Corso di Fisica Tecnica per Ingegneria Meccanica

Prova del 2 luglio 2010

COGNOME NOME

MATRICOLA FIRMA

Esercizio 1

Un ciclo a gas ideale biatomico di massa molare M_m = 29 kg / kmol è costituito dalle seguenti trasformazioni:

1) compressione politropica da P_1 = 1 bar T_1 = 30 °C fino a P_2 = 5 bar T_2 = 150 °C;
2) espansione isoterma sino alla pressione $P_3 = P_1$;
3) raffreddamento isobaro sino alla temperatura iniziale T_1 = 30 °C.

Sapendo che le temperature della sorgente e del pozzo sono rispettivamente pari a T_H = 850 °C e T_C = 15 °C, si determinino: il lavoro netto fornito dal ciclo, i rendimenti di primo e secondo principio, l'energia utilizzabile non utilizzata (lavoro perso per irreversibilità).

Esercizio 2

Un impianto di pompaggio opera tra due serbatoi: quello di valle o di aspirazione è in contatto con l'atmosfera, quello di monte o di mandata è chiuso e mantenuto costantemente alla pressione assoluta P_2 = 10 bar.

Supponendo che il sistema operi in regime stazionario con una portata di acqua pari a 5 kg/s e che la differenza di quota tra i livelli dei due serbatoi sia costante e pari a 100 m, si calcolino:

1) la minima potenza richiesta dalla pompa per effettuare il processo.
2) la potenza richiesta dalla pompa nel caso in cui le perdite di carico tra i serbatoi siano pari a 2 bar.

Esercizio 3

Tra due pareti piane indefinite di ugual spessore, s = 18 cm, è interposta una lamina di rame con spessore trascurabile dove viene dissipata elettricamente una potenza specifica di 1 W / cm^2.

Sapendo che una parete ha conducibilità termica k_1 = 10 W / (m K) ed è lambita da aria alla temperatura indisturbata di 15 °C con coefficiente convettivo h_1 = 20 W / (m^2 K), mentre l'altra parete ha conducibilità termica k_2 = 10 W / (m K) ed è lambita da acqua alla temperatura indisturbata di 20 °C con coefficiente convettivo h_2 = 60 W / (m^2 K), si determinino:

1) la temperatura della lamina in rame supposta omoterma, ovvero la temperatura all'interfaccia delle pareti;
2) la potenza termica per unità di superficie trasmessa all'acqua;

Si rappresentino qualitativamente gli andamenti di temperatura nel sistema descritto.

Soluzioni

Esercizio 1
Si ha un ciclo triangolare costituito da:

- una trasformazione politropica di cui sono noti gli estremi $\Rightarrow$ è possibile determinare l'indice n da $P^{(1-n)/n}T = cost$ ($n = 1.26$) ed il c_X (-386 J/kgK, c_V e c_P sono rispettivamente pari a 717 e 1004 J/kgK - il gas è in pratica aria secca). Noti c_V e c_X sono immediatamente calcolabili $\Delta u = c_V \Delta T$ (86012 J/kg) e $q = c_X \Delta T$ (-46314 J/kg), da cui L (132326 J/kg) grazie al Primo Principio per sistemi chiusi.
- una trasformazione isoterma, durante la quale $\Delta u = 0$ e dunque $l = -q = -T\Delta s = TR^* ln(P_f/P_i)$ ($l = -195257$ J/kg, $q = 195257$ J/kg)
- una trasformazione isobara, durante la quale $q = \Delta h = c_P(T_f - T_i)$ (-120417 J/kg) e $l = -P(v_f - v_i)$ (34405 J/kg).

Il lavoro netto l_n scambiato dal ciclo è ovviamente pari alla somma algebrica dei lavori scambiati durante le tre trasformazioni, o anche all'opposto della somma algebrica dei calori scambiati durante le tre trasformazioni (-28526 J/kg).

Scegliendo la prima strada, sarebbe anche stato possibile considerare tutte le trasformazioni come in atto in sistemi fluenti, nel qual caso il lavoro durante la trasformazione isobara diventa nullo ed il lavoro lungo la politropica deve essere calcolato come $\int v dP$.

Il calore in ingresso q_H è solo quello ricevuto durante la trasformazione isoterma, pertanto immediatamente $\eta_I = l_n/q_H$ (14.6%) e $\eta_I I = \eta_I / (1 - T_C/T_H) = \eta_I/74.3\% = 19.6\%$.

Il lavoro perso o energia utilizzabile non utilizzata può essere infine calcolato come $l_p = |l_{CR}| - |l_n| = \eta_{CR} q_H - |l_n|$ o come $T_C(-q_H/T_H - q_C/T_C)$ facendo attenzione al fatto che q_C è composto da due contributi. $l_p = 116637$ J/kg.

Esercizio 2
Dal Primo Principio per sistemi fluenti, nelle ipotesi di regime stazionario, adiabaticità, velocità in ingresso e uscita uguali (e trascurabili) si ha:

$$\dot{L} \; = \; \dot{M}\,(v\,\Delta P \; + \; g\Delta z)$$

da cui:

- nel caso ideale in assenza di perdite di carico:

$$\dot{L} \; = \; \dot{M}\,[v\;(P_2 \; - \; P_1) \; + \; g\Delta z] \; = \; 9397 \text{ W}$$

- in presenza delle perdite di carico:

$$\dot{L} \; = \; \dot{M}\,[v\;(P_2 \; + \; \Delta P_L \; - \; P_1) \; + \; g\Delta z] \; = \; 10397 \text{ W}$$

Esercizio 3
La dissipazione elettrica nella lamina centrale porta ad un flusso termico che deve essere smaltito dal sistema (per il resto composto da strati puramente passivi), in parte verso destra in parte verso sinistra, in proporzione legata alla configurazione del sistema dai due lati della lamina.
Dato che il dominio conduttivo è simmetrico rispetto alla lamina, ma il dominio convettivo no, tale flusso termico si divide in parti disuguali.
E' dunque necessario impostare il sistema:

$$\begin{cases} \dot{Q}''_{sx} = -\dfrac{T_{\infty_{sx}} - T_{lamina}}{s/k + 1/h_{sx}} \\ \\ \dot{Q}''_{dx} = -\dfrac{T_{\infty_{dx}} - T_{lamina}}{s/k + 1/h_{dx}} \\ \\ \dot{Q}''_{tot} = \dot{Q}''_{sx} + \dot{Q}''_{dx} \end{cases}$$

da cui:

$$T_{lamina} \; = \; \frac{\dot{Q}'' + T_{\infty_{sx}}/\left(s/k + 1/h_{sx}\right) + T_{\infty_{dx}}/\left(s/k + 1/h_{dx}\right)}{1/\left(s/k + 1/h_{sx}\right) + 1/\left(s/k + 1/h_{dx}\right)}$$

e nota T_{lamina} si calcolano facilmente i flussi nei due versi.

Sostituendo i valori numerici: $T_{lamina} = 248$ °C, $\dot{Q}''_{sx} = 3425$ W/m^2, $\dot{Q}''_{dx} = 6575$ W/m^2.

L'andamento di temperatura nei due strati solidi è lineare, con pendenza legata al flusso termico dato che la conducibilità è uguale. Il salto di temperatura tra le facce esterne degli strati solidi ed i fluidi indisturbati dipende invece sia dal flusso termico sia dal coefficiente convettivo, diverso tra aria e acqua.