$, assorbendo alla sorgente calda 1000 kJ. Determinare:

- (a) Il rendimento del ciclo;
- (b) Il lavoro prodotto dal ciclo;
- (c) Il calore ceduto alla sorgente fredda.

(Risposta: $\eta = 0,65$; $L = 650$ kJ; $Q = 350$ kJ)

14. Un motore termico scambia calore con due sorgenti, rispettivamente a $123 \text{ }^\circ\text{C}$ e $323 \text{ }^\circ\text{C}$. Sapendo che il rendimento di questa macchina è pari al 40% di quello di una macchina operante con cicli reversibili (ciclo di Carnot) e che il calore scambiato con la sorgente fredda è pari a 10 kJ, determinare:

- (a) Il rendimento del ciclo;
- (b) Il lavoro prodotto dal ciclo.

(Risposta: $\eta = 0,134$; $L = 1,55$ kJ)

15. Una macchina termica assorbe 7 kWh da una sorgente a $550 \text{ }^\circ\text{C}$ e cede $5,5$ kWh all'ambiente che si trova alla temperatura di $0 \text{ }^\circ\text{C}$. Supponendo che durante la trasformazione le temperature delle due sorgenti rimangano costanti, calcolare il lavoro teorico perduto rispetto ad un ciclo di Carnot che opera tra le stesse temperature.

(Risposta: $\Delta L = 11,412$ MJ)

16. Un motore termico con rendimento meccanico 0,25 aziona una pompa di calore con $COP = 3,5$, che fornisce calore alla temperatura T_{FM} . Sapendo che il motore assorbe una potenza termica pari a 40 kW, alla temperatura $T_{CM} = 700$ K e che il suo rendimento è pari al 67% del rendimento di un ciclo di Carnot che opera alle stesse temperature, calcolare:

- (a) T_{FM}
- (b) la quantità totale di calore prodotta alla temperatura T_{FM} (dal motore termico e dalla pompa di calore) in 7 ore di funzionamento del sistema

(Risposta: $T_{FM} = 439$ K; $Q = 1638$ MJ)

17. Un ciclo frigorifero è caratterizzato dai seguenti dati: differenza di entalpia specifica del fluido refrigerante tra stato iniziale e stato finale della condensazione $\Delta h_{CD} = 120$ kJ/kg; differenza di entalpia specifica tra stato finale e stato iniziale della compressione $\Delta h_C = 40$ kJ/kg. Sapendo che la massa di fluido che compie il ciclo nell'unità di tempo (portata del fluido) è di 0,2 kg/s, calcolare:

- la potenza termica ceduta attraverso il condensatore
- la potenza del compressore
- la potenza termica assorbita attraverso l'evaporatore
- il COP_F della macchina frigorifera
- il COP_{PDC} di una pompa di calore che funziona secondo tale ciclo

(Risposta: $\dot{Q}_{CD} = 24$ kW; $P_C = 8$ kW; $\dot{Q}_{EV} = 16$ kW; $COP_F = 2$; $COP_{PDC} = 3$)

18. Una macchina che consente di mantenere a 4 °C all'interno di un frigorifero che ha un'efficienza pari al 16% di quella di una macchina reversibile (ciclo di Carnot) che opera tra le stesse temperature. A regime, quando l'ambiente che contiene il frigorifero ha una temperatura di 20 °C, si può mantenere la temperatura interna voluta impiegando una potenza meccanica costante di 80 W. Determinare:

- l'efficienza della macchina frigorifera
- la potenza termica scambiata fra l'ambiente e la cella frigorifera attraverso l'involucro
- la potenza termica ceduta dal frigorifero all'ambiente

(Risposta: $\varepsilon = 2,77$; $\dot{Q}_{EV} = 221,6$ W; $\dot{Q}_{ceduto} = 80$ W)

19. Una macchina frigorifera reale opera con una efficienza pari a 0,4 e sviluppa una potenza refrigerante pari a 500 kW. Il condensatore della macchina è raffreddato ad acqua ed il salto di temperatura tra ingresso e uscita dell'acqua nel condensatore è di 20 °C. Determinare:

- la potenza meccanica del compressore
- la portata d'acqua necessaria per raffreddare il condensatore
- la potenza termica che sarebbe in grado di produrre la macchina se funzionasse, a parità di condizioni, come pompa di calore

(Risposta: $\dot{Q}_{CD} = 1750 \text{ kW}$; $\dot{m} = 20,9 \text{ kg/s}$; $\dot{Q}_{pdc} = 1750 \text{ kW}$)

20. Un frigorifero industriale per raffreddare 10 quintali di verdura da $30 \text{ }^\circ\text{C}$ a $3 \text{ }^\circ\text{C}$ assorbe una quantità di energia elettrica pari a $11,7 \text{ kWh}$, operando con una efficienza media di $2,5$. Determinare il calore specifico della verdura.

(Risposta: $c_p = 3900 \text{ J/(kgK)}$)

1.4 || Esercizi sull'utilizzo di diagrammi e tabelle

21. una portata di vapore d'acqua $\dot{m} = 3 \text{ kg/s}$ viene fatta espandere adiabaticamente dallo stato di vapore surriscaldato a temperatura $t_e = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ e pressione $p_e = 1 \text{ MPa}$, fino a raggiungere la pressione $p_u = 0,02 \text{ MPa}$. La trasformazione è caratterizzata dal rendimento isoentropico di espansione $\eta_{ie} = 0,82$. Nell'ipotesi di processo stazionario, con variazioni trascurabili di energia cinetica e potenziale, si determinino:

- (a) La potenza prodotta.
- (b) La generazione di entropia del processo.

(Risposta: $P = 1845 \text{ kW}$; $\dot{S} = 1,2 \text{ kW/K}$)

22. Il compressore di un impianto frigorifero a R-134a opera tra le pressioni $p_e = 0,2 \text{ MPa}$ e $p_u = 1,3 \text{ MPa}$. All'ingresso del compressore il vapore è saturo secco. La compressione, adiabatica con $\eta = 0,082$, richiede la fornitura della potenza di 6 kW . Si determinino:

- (a) La portata di fluido circolante nell'impianto.
- (b) La generazione di entropia del processo.

(Risposta: $\dot{m}_f = 0,13 \text{ kg/s}$; $\dot{S} = 0,004 \text{ kW/K}$)

23. Un serbatoio contiene $0,4 \text{ kg}$ di acqua alla temperatura di $250 \text{ }^\circ\text{C}$ alla pressione di $39,776 \text{ bar}$ e con un volume specifico di $0,018 \text{ m}^3/\text{kg}$.

L'acqua viene raffreddata a volume costante fino a che la pressione nel serbatoio valga 10 bar (punto 2).

In seguito si fornisce al sistema un calore pari a 65 kJ e il serbatoio si dilata, mantenendo al suo interno la pressione costante fino ad arrivare al punto 3.

Infine, avviene un'espansione adiabatica reversibile fino a $p_4 = 1 \text{ bar}$. Calcolare:

- (a) Il calore scambiato in ogni trasformazione.
- (b) Il lavoro scambiato in ogni trasformazione.

(Risposta: $Q_{12} = 273 \text{ kJ}$; $Q_{23} = 65 \text{ kJ}$; $Q_{34} = 0 \text{ kJ}$; $L_{12} = 0 \text{ kJ}$; $L_{23} = 15,6 \text{ kJ}$; $L_{34} = 42,6 \text{ kJ}$)

24. (a) Un volume $V = 10 \text{ m}^3$ di acqua (liquido + vapore) si trova in condizioni di saturazione alla pressione $p = 100 \text{ bar}$ (Stato A). Il volume occupato dal liquido è il 30% del totale. Calcolare il titolo e la massa di acqua.
- (b) In una trasformazione reale, l'acqua si porta rapidamente, in modo adiabatico, compiendo un lavoro di 250 kJ sull'esterno, alla pressione di 1 bar (Stato B). Calcolare il volume finale.
- (c) Calcolare il lavoro scambiato nel caso in cui l'acqua, a partire dallo Stato A, espandesse, in modo adiabatico reversibile, fino alla pressione di 1 bar (Stato C).

(Risposta: $x_A = 0,158$; $m = 2450 \text{ kg}$; $V_B = 2134 \text{ m}^3$; $L = 795,5 \text{ MJ}$)

1.5 || Cicli diretti a vapore e a gas

25. Un impianto a vapor d'acqua per la produzione di energia elettrica funziona secondo un ciclo Rankine con rigenerazione. All'uscita del generatore di vapore, la portata $\dot{m} = 5400 \text{ kg/h}$, surriscaldata a $t_2 = 540 \text{ °C}$ e $p_2 = 20 \text{ ata}$, si espande isoentropicamente nel corpo di alta pressione della turbina, fino alla pressione $p_3 = 5 \text{ ata}$.

Successivamente, una quantità pari al 20% di questa portata di vapore viene inviata in uno scambiatore di calore, in cui fornisce alla portata di fluido, entrante a temperatura t_6 , il flusso termico necessario per portarlo alla temperatura t_1 . Nel tubo interno scorre il fluido che entra alla temperatura t_3 . Si sappia che il flusso di calore scambiato tra i due fluidi vale $223532,4 \text{ kcal/h}$.

La restante parte di vapore viene invece espansa isoentropicamente nel corpo di bassa pressione della turbina, fino alla pressione $p_4 = 0,12 \text{ ata}$.

Determinare:

- (a) La temperatura t_1 , considerando liquido saturo il fluido nel punto 5 e in $t_6 = t_5$.
- (b) L'entalpia specifica del punto 7.
- (c) La potenza ottenuta.
- (d) Il rendimento termico dell'impianto.

(Risposta: $t_1 = 86,5 \text{ °C}$; $h_7 = 538,03 \text{ kcal/kg}$; $P = 1513,24 \text{ kW}$; $\eta = 0,317$)

26. Un impianto a vapor d'acqua per la produzione di energia elettrica funziona secondo un ciclo Rankine con rigenerazione. All'uscita del generatore di vapore, la portata $\dot{m}_{tot} = 700$ kg/h, surriscaldata a $t_2 = 530$ °C e $p_2 = 50$ ata, si espande isoentropicamente nel corpo di alta pressione T_1 della turbina, fino alla pressione $p_3 = 4$ ata.

Successivamente, una parte di questa portata viene spillata ed inviata in un miscelatore. La restante parte di vapore viene invece espansa isoentropicamente nel corpo di bassa pressione T_2 , fino alla pressione p_4 , poi condensa in uno scambiatore di calore (condensatore). Si sappia che la temperatura di condensazione è pari a $t_{CD} = 50$ °C.

Esso è costituito da due tubi concentrici, nel tubo interno scorre il fluido che entra alla temperatura t_4 , mentre nella sezione anulare scorre l'acqua di raffreddamento.

Si considerino le espansioni in turbina isoentropiche, il fluido nei punti 5 e 7 sia saturo e si trascuri il lavoro di pompaggio. Calcolare:

- (a) La frazione y di vapore spillato.
- (b) La potenza ottenuta.
- (c) Il rendimento termico dell'impianto.

(Risposta: $y = 0,148$; $\dot{m}_{acqua} = 2,59$ kg/s; $P = 238275,84$ W; $\eta = 0,422$)

27. Un impianto turbomotore a gas, operante a circuito aperto con scambiatore rigenerativo a tubi concentrici tra il fluido in uscita dalla turbina e quello in uscita dal compressore, fornisce una potenza netta di 420 kW.

Il fluido evolvente (gas ideale con $k = 1,4$ e $c_p = 1003$ J/(kgK)) viene aspirato dal compressore, alla temperatura $t_1 = 24$ °C ed alla pressione $p_1 = 1,2$ ata, e quindi compresso adiabaticamente fino alla pressione p_2 con rendimento isoentropico $\eta_{ic} = 0,75$. Il lavoro reale speso nella compressione è pari a $L_{12} = -163$ kJ/kg.

Il fluido subisce quindi un riscaldamento isobaro nello scambiatore rigenerativo di efficienza $\varepsilon = 0,75$ e viene quindi ulteriormente riscaldato isobaricamente nella camera di combustione fino alla temperatura $t_4 = 642$ °C. Dall'espansione in turbina si ottiene un lavoro reale $L_{45} = 213,5$ kJ/kg.

Nell'ipotesi che la massa di combustibile immesso nella camera di combustione sia trascurabile rispetto alla massa del comburente, valutare:

- (a) La pressione p_2 del fluido alla mandata del compressore.
- (b) Il rendimento isoentropico dell'espansione in turbina.
- (c) Il rendimento termico del ciclo.
- (d) La portata del fluido circolante nell'impianto.

(Risposta: $p_2 = 4$ ata; $\eta_{ie} = 0,8$; $\eta_{ciclo} = 0,184$; $\dot{m} = 8,32$ kg/s)

1.6 || Cicli inversi a vapore

28. Una cella frigorifera è posta in un ambiente a $t_{amb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ e mantiene al suo interno una temperatura $t_{frigo} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$. Le condizioni interne sono mantenute da un impianto frigorifero funzionante a R134a, costituito da:

- un compressore con rendimento isoentropico $\eta_{is} = 0,8$
- un condensatore in cui il fluido condensa a $t_{CD} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ e all'uscita del quale subisce un sottoraffreddamento di $10 \text{ }^\circ\text{C}$
- una valvola di laminazione
- un evaporatore in cui il fluido evapora a $t_{EV} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$

Determinare:

- (a) La portata di massa circolante, sapendo che la potenza frigorifera è pari a $\dot{Q}_{EV} = 5000 \text{ kcal/h}$.
- (b) Il rendimento di un ciclo diretto di Carnot operante tra le temperature t_{amb} e t_{frigo} .
- (c) Il COP del ciclo frigorifero.

(Risposta: $\dot{m} = 116,28 \text{ kg/h}$; $\eta_{Carnot} = 0,068$; $COP_{ciclo} = 7,2$)

29. Un ciclo frigorifero opera con ciclo a doppia compressione e doppia laminazione, con separatore di liquido intermedio, fra le temperature $t_{EV} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ all'evaporatore e $t_{CD} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ al condensatore. Il fluido refrigerante è R134a. Lo scambio termico all'evaporatore dà una potenza termica di $13,1 \text{ kW}$.

La pressione intermedia nel separatore è di 4 bar . Il rendimento isoentropico delle compressioni è pari a $0,75$. Agli ingressi 1 e 3 delle valvole di laminazione il liquido è saturo, mentre alle uscite 5 e 7 dall'evaporatore e dal separatore il vapore è saturo secco. La potenza frigorifera prodotta nell'evaporatore viene utilizzata per raffreddare una portata $\dot{m} = 1250 \text{ kg/h}$ di acqua.

Determinare:

- (a) Le portate di massa di R134a circolante all'evaporatore e al condensatore.
- (b) Il COP dell'impianto.

(Risposta: $\dot{m}_{EV} = 0,0716 \text{ kg/s}$; $\dot{m}_{CD} = 0,097 \text{ kg/s}$; $COP_{ciclo} = 3,42$)

30. Un impianto frigorifero operante con R134a viene utilizzato per raffreddare una cella frigorifera. L'impianto è composto da un condensatore ($t_{CD} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$), da un unico compressore ($\eta_{ic} = 0,75$), da tre valvole di laminazione, da un miscelatore e da due evaporatori operanti in parallelo, alimentati singolarmente.

Nel primo evaporatore il fluido evapora a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, mentre nel secondo a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. All'uscita degli evaporatori, il vapore è supposto saturo secco. Il primo evaporatore deve fornire una potenza frigorifera pari a 12 kW.

Il secondo evaporatore è posto in una cella frigorifera che richiede una potenza termica di 577,8 W per far fronte allo scambio proveniente dall'ambiente esterno. L'evaporatore deve asportare, oltre a tale valore, un flusso termico prodotto dalle derrate alimentari pari a 5 kW.

Allo scopo di aumentare il coefficiente di effetto utile dell'impianto, all'uscita dal condensatore il fluido subisce un sottoraffreddamento di $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Determinare:

- (a) La portata di massa totale di R134a circolante nell'impianto.
- (b) La potenza di compressione.

(Risposta: $\dot{m}_{tot} = 0,118\text{ kg/s}$; $P = 9,45\text{ kW}$)

2 || Trasmissione del calore

2.1 || Conduzione e convezione

31. Il muro di un'abitazione, lungo 7 m, alto 6 m e spesso 30 cm è realizzato con mattoni ($\lambda = 0,6 \text{ W}/(\text{mK})$). La temperatura della superficie interna del muro è pari a $16 \text{ }^\circ\text{C}$ e quella esterna è pari a $6 \text{ }^\circ\text{C}$. Calcolare il flusso termico che lo attraversa.

(Risposta: $\dot{Q} = 840 \text{ W}$)

32. Calcolare il flusso termico scambiato per convezione all'interno di una stanza, considerando la temperatura della parete pari a $17 \text{ }^\circ\text{C}$ e quella interna dell'aria pari a $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Il coefficiente di scambio termico convettivo sia pari a $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

(Risposta: $\dot{Q} = 225 \text{ W}$)

33. Si calcoli il flusso termico che attraversa una tubazione di acciaio ($\lambda = 45 \text{ W}/(\text{mK})$), a forma di cilindro cavo, di diametro esterno 33,7 mm, diametro interno 27,9 mm e lunghezza 1 m. All'interno di esso scorre acqua alla temperatura di $80 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre all'esterno vi è aria alla temperatura di $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Si consideri $h_i = 6323 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_e = 7,19 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

(Risposta: $\dot{Q} = 45,59 \text{ W}$)

34. Si consideri una parete multistrato composta da intonaco di calce ($s_1 = 10 \text{ mm}$, $\lambda_1 = 0,7 \text{ W}/(\text{mK})$), muratura in laterizio ($s_2 = 25 \text{ cm}$, $\lambda_2 = 0,713 \text{ W}/(\text{mK})$) e intonaco di calce e cemento ($s_3 = 10 \text{ mm}$, $\lambda_3 = 0,9 \text{ W}/(\text{mK})$). Si abbiano i coefficienti di scambio termico convettivo $h_i = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_e = 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e le temperature $T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_e = -5 \text{ }^\circ\text{C}$. Si valuti il flusso termico specifico che attraversa tale parete.

(Risposta: $\dot{Q}^* = 40,6 \text{ W}/\text{m}^2$)

35. Attraverso una tubazione di acciaio ($\lambda = 50 \text{ W}/(\text{mK})$) scorre acqua. Il diametro esterno di tale tubazione è pari a 104 mm, lo spessore è pari a 2 mm ed è lunga 1 m. La temperatura dell'acqua sia $15 \text{ }^\circ\text{C}$ e quella dell'ambiente $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. I coefficienti di scambio termico convettivo siano $h_{water} = 30 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_{amb} = 20 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Si calcoli il flusso termico in due diverse situazioni:

- (a) Tubazione priva di isolamento esterno.
- (b) Tubazione provvista di uno strato esterno di isolante avente un diametro esterno di 300 mm e un coefficiente di conducibilità termica pari a $0,05 \text{ W}/(\text{mK})$.

(Risposta: $\dot{Q}_a = 163,03 \text{ W}$; $\dot{Q}_b = 7,29 \text{ W}$)

36. Una parete piana perimetrale di un edificio è costituita, a partire dall'interno, da uno strato di mattoni ($s_1 = 25 \text{ cm}$, $\lambda_1 = 0,7 \text{ W}/(\text{mK})$) e uno strato di calcestruzzo ($s_2 = 15 \text{ cm}$, $\lambda_2 = 1,6 \text{ W}/(\text{mK})$). La temperatura della faccia interna della parete è pari a $25 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre quella della faccia esterna è pari a $5 \text{ }^\circ\text{C}$. Trascurando convezione e irraggiamento, si considerino i seguenti casi:

- (a) Si valuti il flusso termico specifico e si disegni l'andamento della temperatura negli strati della parete.
- (b) Si vuole ridurre del 50% il flusso termico specifico che attraversa la parete mediante l'aggiunta sul lato esterno di uno strato di poliuretano espanso ($\lambda_3 = 0,033 \text{ W}/(\text{mK})$). Si determini lo spessore di isolante necessario e il nuovo andamento di temperatura nella parete.

(Risposta: $\dot{Q}_a^ = 44,4 \text{ W}/\text{m}^2$; $s_3 = 15 \text{ cm}$)*

37. Si determini la potenza termica trasmessa a una parete composta, di superficie pari a $0,1 \text{ m}^2$ composta da un primo strato di caratteristiche $s_1 = 25 \text{ mm}$, $\lambda_1 = 175 \text{ W}/(\text{mK})$, un secondo strato in cui vi sono due materiali diversi sovrapposti, aventi entrambi la medesima superficie di scambio termico, pari alla metà di quella complessiva ($s_2 = 75 \text{ mm}$, $\lambda_2' = 35 \text{ W}/(\text{mK})$, $\lambda_2'' = 60 \text{ W}/(\text{mK})$) e un ultimo strato con $s_3 = 50 \text{ mm}$, $\lambda_3 = 175 \text{ W}/(\text{mK})$. Le temperature delle facce interna ed esterna valgono rispettivamente $370 \text{ }^\circ\text{C}$ e $66 \text{ }^\circ\text{C}$.

(Risposta: $\dot{Q} = 12963,75 \text{ W}$)

38. Del vapore scorre in un tubo di acciaio avente raggio interno pari a 5 cm e raggio esterno pari a 5,7 cm. Esso è rivestito da uno strato di isolante di 2,5 cm. I coefficienti di scambio termico convettivo interno ed esterno valgono rispettivamente $87,1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $12,43 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, mentre i coefficienti di conducibilità termica per l'acciaio e per l'isolante valgono rispettivamente $45 \text{ W}/(\text{mK})$ e $0,071 \text{ W}/(\text{mK})$. Si determini uno dei possibili coefficienti di scambio termico globale.

(Risposta: $U = 1,92 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$)

39. Un freezer industriale è progettato per operare ad una temperatura interna di $-20 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura dell'aria è esterna è invece pari a $25 \text{ }^\circ\text{C}$. I coefficienti di scambio termico convettivo interno ed esterno valgono rispettivamente $12 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Le pareti sono multistrato e sono così composte: uno strato di materiale plastico interno ($s_1 = 3 \text{ mm}$, $\lambda_1 = 1 \text{ W}/(\text{mK})$), uno strato di acciaio inossidabile esterno ($s_3 = 1 \text{ mm}$, $\lambda_3 = 16 \text{ W}/(\text{mK})$) e tra di essi vi è interposto uno

strato di isolante ($\lambda_2 = 0,07 \text{ W}/(\text{mK})$). Trovare lo spessore di tale isolante affinché il flusso termico dissipato sia pari a $15 \text{ W}/\text{m}^2$.

(Risposta: $s = 0,195 \text{ m}$)

40. Una parete alta 3 m e larga 5 m è costituita da lunghi mattoni orizzontali ($\lambda_M = 0,75 \text{ W}/(\text{m}^\circ\text{C})$) da $16 \times 22 \text{ cm}$ in sezione trasversale, separati da due strati di malta da 2 cm di spessore ($\lambda_m = 0,22 \text{ W}/(\text{m}^\circ\text{C})$) su ciascuna faccia del mattone e una schiuma rigida ($\lambda_M = 0,026 \text{ W}/(\text{m}^\circ\text{C})$) spessa 3 cm sul lato interno della parete. Sopra e sotto il mattone vi è anche uno strato di malta, con le stesse caratteristiche termiche precedentemente illustrate, dello spessore di 1,5 cm per parte. La temperatura interna è di $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e quella esterna è di $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. I coefficienti di scambio termico convettivo interno ed esterno siano $h_i = 10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_e = 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Si determini il flusso termico trasmesso attraverso la parete.

(Risposta: $\dot{Q} = 262 \text{ W}$)

41. Si consideri un'abitazione che ha una base di $10 \times 20 \text{ m}$ e pareti alte 4 m. Tutte le quattro pareti dell'abitazione presentano una resistenza termica specifica pari a $2,31 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$. le due pareti da $10 \times 4 \text{ m}$ sono prive di finestre. La terza parete presenta 5 finestre in vetro ($\lambda = 0,78 \text{ W}/(\text{mK})$), spesso 0,5 cm, ciascuna delle quali misura $1,2 \times 1,8 \text{ m}$. La quarta parete ha le stesse dimensioni e lo stesso numero di finestre della terza, ma queste sono a doppio vetro, con uno strato di aria stagnante (spessore 1,5 cm, $\lambda = 0,026 \text{ W}/(\text{mK})$) racchiuso tra due lastre di vetro da 0,5 cm. Il termostato dell'abitazione è regolato a $22 \text{ }^\circ\text{C}$ e la temperatura media dell'ambiente esterno è pari a $5 \text{ }^\circ\text{C}$ durante la stagione del riscaldamento, della durata di 7 mesi. I coefficienti di scambio termico convettivo siano $h_i = 7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_e = 15 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Si determini il flusso termico trasmesso attraverso ciascuna parete.

(Risposta: $\dot{Q}_{sf} = 270,92 \text{ W}$; $\dot{Q}_{vs} = 5580,08 \text{ W}$; $\dot{Q}_{vd} = 733,04 \text{ W}$)

2.2 || Scambiatori di calore

42. Uno scambiatore di calore in equicorrente è formato da due tubi concentrici di lunghezza $L = 4 \text{ m}$ e di diametri $d_1 = 0,02 \text{ m}$ e $d_2 = 0,04 \text{ m}$. Si assuma resistenza termica trascurabile, come lo spessore del tubo interno. Nel tubo interno scorre acqua alla velocità media $w_1 = 1,5 \text{ m/s}$, con $t_{i1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Nell'intercapedine scorre un fluido organico con $w_2 = 1 \text{ m/s}$ e $t_{i2} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$. L'acqua realizza un $h_i = 5012,6 \text{ kcal}/(\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C})$, mentre il fluido un $h_e = 1436 \text{ kcal}/(\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C})$. Si abbia un calore specifico di $1 \text{ kcal}/(\text{kg}^\circ\text{C})$ e una densità di $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ per l'acqua, mentre un calore specifico di $0,3 \text{ kcal}/(\text{kg}^\circ\text{C})$ e una densità di $880 \text{ kg}/\text{m}^3$ per il fluido. Calcolare la temperatura di uscita dei due fluidi e il flusso termico scambiato. (Già svolto a lezione).

(Risposta: $t_{u2} = 57,556 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{u1} = 26,6 \text{ }^\circ\text{C}$; $\dot{Q} = 11197 \text{ kcal/h}$)

43. Per riscaldare una portata d'acqua $\dot{m}'' = 250$ kg/h dalla temperatura $t_i'' = 20$ °C alla temperatura $t_u'' = 75$ °C, si utilizza una portata $\dot{m}' = 780$ kg/h di gas avente $t_i' = 195$ °C e calore specifico $c_p' = 0,25$ kcal/(kg°C). Determinare la superficie di scambio necessaria sia nel caso in equicorrente che in controcorrente, supponendo in entrambi i casi un coefficiente di scambio termico globale $U = 98$ kcal/(m²h°C).
(Già svolto a lezione).

(Risposta: $A_{ec} = 1,41$ m²; $A_{cc} = 1,25$ m²)

44. Un ambiente viene mantenuto alla temperatura di 20 °C mediante una pompa di calore. La potenza termica di un frigorifero che lavora tra le stesse temperature di evaporazione e condensazione è pari a 9 kW. La pompa di calore utilizza come sorgente a bassa temperatura dell'acqua di pozzo a 12 °C, raffreddandola fino a 7 °C in un evaporatore avente un'efficienza pari a 0,5. Calcolare:

- La portata di acqua necessaria.
- La temperatura di evaporazione.
- La temperatura di condensazione, supponendo che il COP sia di 4 e che esso corrisponda al 50% del COP ideale del ciclo inverso di Carnot.
- La temperatura dell'aria immessa in ambiente, considerando l'efficienza del condensatore pari a 0,5.

(Risposta: $\dot{m} = 0,43$ kg/s; $t_{ev} = 2$ °C; $t_{cd} = 41,3$ °C; $t_u'' = 30,65$ °C)

45. È necessario condensare del vapore alla temperatura di 30 °C in un condensatore di un impianto per la produzione di energia, adoperando l'acqua di raffreddamento proveniente da un lago che esce dai tubi del condensatore a 22 °C. L'efficienza del condensatore è pari a 0,5, la superficie di scambio termico complessiva è pari a 45 m². Determinare la portata di massa dell'acqua di raffreddamento ($c_l = 4186$ J/(kgK)). Per il calcolo del coefficiente di scambio termico globale U si consideri che il condensatore sia a tubi concentrici, di spessore trascurabile e diametro pari a 3 cm. Si abbiano come coefficienti di scambio termico convettivo $h_i = 5901$ W/(m²K) e $h_e = 1200$ W/(m²K).

(Risposta: $\dot{m}'' = 15,46$ kg/s)

3 || Esercizi di riepilogo

46. Un impianto a vapor d'acqua per la produzione di energia elettrica funziona secondo un ciclo Rankine con rigenerazione. All'uscita del generatore di vapore, la portata $\dot{m} = 5400$ kg/h, surriscaldata a $t_2 = 540$ °C e $p_2 = 20$ ata, si espande isoentropicamente nel corpo di alta pressione della turbina, fino alla pressione $p_3 = 5$ ata.

Successivamente, una quantità pari al 20% di questa portata di vapore viene inviata in uno scambiatore di calore, in cui fornisce alla portata di fluido, entrante a temperatura t_6 , il flusso termico necessario per portarlo alla temperatura t_1 . Tale scambiatore è collegato in controcorrente ed è costituito da due tubi concentrici in rame, il cui tubo interno ha un diametro $d_i = 3$ cm. Nel tubo interno scorre il fluido che entra alla temperatura t_3 . Per il calcolo del coefficiente di scambio termico globale si considerino i coefficienti di convezione interno ed esterno $h_i = 4941$ W/(m²K) e $h_e = 1800$ W/(m²K).

La restante parte di vapore viene invece espansa isoentropicamente nel corpo di bassa pressione della turbina, fino alla pressione $p_4 = 0,12$ ata.

Determinare:

- (a) Il coefficiente di scambio termico globale U .
- (b) La temperatura t_1 , considerando liquido saturo il fluido nel punto 5 e in $t_6 = t_5$.
- (c) L'efficienza dello scambiatore di calore.
- (d) L'area dello scambiatore.
- (e) L'entalpia specifica del punto 7.
- (f) La potenza ottenuta.
- (g) Il rendimento termico dell'impianto.

(Risposta: $U = 1319,36$ W/(m²K); $t_1 = 86,5$ °C; $\varepsilon = 0,64$; $h_7 = 538,03$ kcal/kg; $A_s = 1,21$ m²; $P = 1513,24$ kW; $\eta = 0,317$)

47. Un impianto a vapor d'acqua per la produzione di energia elettrica funziona secondo un ciclo Rankine con rigenerazione. All'uscita del generatore di vapore, la portata $\dot{m}_{tot} = 700$ kg/h, surriscaldata a $t_2 = 530$ °C e $p_2 = 50$ ata, si espande

isoentropicamente nel corpo di alta pressione T_1 della turbina, fino alla pressione $p_3 = 4$ ata.

Successivamente, una parte di questa portata viene spillata ed inviata in un miscelatore. La restante parte di vapore viene invece espansa isoentropicamente nel corpo di bassa pressione T_2 , fino alla pressione p_4 , poi condensa in uno scambiatore di calore (condensatore). Esso è costituito da due tubi concentrici, nel tubo interno scorre il fluido che entra alla temperatura t_4 , mentre nella sezione anulare scorre l'acqua di raffreddamento, che entra a $t_i = 10$ °C ed esce a $t_u = 40$ °C. Si abbiano i seguenti coefficienti di scambio termico convettivo: $h_i = 1691,3$ W/(m²K) e $h_e = 3000$ W/(m²K). L'efficienza di tale condensatore è pari a 0,75.

Si considerino le espansioni in turbina isoentropiche, il fluido nei punti 5 e 7 sia saturo e si trascuri il lavoro di pompaggio. Calcolare:

- (a) La temperatura di condensazione t_{CD} .
- (b) La frazione y di vapore spillato.
- (c) Il coefficiente di scambio termico globale.
- (d) La portata di massa dell'acqua di raffreddamento.
- (e) L'area dello scambiatore di calore.
- (f) La potenza ottenuta.
- (g) Il rendimento termico dell'impianto.

(Risposta: $t_{CD} = 50$ °C; $y = 0,148$; $U = 1081$ W/(m²K); $\dot{m}_{acqua} = 2,59$ kg/s; $A_s = 13,93$ m²; $P = 238275,84$ W; $\eta = 0,422$)

48. Un impianto turbomotore a gas, operante a circuito aperto con scambiatore rigenerativo a tubi concentrici tra il fluido in uscita dalla turbina e quello in uscita dal compressore, fornisce una potenza netta di 420 kW.

Il fluido evolvente (gas ideale con $k = 1,4$ e $c_p = 1003$ J/(kgK)) viene aspirato dal compressore, alla temperatura $t_1 = 24$ °C ed alla pressione $p_1 = 1,2$ ata, e quindi compresso adiabaticamente fino alla pressione p_2 con rendimento isoentropico $\eta_{ic} = 0,75$. Il lavoro reale speso nella compressione è pari a $L_{12} = -163$ kJ/kg.

Il fluido subisce quindi un riscaldamento isobaro nello scambiatore rigenerativo di efficienza $\varepsilon = 0,75$ e viene quindi ulteriormente riscaldato isobaricamente nella camera di combustione fino alla temperatura $t_4 = 642$ °C. Dall'espansione in turbina si ottiene un lavoro reale $L_{45} = 213,5$ kJ/kg.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico globale si considerino i coefficienti di convezione interno ed esterno $h_i = 17850$ W/(m²K) e $h_e = 8000$ W/(m²K).

Nell'ipotesi che la massa di combustibile immesso nella camera di combustione sia trascurabile rispetto alla massa del comburente, valutare:

- (a) La pressione p_2 del fluido alla mandata del compressore.

- (b) Il rendimento isoentropico dell'espansione in turbina.
- (c) Il rendimento termico del ciclo.
- (d) La portata del fluido circolante nell'impianto.
- (e) L'area dello scambiatore rigenerativo.

(Risposta: $p_2 = 4$ ata; $\eta_{ie} = 0,8$; $\eta_{ciclo} = 0,184$; $\dot{m} = 8,32$ kg/s; $A_s = 4,53$ m²)

49. Una cella frigorifera è posta in un ambiente a $t_{amb} = 20$ °C e mantiene al suo interno una temperatura $t_{frigo} = 0$ °C. Le condizioni interne sono mantenute da un impianto frigorifero funzionante a R134a, costituito da:

- un compressore con rendimento isoentropico $\eta_{is} = 0,8$
- un condensatore in cui il fluido condensa a $t_{CD} = 22$ °C e all'uscita del quale subisce un sottoraffreddamento di 10 °C
- una valvola di laminazione
- un evaporatore in cui il fluido evapora a $t_{EV} = -5$ °C e con coefficiente di scambio termico globale $U = 18$ W/(m²K)

Determinare:

- (a) La portata di massa circolante, sapendo che la potenza frigorifera è pari a $\dot{Q}_{EV} = 5000$ kcal/h.
- (b) La superficie di scambio dell'evaporatore.
- (c) Il rendimento di un ciclo diretto di Carnot operante tra le temperature t_{amb} e t_{frigo} .
- (d) Il COP del ciclo frigorifero.

(Risposta: $\dot{m} = 116,28$ kg/h; $A_{EV} = 64,6$ m²; $\eta_{Carnot} = 0,068$; $COP_{ciclo} = 7,2$)

50. Un ciclo frigorifero opera con ciclo a doppia compressione e doppia laminazione, con separatore di liquido intermedio, fra le temperature t_{EV} all'evaporatore e $t_{CD} = 40$ °C al condensatore. Il fluido refrigerante è R134a. La pressione intermedia nel separatore è di 4 bar.

Il rendimento isoentropico delle compressioni è pari a 0,75. Agli ingressi 1 e 3 delle valvole di laminazione il liquido è saturo, mentre alle uscite 5 e 7 dall'evaporatore e dal separatore il vapore è saturo secco.

La potenza frigorifera prodotta nell'evaporatore ($\varepsilon = 0,6$) viene utilizzata per raffreddare una portata $\dot{m} = 1250$ kg/h di acqua da una temperatura iniziale di ingresso $t'_i = 10$ °C ad una temperatura finale di uscita $t'_u = 1$ °C.

L'evaporatore è costituito da due tubi concentrici in rame con il fluido refrigerante che scorre nella sezione anulare, mentre l'acqua scorre nel tubo interno, di spessore e resistenza termica trascurabile.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico globale U si considerino i coefficienti di scambio termico convettivo $h_i = 22791,8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_e = 1200 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Determinare:

- (a) La temperatura t_{EV} di evaporazione del fluido R134a.
- (b) L'area dell'evaporatore.
- (c) Le portate di massa di R134a circolante all'evaporatore e al condensatore.
- (d) Il COP dell'impianto.

(Risposta: $t_{EV} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$; $A_{EV} = 1,17 \text{ m}^2$; $\dot{m}_{EV} = 0,0716 \text{ kg/s}$; $\dot{m}_{CD} = 0,097 \text{ kg/s}$; $COP_{ciclo} = 3,42$)

51. Un impianto frigorifero operante con R134a viene utilizzato per raffreddare una cella frigorifera. L'impianto è composto da un condensatore ($t_{CD} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$), da un unico compressore ($\eta_{ic} = 0,75$), da tre valvole di laminazione, da un miscelatore e da due evaporatori operanti in parallelo, alimentati singolarmente.

Nel primo evaporatore il fluido evapora a $-5 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre nel secondo a $-30 \text{ }^\circ\text{C}$. All'uscita degli evaporatori, il vapore è supposto saturo secco. Il primo evaporatore deve fornire una potenza frigorifera pari a 12 kW .

Il secondo evaporatore è posto in una cella frigorifera, le cui pareti, alte $2,5 \text{ m}$, consistono in uno strato di 8 cm di poliuretano espanso ($\lambda_P = 0,03 \text{ W}/(\text{mK})$), racchiuso tra due sottili lamine in lamiera zincata spesse ciascuna 1 mm ($\lambda_L = 110 \text{ W}/(\text{mK})$).

Tale cella frigorifera è posta in un ambiente che si trova a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e mantiene al suo interno una temperatura di $-20 \text{ }^\circ\text{C}$. L'evaporatore deve asportare, oltre al carico termico proveniente dall'ambiente esterno, un flusso termico prodotto dalle derrate alimentari pari a 5 kW .

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico globale delle pareti della cella, si considerino i coefficienti di convezione interno ed esterno $h_i = 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_e = 3,12 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Allo scopo di aumentare il coefficiente di effetto utile dell'impianto, all'uscita dal condensatore il fluido subisce un sottoraffreddamento di $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Determinare:

- (a) Il coefficiente di scambio termico globale.
- (b) Il flusso termico scambiato dalla cella frigorifera con l'ambiente esterno, sapendo che la superficie totale della cella è pari a 45 m^2 .
- (c) La portata di massa totale di R134a circolante nell'impianto.
- (d) La potenza di compressione.

(Risposta: $U = 0,321 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$; $\dot{Q}_{cella} = 577,8 \text{ W}$; $\dot{m}_{tot} = 0,118 \text{ kg/s}$; $P = 9,45 \text{ kW}$)

4 || Esempio di utilizzo del diagramma di fluido R134a p-h

In questo esempio si calcola l'entalpia specifica del vapore saturo secco di R134a alla pressione di 1.15 MPa.

Si procede calcolando, attraverso una interpolazione logaritmica, dove inserire nell'asse verticale la pressione di 1.15 MPa, che è un valore intermedio tra le tacche dell'asse. Una volta individuato tale punto, si traccia l'isobara (linea rossa orizzontale) fino al punto in cui si incontra la campana, dal lato del vapore saturo secco. Poi, si traccia una isoentalpica (linea blu verticale) a partire da tale punto fino all'asse. Si calcola il valore dell'entalpia incognito attraverso una interpolazione lineare.

“a” e “c” sono le lunghezze degli assi della pressione e dell'entalpia specifica, misurate con un righello. “d” è la distanza misurata dall'inizio dell'asse dell'entalpia specifica fino al punto di cui si vuole sapere il valore di entalpia specifica, anch'esso misurato con il righello. “20” e “0.01” sono i MPa degli estremi dell'asse delle pressioni. “700” e “100” sono i kJ/kg degli estremi dell'asse dell'entalpia specifica.

L'asse verticale è in scala logaritmica a base 10, quella orizzontale NON è a base logaritmica.

Misurando il diagramma stampato su di un foglio A4 si ottengono:

- $a = 14,8$ cm
- $c = 21,3$ cm

Si imposta la proporzione per determinare b :

$$\frac{\log_{10}(20) - \log_{10}(0,01)}{a} = \frac{\log_{10}(1,15) - \log_{10}(0,01)}{b}$$

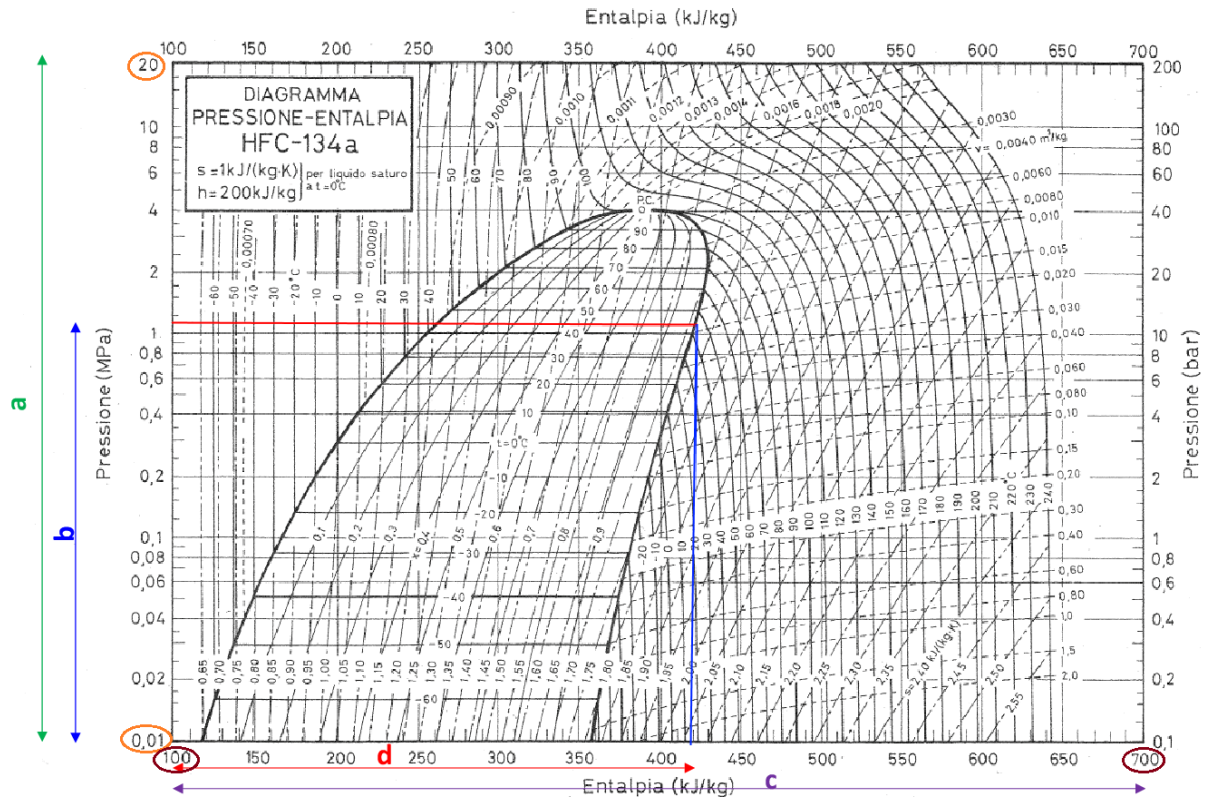
Da cui:

$$b = a \cdot \frac{\log_{10}(1,15) - \log_{10}(0,01)}{\log_{10}(20) - \log_{10}(0,01)} = 9,2 \text{ cm}$$

Esempio di utilizzo del diagramma di fluido R134a p-h



FACOLTÀ DI INGEGNERIA DELL'UNIVERSITÀ DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI FISICA TECNICA



Si imposta la seguente proporzione per determinare h :

$$\frac{700 - 100}{c} = \frac{h - 100}{d}$$

Si misura nel diagramma $d = 11,3$ cm

Risolvendo l'equazione in funzione di h si ottiene:

$$h = 100 + \frac{d}{c}(700 - 100) = 418,31 \text{ kJ/kg}$$

L'entalpia specifica del vapore saturo secco alla pressione di 1,15 MPa risulta quindi essere di 418,31 kJ/kg.