NUMERO: 704 DATA: 07/10/2013

A P P U N T I

STUDENTE: Orefice

MATERIA: Termodinamica e Trasmissione del Calore Esercizi
Prof. Giaretto

(II) **PRIMO PRINCIPIO – SISTEMI APERTI E CHIUSI**

1) Un compressore ideale comprime 500 kg/h di azoto (N_2, 28 kg/kmol) da 1 a 10 bar secondo una politropica di esponente n = 1.3. La temperatura iniziale del gas sia pari a 10 °C. Determinare:
   a) la portata di volume all'aspirazione;
   b) la portata di volume alla mandata;
   c) la temperatura finale del gas;
   d) la potenza termica scambiata;
   e) la potenza meccanica fornita.

[G_{V1} = 0.117 m³/s, G_{V2} = 0.02 m³/s, T_2 = 481.7 K, Φ = -6825 W, W_t = -35493 W]

2) Un compressore aspira una portata volumetrica G_{V1} = 150 m³/h di azoto alla pressione p_1 = 1 bar ed alla temperatura T_1 = 20°C e la comprime fino alla pressione p_2 = 30 bar.
Nell'ipotesi che l'azoto si comporti come un gas ideale e che tutte le trasformazioni siano reversibili, determinare la potenza di compressione, la temperatura finale dell'azoto e l'eventuale potenza termica scambiata nel caso di:
   a) compressione isoterma monostadio,
   b) compressione adiabatica monostadio,
   c) compressione adiabatica bistadio con interrefrigerazione.

[isoterma monostadio $\Phi = W_t$ = -14.17 kW; adiabatica monostadio T = 775 K, W_t -23.95 kW; adiabatica bistadio T = 477 K, W_t = -18.25 kW, Φ = -9.125 kW]

3) Un cilindro orizzontale contenente aria è chiuso lateralmente da un pistone, che scorre senza attriti, collegato ad una molla di costante elastica pari a 100 kN/m.
L'aria si trova inizialmente in equilibrio con l'ambiente esterno (p_0 = 1 ata, T_0 = 20 °C).
Determinare la quantità di calore che deve essere fornita al fluido per deformare la molla di 2 cm.
Si assuma che il pistone abbia una sezione retta pari a 100 cm², che l'aria occupi un volume iniziale V_1 di 1 dm³ e si comporti come una sostanza ideale con γ = 1.4 e R = 287 J/(kg K).

[Q = 689 J]

4) Un cilindro verticale chiuso superiormente da un pistone libero di scorrere senza attrito contiene una massa M_g = 0.1 kg di azoto (gas ideale di massa molare = 28 kg/kmol, γ = 1.4) inizialmente in equilibrio con l'esterno.
Ad un certo istante al gas vengono somministrati simultaneamente una quantità di calore Q ed una quantità di lavoro tecnico L_t trasferito da una ventola collegata ad un grave che cade di ~~1 m~~. 1 cm
Sapendo che la sezione del pistone è S_p = 1 m² e che la sua massa è M_p = 500 kg, che il grave ha una massa M_g = 12650 kg, che la pressione e la temperatura esterna sono rispettivamente 1 bar e 25°C, determinare il calore che deve essere fornito all'azoto per quintuplicare il suo volume.

[Q = -120 J] 48,5 kJ

5) In un dispositivo adatto all'espansione di un fluido, una portata di 20 kg/s di aria entra alla pressione p_1 = 40 bar ed alla velocità w_1 = 180 m/s. Ad espansione avvenuta risulta T_2 = 500°C e w_2 = 270 m/s. Nell'ipotesi che durante il processo, adiabatico, si sviluppi una potenza tecnica di 6000 kW, si valuti la temperatura di ingresso dell'aria e l'area della sezione di ingresso del dispositivo. Si consideri l'aria una miscela ideale di gas ideali con γ = 1.4 e R = 287 J/(kg K) e si trascuri la variazione dell'energia potenziale.

[T_1 = 819°C, A_1 = 87 cm²]

6) Un cilindro con pistone disposto orizzontalmente il cui volume iniziale è V_1, contiene un gas ideale alla pressione P_1 e alla temperatura T_1.
Al sistema così costituito viene fornita una quantità di lavoro $L_{1,2}$ attraverso una trasformazione adiabatica reversibile e, successivamente, viene sottratta una quantità di calore $Q_{2,3}$ mediante una trasformazione isocora reversibile.
Qualora si attuasse, con le stesse modalità esposte, prima la trasformazione isocora e poi quella adiabatica reversibile, gli stati finali del gas coinciderebbero?

EX3: La Pressione Finale è data dalla Somma di P_e e della Pressione esercitata dalla MOLLA

- $P_M = \frac{F}{S_{retta}} = \frac{K\Delta x}{S_{retta}}$
- $\Delta U = M c_v \Delta T$
- ΔV
- M

$dh = du + d(p \cdot v)$

$dh = du + d(pv)$

$du = dh - d(pv)$

$q - l_i = \Delta u$

$q - p\,dv = dh - p\,dv - v\,dp$, $L = 0$

EX4

PROCESSO "ISOBARO" dove PRESSIONE sia all'inizio che alla fine è SEMPRE

$p = P_e + \frac{M_g}{S}$

Bene, solo 1? che NON c'è coerenza fra PROF e SANDRO!

• $\boxed{c = c_v \frac{n-\gamma}{n-1}} = 0.743 \cdot 10^3 \cdot \frac{1.3-1.4}{1.3-1} = -247{,}67 \ J/kgK$

$\Rightarrow q = -49125 \ J/kg$

$\Rightarrow \boxed{\phi = G \cdot q} = \underline{-6823 \ W}$ ✓

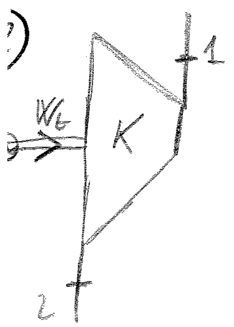
IP) $\phi - W_t = \frac{d}{dt}\left[U + \cancel{E_c} + \cancel{E_p} + \cancel{p_0 V}\right]_{vc} + \sum G_j (h + \cancel{e_c} + \cancel{e_p})_j$

$\phi - W_t = G(h_2 - h_1) = G c_p (T_2 - T_1)$

$\Rightarrow W_t = \phi - G c_p (T_2 - T_1) = \underline{-35446 \ W}$ ✓

$\boxed{OK}$

?)



COMPRESSORE

$G_{v1} = 180 \ m^3/h$ $\quad N_2$

$p_1 = 1 \ bar = 10^5 \ Pa$

$T_1 = 20°C = 293.15K$

$p_2 = 30 \ bar = 30 \cdot 10^5 \ Pa$

GAS IDEALE
Tutte TRASF. REV

Ib: W_t? T_2? ϕ?

a) Compressione ISOTERMA MONOSTADIO.

$N_2: \begin{cases} R = 297 \ J/kg \\ c_p = 1{,}039 \ kJ/kgK \\ c_v = 0.743 \ kJ/kgK \\ \gamma = 1{,}4 \end{cases}$

$T = cost \Rightarrow T_2 = T_1 = 293.15K$

$T = cost \Rightarrow pv = cost$

$v_1 = \frac{RT}{p_1} = 0{,}871 \ m^3/kg \Rightarrow \rho_1 = \frac{1}{v_1} = 1{,}148 \ kg/m^3$

• IP) $\phi - W_t = \frac{d}{dt}\left[U + \cancel{E_c} + \cancel{E_p} + \cancel{p_0 V}\right]_{vc} + \sum G_j (h + \cancel{e_c} + \cancel{e_p})_j$

$\phi - W_t = \cancel{G c_p (T_2 - T_1)} \Rightarrow \phi = W_t$

• $l_t = -\int v\,dp = -p_1 v_1 \int \frac{1}{p} dp = -p_1 v_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = -296245 \ J/kg$

$v = \frac{p_1 v_1}{p}$

$v_2 = \frac{RT}{p_2} = 0{,}03 \ m^3/kg$

$\Rightarrow \underline{l_t = -296245 \ J/kg = q}$

$\Rightarrow l_t = -190\,783\ J/kg$

$\Rightarrow W_{t1} = G \cdot l_t = \underline{-9119\ W}$

2-3 : ISOBARA $\Rightarrow l_t = 0 \Rightarrow W_t = 0$

$\Rightarrow$ IP) $\phi - \cancel{W_t} = \cancel{\frac{d}{dt}[U+E_c+E_p+p_0V]_{vc}} + \sum G_j(h+e_c+e_p)$

$$\phi_{2-3} = G\,c_p\,(T_3 - T_2) = \underline{\underline{-9110\ W}}$$

• Dalla ADIAB di PRIMA, troviamo

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \underline{426{,}6\ K}$$

NB) $T_3 = T_1$ in quanto il processo di Interrefrigerazione ci permette di avvicinarci all'andamento dell'ISOTERMA, così che si spende meno lavoro

3-4 : ADIAB REV $\Rightarrow \phi_{3-4} = 0$

• $v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = 0{,}158\ m^3/kg$

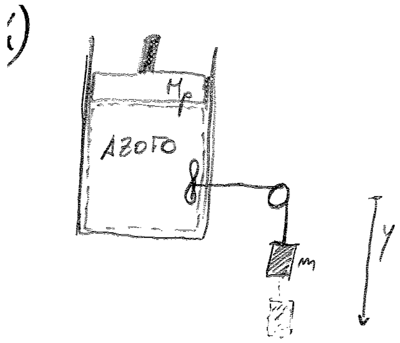
$\Rightarrow l_t = -\int v\,dp = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_3 v_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] = -189\,512\ J/kg$

$\Rightarrow W_t = G \cdot l_t = \underline{-9059\ W}$

$$\Rightarrow \begin{cases} W_t = W_{t1-2} + W_{t3-4} = \underline{\underline{-18{,}18\ kW}} \\ \phi = \phi_{2-3} = \underline{\underline{-9{,}1\ kW}} \\ T_{unf} = \underline{\underline{426{,}6\ K}} \end{cases}$$

$\boxed{OK}$

i)



CILINDRO VERTICALE CHIUSO
NO ATTRITO

N_2: $M_g = 0.1$ Kg
$\mathcal{M} = 28$ Kg/Kmol
$\gamma = 1.4$

$S_p = 1 m^2$; $M_p = 500$ Kg
$p_e = 1 bar$ $T_1 = 25°C$
$V_2 = 5 V_1$

Ventola trasferisce L_t con un carico ~~M~~ $m = 12650$ Kg che scende di $\Delta y = 1 m$

Th: Q?

- Considero come SISTEMA solo l'AZOTO!

Su di esso agisce una PRESSIONE COSTANTE pari a

$\boxed{p = p_e + p_p}$ dove $p_p = \frac{F}{S} = \frac{M_p \cdot g}{S_p} = 4905$ Pa

$\Rightarrow p = 10^5 + 4905 = \underline{104905 \text{ Pa}}$

- Avremo Lavoro dovuto alla VARIAZIONE di VOLUME + LAVORO Trasferito dalla VENTOLA $\Rightarrow L_i = L_0 + L_t$

- Guardiamo alla VENTOLA: $L_t^v = mg\Delta y = \underline{124096.5 \text{ J}}$

$\Rightarrow L_t^g = -L_t^v = -124096.5 J$

- $L_0 = \int p dV$ (← sistema CHIUSO)

$= p\Delta V = p 4 V_1$ $\Rightarrow L_0 = \underline{35248 \text{ J}}$

dove $V_1 = \frac{M_g R T_1}{p} = 0.084 m^3$

$\Rightarrow L_i^g = L_0 + L_t^g = \underline{-88848.4 \text{ J}}$

- I P) sistema CHIUSO: $Q - L_i = M_g \Delta u = M_g c_v (T_2 - T_1)$

dove $T_2 = \frac{p V_2}{M_g R} = \underline{1483.5 K}$ $\Rightarrow Q = L_i + M_g c_v (T_2 - T_1) = \underline{\underline{-222 \text{ J}}}$ ✓

$\boxed{OK}$

161

(III) PRIMO E SECONDO PRINCIPIO – SISTEMI APERTI E CHIUSI

1. Un cilindro verticale chiuso superiormente da un pistone, supposto di massa trascurabile, contiene 10 kg di aria (gas ideale) alla pressione di 10 bar ed alla temperatura di 27°C. Sul pistone grava un peso opportuno, e la pressione esterna vale 1 bar. Ad un certo istante si dimezza il peso che grava sul pistone, il quale si solleva fino a raggiungere una nuova posizione di equilibrio. Valutare, supponendo adiabatico il processo:
   a) la temperatura finale dell'aria,
   b) il lavoro compiuto dalle forze interne,
   c) la variazione di entropia del gas,
   d) il lavoro compiuto dalle forze interne nel caso reversibile (medesima pressione finale del gas).

   [T_2 = 261.4 K, L_i = 276.9 kJ, ΔS = 0.332 kJ/K, $L_{i,id}$ =338 kJ]

2. Due recipienti chiusi (RIGIDI) A e B, rigidi, di volume uno doppio dell'altro, sono collegati con un tubo intercettato da una valvola. Entrambi i recipienti sono termicamente isolati. Il recipiente più piccolo, il cui volume V_A è 0.2 m^3, contiene idrogeno (gas ideale bi-atomico di massa molare 2 kg/kmol) alla pressione di 12 bar e alla temperatura di 22°C, mentre quello più grande è vuoto. Nell'ipotesi di trasformazione ovunque adiabatica ed adiabatica reversibile per il recipiente più piccolo, calcolare la pressione, le masse e le temperature del gas nei due contenitori una volta che, aperta la valvola di intercettazione, l'idrogeno è fluito nel recipiente più grande fino ad ottenere l'equilibrio delle pressioni. Determinare inoltre l'entropia generata nel processo.

   [p_2 = 4 bar, $M_{A,2}$=0.0892 kg, $M_{B,2}$=0.1064 kg, $T_{A,2}$=215.6 K, $T_{B,2}$=361.7 K, S_{irr}=0.8 kJ/K]

3. Un piccolo generatore ausiliario di potenza è costituito da un serbatoio (RIGIDO) contenente aria ed una turbina della potenza di 75 W collegata ad un alternatore. La pressione nella sezione di ingresso alla turbina è mantenuta costante mediante un regolatore di pressione, costituito da una valvola di trafilazione (laminazione). Assumendo che il serbatoio si trovi inizialmente alla pressione di 140 bar ed alla temperatura di 20°C, costante nell'arco del processo, che la pressione in ingresso alla turbina sia mantenuta pari a 7 bar, che la pressione in uscita alla turbina sia pari ad 1 bar, determinare il volume del serbatoio che consenta il funzionamento dell'alternatore per un'ora, nell'ipotesi che il processo si arresti quando la pressione all'interno del serbatoio eguaglia la pressione di ingresso della turbina, supposta reversibile. Determinare la quantità di calore fornita e l'entropia generata durante il processo. ~150T

   [V = 13.6 dm^3, Q=180.9 kJ, S_{gen} = 1.33 kJ/K]

4. Un sistema isolato è costituito da 3 termostati a temperature T_1 = 350°C, T_2 = 400°C, T_3 = 450°C. Si calcoli la variazione di entropia del sistema nei casi seguenti:
   a) passaggio di 200 kJ di energia termica dal termostato 3 al termostato 1;
   b) passaggio di 200 kJ di energia termica dal termostato 3 al termostato 1 attraverso il termostato 2,
   Avendo reso completamente reversibile il processo interponendo una macchina di Carnot fra il serbatoio 1 ed il serbatoio 3, determinare la variazione di entropia del sistema e dare un'interpretazione del risultato ottenuto confrontandolo col risultato ottenuto al punto a).

   [a), b): ΔS = 0.0444 kJ/k, caso reversibile ΔS = 0]

5. Un sistema industriale che opera in condizioni stazionarie, tratta una portata d'aria 1 kg/s (gas ideale con γ = 1.4 e R = 287 J/kg K) alla temperatura di 20°C ed alla pressione di 1 bar. All'interno del sistema l'aria riceve la potenza termica di 1 MW, subisce una sequenza di processi mirati alla produzione di potenza meccanica e viene espulsa attraverso due differenti percorsi d'uscita: il 75% della portata entrante fuoriesce da uno sfiato alla temperatura di 50°C, alla pressione di 1.2 bar e con velocità di 2 m/s, il rimanente 25% della portata è espulsa al camino alla temperatura di 150°C ed alla pressione di 1.2 bar e con velocità di 20 m/s. La potenza termica rigettata dai processi è 0.5 MW. Fissato un riferimento altimetrico opportuno, l'aria entra alla quota di 10 m, esce dallo sfiato alla quota di riferimento e dal camino alla quota di 20 m. La velocità dell'aria nella sezione di ingresso al sistema si può considerare trascurabile. Determinare la potenza meccanica prodotta dal sistema. Nell'ipotesi che la potenza termica sia fornita da una sorgente alla temperatura di 850°C e che il calore residuo sia scaricato all'ambiente alla temperatura di 20°C, determinare lil flusso di entropia dovuto alle irreversibilità.

   [W_t = 445 kW, Σ_{irr} = 929.75 W/K]

6. Una mole di gas perfetto si espande in modo isotermo da 2 ata a 1 ata in un dispositivo formato da un cilindro e da un pistone, entrambi buoni conduttori termici, posto in un ambiente ad 1 ata ed a 300 K; durante l'espansione sul pistone si esercita una forza di attrito tale che in ogni istante è in condizioni di quasi equilibrio con la forza dovuta alla pressione netta; in questo modo il pistone si muove molto lentamente, con accelerazione trascurabile. Determinare la variazione di entropia del gas, la variazione di entropia dell'ambiente esterno e la variazione di entropia totale, il lavoro perso per attrito.

   [$\Delta S_{gas} = \overline{R}\cdot[\ln(2)]$, $\Delta S_{ext} = \overline{R}/2$, $L_a = \overline{R}\,T\cdot[\ln(2)-1/2]$]

EX3: Della TURBINA non interessa SOLO la POTENZA, perché è un SISTEMA STAZIONARIO, grazie alla Valvola, quindi, ho
(?) $-W_t = G(h_2 - h_1)$ dove G, adesso, è costante
Quello che veramente mi interessa è il SERBATOIO, che si "svuota" => Varia MASSA

3
5
6
1

$\Rightarrow L_i = L_0 + L_t = p_E \Delta V + p_m \Delta V = (p_E + p_m)(V_2 - V_1) = p_2 (V_2 - V_1)$

- $V_1 = \dfrac{M R T_1}{p_1} = 0{,}861 \; m^3$

Tolgo 1 pesello!

<u>NB</u> $p_2 = p_E + p_m = 5{,}5$ bar

$\Rightarrow -L_i = \Delta U$

$-(p_E + p_m)(V_2 - V_1) = M c_v (T_2 - T_1)$

$-p_2 (V_2 - V_1) = \dfrac{\cancel{M} R}{\gamma - 1} \left(\dfrac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{\cancel{MR}} \right)$

$\Rightarrow + p_2 V_2 + \dfrac{p_2 V_2}{\gamma - 1} = + p_2 V_1 + \dfrac{p_1 V_1}{\gamma - 1}$

$\Rightarrow \gamma p_2 V_2 + \cancel{p_2 V_2} - \cancel{p_2 V_2} = \gamma p_2 V_1 - p_2 V_1 + p_1 V_1$

$\Rightarrow V_2 = V_1 - \dfrac{V_1}{\gamma} + \dfrac{p_1 V_1}{\gamma p_2} = 0{,}861 - \dfrac{0{,}861}{1{,}4} + \dfrac{10^{6} \cdot 0{,}861}{1{,}4 \cdot 5{,}5 \cdot \cancel{10}} =$

$= 0{,}861 - 0{,}615 + 1{,}118 = \underline{1{,}365 \; m^3}$

- $\Rightarrow L_i = p_2 (V_2 - V_1) = \underline{277200 \; J}$ ✓
- $T_2 = \dfrac{p_2 V_2}{R M} = \underline{\underline{261{,}5 \; K}}$ ✓
- $(s_2 - s_1) = c_p \ln \dfrac{T_2}{T_1} - R \ln \dfrac{p_2}{p_1} = -138{,}54 + 171{,}58 = 33{,}04 \; J/kg K$

$\Rightarrow \Delta S = M (s_2 - s_1) = \underline{\underline{330{,}4 \; J/K}}$ ✓

Supponiamo il Processo ADIAB. REV: Quanto vale L_i^{id}?

(Hp) $= p_2$ sempre la stessa

$T p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \text{cost} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\dfrac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 253 \; K$

IP) $Q - L_i = \Delta U$

$-L_i = M c_v (T_2 - T_1) \Rightarrow \underline{\underline{L_i = 338 \; kJ}}$ ✓

$\boxed{Ok}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 13 di 169

• Supponiamo che, in A, Trasf ADIAB. REV

$\Rightarrow pv^\gamma = cost \Rightarrow p_{1A} v_{1A}^\gamma = p_{2A} v_{2A}^\gamma$

$\Rightarrow v_{2A} = v_{1A} \left(\frac{p_{1A}}{p_{2A}}\right)^{1/\gamma} = \underline{\underline{2{,}22 \ m^3/kg}}$

• $T_{2A} = \frac{p_{2A} v_{2A}}{R} = \underline{\underline{215{,}3 \ K}}$ ✓

• $M_{2A} = \frac{p_{2A} V_A}{R T_{2A}} = \underline{\underline{0{,}0901 \ kg}}$ ✓

• $M_{2B} = M_{1A} - M_{2A} = \underline{\underline{0{,}106 \ kg}}$ ✓

• $T_{2B} = \frac{2 M_{2A} T_{2A}}{M_{2B}} = \underline{\underline{366 \ K}}$ ✓

• Per il calcolo delle ENTROPIE, vediamo che entrambi i recipienti sono Termicamente Isolati ⇒ NON scambiano calore con l'Ambiente Est ⇒ esse saranno date solo dai contributi delle variazioni di Entropia legate alle masse M_{2A} e M_{2B}!

NB: I contributi possono essere sommati perché anche l'Entropia è una Grandezza ESTENSIVA!

A): $\Delta S_A = M_{2A}\left[c_p \ln \frac{T_{2A}}{T_{1A}} - R \ln \frac{p_{2A}}{p_{1A}}\right] = 0$ perché in A ADIAB-REV!

B): $\Delta S_B = M_{2B}\left[c_p \ln \frac{T_{2B}}{T_{1A}} - R \ln \frac{p_{2B}}{p_{1A}}\right] \cong 0{,}8 \ KJ/K$

$\Rightarrow S_{var} = \Delta S_A + \Delta S_B = \underline{\underline{0{,}8 \ KJ/K}}$ ✓

NB: Per M_{2B}, ho usato come RIFERIMENTO T_{1A} e p_{1A}. Questo perché all'inizio essa era contenuta nel recipiente A !!

OK

$\Rightarrow -L_{te} = M_T c_p (T_{2T} - T_{1T})$

$\Rightarrow M_T = \dfrac{-L_t}{c_p (T_{2T} - T_{1T})} = \underline{\underline{2,149\ Kg}}$

• Consideriamo il Serbatoio.

IP) Sist APERTO : $\phi - \cancel{W_t} = \dfrac{d}{dt}\left[U + \cancel{E_c} + \cancel{E_p} + \cancel{pV}\right] + \sum G_j (h + \cancel{e_c} + \cancel{e_p})$

$\Rightarrow \phi = \left[\dfrac{dU}{dt}\right]_{VC} + G_u h_{2A}$

$$\boxed{Q = M_{2A} u_{2A} - M_{1A} u_{1A} + M_T h_{1T}}$$

• $p_{1A} V_A = M_{1A} R T_{1A}$ MA V_A è sempre lo stesso, xchè (A) Rigido

$p_{2A} V_A = M_{2A} R T_{2A}$ $T_{1A} = T_{2A}$

$\Rightarrow \boxed{\dfrac{p_{1A}}{p_{2A}} = \dfrac{M_{1A}}{M_{2A}}}$ Ora $M_T = M_{1A} - M_{2A} = M_{1A}\left(1 - \dfrac{M_{2A}}{M_{1A}}\right) = M_{1A}\left(1 - \dfrac{p_{2A}}{p_{1A}}\right)$

$\Rightarrow M_{1A} = \dfrac{M_T \cdot p_{1A}}{p_{1A} - p_{2A}} = \underline{\underline{2,262\ Kg}}$

$\Rightarrow M_{2A} = \underline{\underline{0,113\ Kg}}$

$\Rightarrow V_A = \dfrac{M_{1A} R T_{1A}}{p_{1A}} = \underline{\underline{0,01359\ m^3}}$ ✓

• $\Rightarrow Q = M_{2A} c_v T_{2A} - M_{1A} c_v T_{1A} + M_T c_p T_{1T}$

$= 23784,43 - 426109,60 + 633129,25 =$

$= \underline{\underline{180,8\ KJ}}$ ✓

• Per il calcolo della ENTROPIE dobbiamo tener conto anche del fatto che il Serbatoio scambia calore con l'Est.

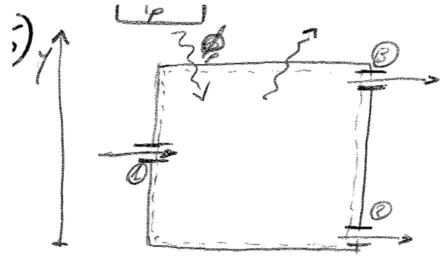
$\Rightarrow \left(\dfrac{dS}{dt}\right)_{univ} = \left(\dfrac{dS}{dt}\right)_{amb} + \left(\dfrac{dS}{dt}\right)_{sist}$

$\left(\dfrac{dS}{dt}\right)_{amb} = -\dfrac{Q}{T} = -0,617\ KJ/K$

$\left(\dfrac{dS}{dt}\right)_{sist} = M_1 (s_2 - s_1) = M_{1A}\left[c_p \cancel{\ln\dfrac{T_{2A}}{T_{1A}}} - R \ln\dfrac{p_{2A}}{p_{1A}}\right] = +1944,81\ J/K$

$\Rightarrow S_{gen} = \underline{\underline{1,33\ KJ/K}}$ ✓

OK



Condizioni STAZIONARIE

ARIA : Gas Ideale $k = 1{,}4$ $R = 287\ J/kgK$ $c_p = 1005\ J/kgK$ $c_v = 718\ J/kgK$

① $T_1 = 20°C$ $y_1 = 10m$ $p_1 = 1\ bar$ $w_1 \approx 0$

③ $25\% = G_3$ $G_1 = 1 kg/s$

$T_3 = 150°C$

$p_3 = 1{,}2\ bar$

$w_3 = 20\ m/s$

$y_3 = 20m$

② $25\% = G_2$

$T_2 = 50°C$

$p_2 = 1{,}2\ bar$

$w_2 = 2 m/s$

$y_2 = 0\ m$

$\Phi_{ass} = 1MW$

$\Phi_{ced} = 0{,}5MW$

Th. W_t?

- Sistema APERTO in Condizioni STAZIONARIE

$\Rightarrow$ IP) $\Phi - W_t = \cancel{\frac{d}{dt}\left[U + E_c + E_p + p_0V\right]_{vc}} + \sum G_j(h + e_c + e_p)_j$

$$\Phi_{netto} - W_t = G_2\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + \cancel{gy_2}\right) + G_3\left(h_3 + \frac{w_3^2}{2} + gy_3\right) - G_1\left(h_1 + \cancel{\frac{w_1^2}{2}} + gy_1\right)$$

$$\Phi_{netto} - W_t = G_2\left(h_2 - h_1 + \frac{w_2^2}{2} - gy_1\right) + G_3\left(h_3 - h_1 + \frac{w_3^2}{2} + g(y_3 - y_1)\right)$$

$(h_2 - h_1) = c_p(T_2 - T_1) = 1005(323{,}15 - 293{,}15) = 30150\ J/kg$

$(h_3 - h_1) = c_p(T_3 - T_1) = 1005(423{,}15 - 293{,}15) = 130650\ J/kg$

$\Phi_{netto} = \Phi_{ass} - \Phi_{ced} = 0{,}5\ MW$

$\Rightarrow 0{,}5 \cdot 10^6 - W_t = 0{,}25(30150 + 2 - 100) + 0{,}25(130650 + 200 + 100)$

$\Rightarrow W_t = -22539 - 32737{,}5 + 500000$

$\Rightarrow \underline{\underline{W_t = 444\ KW}}$ ✓

- Supponiamo che la Potenza Termica sia fornita da un Pozzo a $T_p = 850°C$ e che Φ_{ced} sia ceduta all'Ambiente a $T_a = 20°C$.

Th. S_{gen}?

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{univ} = \left(\frac{dS}{dt}\right)_{amb} + \left(\frac{dS}{dt}\right)_{sist}$$

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{amb} = -\frac{\Phi_p}{T_p} + \frac{\Phi_{ced}}{T_a} = -890{,}35 + 1705{,}61 = +815{,}26\ W/K$$

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{sist} = \cancel{\left(\frac{dS}{dt}\right)_{vc}} + \sum G_j s_j = G_3 s_3 + G_2 s_2 - G_1 s_1 = G_3(s_3 - s_1) + G_2(s_2 - s_1)$$

Non ci viene fornita la MASSA del Pistone ⇒ Posso ipotizzare che la Forza Peso (⇒ Pressione) del Pistone sia Trascurabile.

Considero come SISTEMA = GAS + PISTONE: l'UNICA forza esterna che agisce sul Sistema è la p_e!

$$\Rightarrow L_0 = \int p\,dv = p_e \Delta V = p_e (V_2 - V_1) = p_e V_2 = p_e \frac{\bar{R}T}{p_2}$$

MA $p_2 = 2p_e \Rightarrow L_0 = \cancel{p_e} \frac{\bar{R}T}{2\cancel{p_e}} = \frac{\bar{R}T}{2}$

$$\Rightarrow \boxed{L_i^g = \frac{\bar{R}T}{2}} = Q^g$$

$$\Delta S_{amb} = \frac{-Q^g}{T_e} = \frac{-\bar{R}}{2}$$

Se ora si considera come SISTEMA SOLO il GAS, si può dire che il processo avviene molto lentamente e che la pressione (che agisce sulla faccia interna del pistone) è uniforme su TUTTO il Sistema. La Forza di Attrito NON agisce sul Gas, che è il Sistema, e si può quindi parlare di un'espansione Isoterma (internamente) Reversibile, per cui:

$$L_i = \int p\,dV = \int n\bar{R}T\frac{dV}{V} = \bar{R}T\ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) = \bar{R}T\ln(2)$$

⇒ Visto che il lavoro necessario per vincere la Pressione Esterna vale

$$L_e = \frac{\bar{R}T}{2}$$

Mentre il lavoro prodotto dal Gas è pari a

$$L_g = \bar{R}T\ln(2)$$

$$\Rightarrow \boxed{L_{att} = L_g - L_e} = \bar{R}T\left[\ln(2) - \frac{1}{2}\right]$$

64

- $M_{1A} = M_{2A} + M_{2B} = 0{,}1956\ Kg$

$M_{1B} = 0$ In A = Trasf ADIAB REV

$V_B = 2V_A$ In B = Trasf ADIAB

$p_{2A} = p_{2B}$ GAS IDEALE

$T_{1A} = 22\,°C$ $\mu = 2\ Kg/Kmol$; $R = 4157$

$p_{1A} = 12\ bar$

$$p_{2A} = \frac{M_{2A} R T_{2A}}{V_A} = \frac{M_{2B} R T_{2B}}{V_B} = p_{2B}$$

$$2 M_{2A} \cancel{R} T_{2A} = M_{2B} \cancel{R} T_{2B}$$

L'ENERGIA INTERNA relativa a M_{1A} è uguale alla SOMMA delle Energie Interne relative a M_{2A} e M_{2B}:

$$M_{1A} c_v T_{1A} = M_{2A} c_v T_{2A} + M_{2B} c_v T_{2B}$$

$$\Rightarrow \frac{p_{1A} V_A}{\cancel{R}} = \frac{p_{2A} V_A}{\cancel{R}} + \frac{p_{2B} V_B}{\cancel{R}} \qquad \text{MA } p_{2A} = p_{2B}$$

$$\Rightarrow p_{2A} = \frac{p_{1A} V_A}{V_A + V_B} = \frac{12 \cdot 0{,}2}{0{,}2 + 0{,}4} = \underline{4\ bar}$$

ADIAB. REV $\Rightarrow$ A

$$pv^{\gamma} = \text{cost} \Rightarrow p_{1A} v_{1A}^{\gamma} = p_{2A} v_{2A}^{\gamma} \Rightarrow v_{2A} = v_{1A} \left(\frac{p_{1A}}{p_{2A}}\right)^{1/\gamma} = 1{,}022 \cdot (3)^{1/1{,}4} = \underline{\underline{2{,}24\ m^3/Kg}}$$

$$\Rightarrow T_{2A} = \frac{p_{2A} v_{2A}}{R} = \frac{4 \cdot 10^5 \cdot 2{,}24}{4157} = 215{,}6\ K$$

- $$M_{2A} = \frac{p_{2A} V_A}{R T_{2A}} = \frac{4 \cdot 10^5 \cdot 0{,}2}{4157 \cdot 215{,}6} = 0{,}0892\ Kg$$

- $$M_{2B} = M_{1A} - M_{2A} = 0{,}1956 - 0{,}0892 = 0{,}1064\ Kg$$

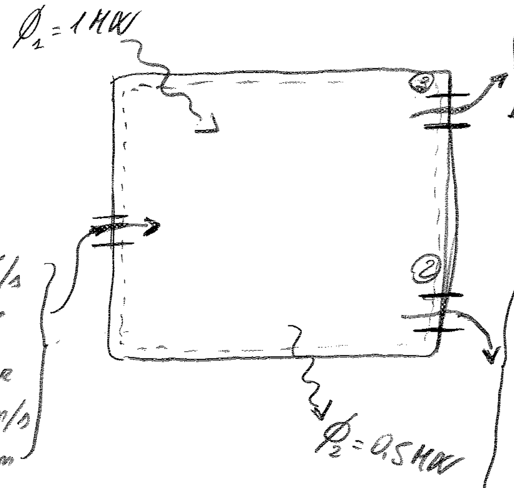
- $$T_{2B} = \frac{2 M_{2A} T_{2A}}{M_{2B}} = \frac{2 \cdot 0{,}0892 \cdot 215{,}6}{0{,}1064} = 361{,}5\ K$$

$\Rightarrow$ Per M_{2A}: $\Delta S_A = M_{2A} \cdot \left[c_p \ln\left(\frac{T_{2A}}{T_{1A}}\right) - R \ln\left(\frac{p_{2A}}{p_{1A}}\right)\right] = 0$ xchè ADIAB.REV

$\Rightarrow$ Per M_{2B}: $\Delta S_B = M_{2B} \left[c_p \ln\left(\frac{T_{2B}}{T_{1A}}\right) - R \ln\left(\frac{p_{2B}}{p_{1A}}\right)\right] = 799{,}6\ J/K \cong 0{,}8\ KJ/K$

$$\Rightarrow S_{gen} = \Delta S_A + \Delta S_B = 0{,}8\ \frac{KJ}{K}$$

121



$G_3 = 25\%\,G_1$
$T_3 = 150°C$
$p_3 = 1{,}2\,bar$
$w_3 = 20\,m/s$
$z_3 = 20\,m$

ARIA: $\gamma = 1{,}4$
$R = 287\ J/kg\,K$

$G_1 = 1\,kg/s$
$T_1 = 20°C$
$p_1 = 1\,bar$
$w_1 = 0\,m/s$
$z_1 = 10\,m$

Tb: W_t ?

$G_2 = 75\%\,G_1$
$T_2 = 80°C$
$p_2 = 1{,}2\,bar$
$w_2 = 2\,m/s$
$z_2 = 0\,m$

SISTEMA in CONDIZIONI STAZIONARIE

Allora:

I PRINCIPIO SISTEMI APERTI con DEFLUSSO:

$$\phi - W_t = \underbrace{\frac{d}{dt}\left[U + E_c + E_p + p_0 V\right]_{Vc}}_{=0\ \text{nelle condizioni stazionarie}} + \sum \pm G_j\left(h + e_c + e_p\right)_j$$

$$\phi - W_t = G_2\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + \underbrace{g z_2}_{=0}\right) + G_3\left(h_3 + \frac{w_3^2}{2} + g z_3\right) - G_1\left(h_1 + \underbrace{\frac{w_1^2}{2}}_{=0} + g z_1\right)$$

$$G_2(h_2 - h_1) + G_3(h_3 - h_1)$$

$$G_2\,\Delta h_2 + G_3\,\Delta h_3$$

$\Delta h_2 = c_p(T_2 - T_1) = 1004{,}5(303{,}15) = 304544{,}125$

$\Delta h_3 = c_p(T_3 - T_1) = 1004{,}5(403{,}15) = 404964{,}125$

SI

$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = 0{,}84\ m^3/kg$; $v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = 0{,}72\ m^3/kg$; $v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = 1{,}01\ m^3/kg$

$h_1 = c_p T_1 = 1004{,}5 \cdot 293{,}15 = 294469{,}125$

$h_2 = c_p T_2 = 1004{,}5 \cdot \quad = 324604{,}125$

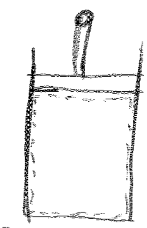
$h_3 = c_p T_3 = 1004{,}5 \cdot 423{,}15 = 425054{,}125$

ENTALPIE usando come riferimento $T_0 = 0$ × cui $h_0 = 0$!

$$W_t = \underbrace{-243454{,}63}_{G_2} \underbrace{-106362{,}6}_{G_3} + \underbrace{294567{,}275}_{G_1} + \underbrace{500000}_{\phi} = \underline{\underline{445\,KW}}$$

NO

5)



Aria

DATI: $n = 1$ mol
GAS PERFETTO
$p_1 = 2$ atm $= 196133$ Pa
$p_2 = 1$ atm $= 98066,5$ Pa
$p_{amb} = 1$ atm $= 98066,5$ Pa
$T_{amb} = 300$ K
Forza di Attrito ≈ Pressione Netta

Hp: ESPANSIONE ISOTERMA

$$\begin{cases} p_1 V_1 = n\bar{R}T_1 \\ p_2 V_2 = n\bar{R}T_1 \end{cases} \Rightarrow p_1 V_1 = p_2 V_2 \Rightarrow 2V_1 = V_2$$

$\Rightarrow V_2 = 2V_1$ dove $V_2 = \bar{R}\frac{T_2}{p_2}$

$$\Rightarrow \Delta S_{gas} = M_{gas}\left[c_v \underbrace{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}_{=0 \text{ xchè } T=\text{cost}} + R\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)\right] = MR\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = \underbrace{n}_{=1}\bar{R}\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) =$$

MA: $v_1 = \frac{V_1}{M}$; $v_2 = \frac{V_2}{M} = \frac{2V_1}{M} = 2v_1 \Rightarrow \Delta S_{gas} = \bar{R}\ln(2)$

• I PRINCIPIO: → Guardo al GAS

$Q - L_i = \Delta U$ MA $T = \text{cost} \Rightarrow \Delta U = 0$

$\Rightarrow Q = L_i$

dove $L_i = \overset{=0}{\cancel{L_t}} + L_o + \underbrace{\Delta E_c}_{=0} + \underbrace{\Delta E_p}_{=0}$

Il Lavoro Tecnico è Trascurabile xchè il Sistema è quasi-statico. In questo modo il pistone si muove lentamente, con accelerazione trascurabile

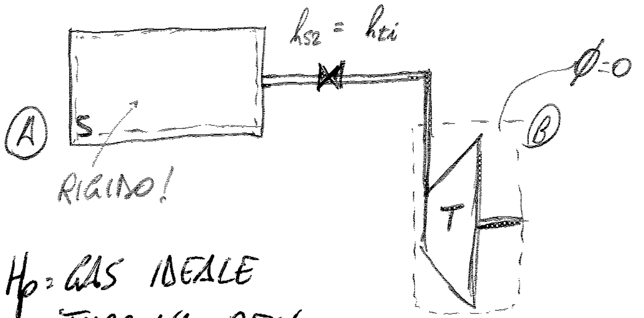
NB: Non ci viene fornita la MASSA del Pistone
=> Posso ipotizzare che la Forza Peso (=> Pressione) sia trascurabile
Quindi considero come SISTEMA non solo il gas, MA anche il pistone
=> l'UNICA forza esterna che agisce è rappresentata dalla Pest

$$\Rightarrow L_o = p_e \cdot \Delta V = p_e\left(\frac{\bar{R}T}{p_2} - \frac{\bar{R}T}{p_1}\right)$$

MA $p_e = p_2 \Rightarrow L_o = \bar{R}T\left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{\bar{R}T}{2}$

$$\Rightarrow L_i^g = \frac{\bar{R}T}{2} = Q^g$$

161



Hp: GAS IDEALE
TURBINA REV

DATI: $W_t = 25W$ TURBINA
$p_{ti} = 2 bar$
$p_{t2} = 1 bar$
$T_S = 20°C = 293,15 K = cost$
$p_{s1} = 140 bar$
$p_{s2} = 2 bar$

$\Delta t = 1h = 3600 s$

A): I PRINCIPIO

$$\phi - \underbrace{W_t}_{=0} = \frac{d}{dt}[U + \underbrace{E_c}_{=0} + \underbrace{E_p}_{=0} + \underbrace{pV}_{=0}]_{VC} + \Sigma \pm G_K(h + \underbrace{e_c}_{=0} + \underbrace{e_p}_{=0})_K$$

$$\Rightarrow \phi = \left[\frac{dU}{dt}\right]_{VC} - G_{ti} \cdot h_{ti}$$ xchè CONS. MASSA: $\left(\frac{dM}{dt}\right)_{VC} = \underbrace{G_i}_{=0} - G_u$ xchè SOLO USCITA; $G_u = G_{ti}$

h_{ti} = xchè valvola di laminazione

INTEGRO nel TEMPO:

$$Q = \Delta U_S - \Delta M_S \cdot h_{S2}$$

$$= U_{S2} - U_{S1} - (M_{S2} - M_{S1})(u_{S2} + p_{S2} \cdot v_{S2})$$ MA, in A, $T = cost \Rightarrow u_{S1} = u_{S2}$

$$\Rightarrow Q = \cancel{U_{S2}} - \cancel{U_{S1}} - \cancel{U_{S2}} - M_{S2} p_{S2} v_{S2} + \cancel{U_{S1}} + M_{S1} p_{S2} v_{S2}$$

$$\Rightarrow Q = (M_{S1} - M_{S2})\underbrace{p_{S2} v_{S2}}_{RT} = M_{S1} RT - M_{S2} RT = p_{S1} V_S - p_{S2} V_S = (p_{S1} - p_{S2}) V_S$$

$$\Rightarrow \boxed{Q = (p_{S1} - p_{S2}) V_S}$$

B): I PRINCIPIO

$$\underbrace{\phi}_{0} - W_t = \underbrace{\frac{d}{dt}[U + E_c + E_p + pV]_{VC}}_{=0} + \Sigma \pm G_K(h + \underbrace{e_c + e_p}_{=0})_K$$

$=0$ xchè TURBINA opera in REGIME STAZIONARIO

$$\Rightarrow -W_t = G_2 h_2 - G_1 h_1 \quad \text{MA } G = cost$$

$$\Rightarrow -W_t = G(h_2 - h_1)$$

$$\Rightarrow \boxed{G = \frac{+W_t}{(h_1 - h_2)}}$$

Sappiamo che $\boxed{T_{ti} = T_S}$ e Turbina è ADIAB. REV

$$\Rightarrow T_{ut} = T_{it} \cdot \left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 293,15 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 168,12 K$$

• Dalla 2ª RELAZIONE di GIBBS:

$$T ds = dh - v dp$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - \frac{v}{T} dp$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$$

$$\Rightarrow (s_2 - s_1) = - R \ln \frac{p_2}{p_1} = + 859,775 \ KJ/_{Kg} K$$

$$\Rightarrow S_{gen} = M_{s1}(s_2 - s_1) - \frac{Q}{T_s}$$

$$= 1,944 \cdot 859,775 - \frac{184,3}{293,15} = 1,62 \ KJ/K \longrightarrow \underline{OK}$$

⇒ Per qualunque tipo di valvola

- $L_t = 0$
- ADIABATICI ⇒ $Q = 0$
- ~~ϕ~~ $Q - L_t = \Delta U$ ⇒ $\Delta U = 0$

TUTTE le valvole sono ISOENTALPICHE

⇒ TURBINE e COMPRESSORI sono, generalmente, ADIABATICI

2) → 3 Inizia a Fuoriuscire VAPORE = SISTEMA APERTO

VALVOLA LAMINAZIONE:
- Adiabatica = $q \simeq 0$
- $l \simeq 0$
- $\Delta e_c \approx 0$
- $\Delta e_p \approx 0$

$\Rightarrow h_3 = h_2 \Rightarrow u_3 + p_3 v_3 = u_2 + p_2 v_2$

→ Queste considerazioni NON valgono xché la massa fuoriesce dalla valvola e va nell'ambiente, NON è un vero e proprio processo di laminazione!

$x_3 = 0{,}9$

Ipotizzo che il processo avvenga a PRESSIONE COSTANTE · $p_3 = p_2 = 21$ bar

$\Rightarrow \cdot v_3 = v_f + x_3 v_{fg} = 1{,}1809 + 0{,}9 \cdot 93{,}76 = 85{,}56 \cdot 10^{-3}\ m^3/Kg$

$\Rightarrow M_3 = \dfrac{V}{v_3} = \dfrac{0{,}15}{85{,}56 \cdot 10^{-3}} = 1{,}753\ Kg$

$\Rightarrow M_{ex} = M_1 - M_3 = \underline{6{,}59\ Kg}$ ✓

- $u_3 = u_f + x_3 u_{fg} = 912{,}6 + 0{,}9 \cdot 1682{,}2 = 2432{,}03\ KJ/Kg$
- $s_3 = s_f + x_3 s_{fg} = 2{,}4021 + 0{,}9 \cdot 3{,}8131 = 5{,}936\ KJ/KgK$
- $h_3 = h_f + x_3 h_{fg} = 920 + 0{,}9 \cdot 1879{,}6 = 2611{,}64\ KJ/Kg$

QUINDI:

1-2 SISTEMA CHIUSO
- $Q - \cancel{X} = \Delta U \Rightarrow Q_{12} = M_1 \cdot (u_2 - u_1) = \underline{6523{,}5\ KJ}$
- $\Delta S_{univ} = \Delta S_{amb} + \Delta S_{sist}$

$\Delta S_{amb} = \dfrac{-Q_{12}}{T_e} = -\dfrac{6523{,}5 \cdot 10^3}{533{,}15} = -12{,}24\ KJ/K$

$\Delta S_{sist} = M_1(s_2 - s_1) = 15\ KJ/K$

$\Rightarrow \Delta S^{12}_{univ} = 2{,}76\ KJ/K$

2-3 SISTEMA APERTO

NB Saturo VAPORE!

- $\phi - \cancel{W_t} = \dfrac{d}{dt}[U + \cancel{E_c} + \cancel{E_p} + \cancel{pV}]_{vc} + \sum G_j (h + \cancel{e_c} + \cancel{e_p})_j$

$Q_{23} = \int \left[\dfrac{dU}{dt} dt\right]_{V} + \int G_j h_j\, dt$

$Q_{23} = M_3 u_3 - M_2 u_2 + (M_2 - M_3) h_{2,g} = 4263{,}35 - 10128{,}8 + 18452{,}82 =$

$= 12'546\ KJ$

- $\Delta S_{univ} = \Delta S_{amb} + \Delta S_{sist} = 2{,}12\ KJ/K$

$\Delta S_{amb} = -\dfrac{Q_{23}}{T_e} = -21{,}18\ KJ/K$; $\Delta S_{sist} = M_3 s_3 - M_2 s_2 + (M_2 - M_3) s_{g,2} = \ldots$

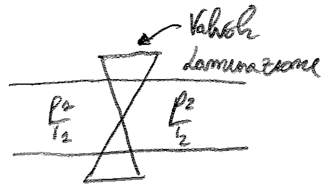
121

3) Flusso CONTINUO di VAPORE UMIDO

Processo di LAMINAZIONE : $p_1 = 15\,bar$ $\quad p_2 = 2\,bar$

$T_2 = 150\,°C$

Tb: $T_1, x_1, \Delta s$?



VALVOLA di LAMINAZIONE:

- Adiabatica : $q \approx 0$
- $l \approx 0$
- $\Delta e_c \approx 0$, $\Delta e_p \approx 0$

- ISOENTALPICA

$h_2 = h_1$

$u_2 + p_2 v_2 = u_1 + p_1 v_1$

Stato 1 : $p_1 = 15\,bar$ =>

VAPORE UMIDO:

$R = 461{,}5\ J/kgK$

$\gamma = 1{,}329$

$c_p = 1864{,}24\ J/kgK$

$c_v = 1402{,}24\ J/kgK$

$v_f = 1{,}1538 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg$

$v_g = 131{,}72 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg$

$u_f = 843{,}1\ KJ/kg$

$u_g = 2593{,}9\ KJ/kg$

$h_f = 844{,}9\ KJ/kg$

$h_g = 2791{,}5\ KJ/kg$

$s_f = 2{,}31495\ KJ/kgK$

$s_g = 6{,}44379\ KJ/kgK$

Stato 2: $\left.\begin{matrix} p_2 = 2\,bar \\ T_2 = 150\,°C \end{matrix}\right\}$ =>

$v_2 = 959{,}68 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg$

$h_2 = 2768{,}6\ KJ/kg$

$u_2 = 2576{,}7\ KJ/kg$

$s_2 = 7{,}2293\ KJ/kgK$

Abbiamo detto PROCESSO ISOENTALPICO

$\Rightarrow h_2 = h_1 \rightsquigarrow u_2 + p_2 v_2 = u_1 + p_1 v_1$

$$x_1 = \frac{h_1 - h_f}{h_g - h_f} = \frac{2768{,}6 - 844{,}9}{1946{,}7} = \underline{\underline{0{,}99 = 99\%}} \ \checkmark$$

$\Rightarrow u_1 = u_f + x_1 u_{fg} = 843{,}1 + 0{,}99 \cdot 1750{,}8 = 2576{,}4\ KJ/kg$

$\Rightarrow v_1 = v_f + x_1 v_{fg} = 1{,}1538 \cdot 10^{-3} + 0{,}99 \cdot 130{,}57 \cdot 10^{-3} = 130{,}42 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg$

NB: $s_2 > s_g(p = 2\,bar)$ => nello stato 2 abbiamo VAPORE SURRISCALDATO

siamo fuori dalla "CAMPANA" => viene TUTTO determinato attraverso le tabelle

$s_1 = s_f + x_1 s_{fg} = 2{,}31495 + 0{,}99 \cdot 4{,}12884 = 6{,}4025\ \frac{KJ}{KgK}$

$\Rightarrow s_{f,1} < s_1 < s_{g,1}$ => Nello Stato 1 abbiamo Vapore Umido in Trasf. di Fase

=> fino a che la Trasf. non è completa, $T = cost = T_{sat}$ a $p_1 = 15\,bar$

$\Rightarrow \underline{\underline{T_1 = 198{,}33\,°C}}$ (da tabelle) $\checkmark$

$$\left.\frac{dS}{dt}\right|_{univ} = \left.\frac{dS}{dt}\right|_{amb} + \left.\frac{dS}{dt}\right|_{sist}$$

$$\left.\frac{dS}{dt}\right|_{amb} = -\frac{\cancel{\dot{Q}}}{T_e} = 0 \quad \text{xchè Laminazione è Adiabatica}$$

$= 0$ xchè Flusso Continuo

$$\left.\frac{dS}{dt}\right|_{sist} = \cancel{\left.\frac{dS}{dt}\right|_{vc}} + G s_2 - G s_1$$

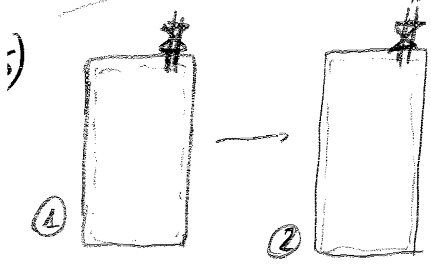
$$\int \frac{dS}{dt}\, dt = \int G(s_2 - s_1)\, dt \Rightarrow \Delta S = M(s_2 - s_1)$$

$$\Rightarrow \Delta s = s_2 - s_1 = 0{,}87 \ \frac{KJ}{Kg\,K}$$

$$\Rightarrow \Delta s_{tot} = 0{,}87 \ \frac{KJ}{Kg\,K}$$

$\boxed{OK}$

5)



Recipiente TERMICAMENTE ISOLATO

$V = 1\ m^3$ Vapor d'Acqua $T_1 = 400°C$

$p_1 = 50\ bar$

Si apre VALVOLA, fuoriesce VAPORE fino a che all'interno si ha Vapor Saturo Secco $T_2 = ?$ p? T_2?

$M_{ex} = 26\%\ M_{1,g}$, Trasf REV

APORE D'ACQUA:

$R = 461{,}5\ J/Kg$

$k = 1{,}329$

$c_p = 1864{,}24\ J/KgK$

$c_v = 1402{,}74\ J/KgK$

Stato 1: $p_1 = 50\ bar$, $T_1 = 400°C$ $\Rightarrow$

$$\begin{cases} v_1 = 57{,}808 \cdot 10^{-3}\ m^3/Kg \\ h_1 = 3195{,}5\ KJ/Kg \\ u_1 = 2906{,}5\ KJ/Kg \\ s_1 = 6{,}6456\ KJ/KgK \end{cases}$$

$s_1 > s_{g,1} \Rightarrow$ VAPORE SURRISCALDATO

Supponiamo che lo svuotamento avvenga a $p = cost$

$\Rightarrow p_2 = 50\ bar \Rightarrow$ Stato 2:

$$\begin{cases} v_2 = v_g = 39{,}44 \cdot 10^{-3}\ m^3/Kg \\ u_2 = u_g = 2596{,}5\ KJ/Kg \\ h_2 = 2793{,}2\ KJ/Kg = h_g \\ s_2 = s_g = 5{,}97253\ KJ/KgK \end{cases}$$

$$M_1 = \frac{V}{v_1} = 17{,}3\ Kg$$

$$M_{ex} = 26\%\ M_1 = 13{,}15\ Kg$$

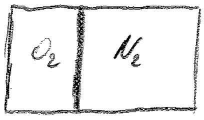
$$h_{ex} = h_{1,g} = 2793{,}2\ KJ/Kg$$

151

TERMODINAMICA

ESERCITAZIONE 5

1)



Contenitore RIGIDO ($L=0$), ADIAB ($Q=0$)

O_2: $n_{O_2} = 2\ mol$ $\quad \bar{M} = 32\ kg/kmol$ $\qquad N_2$: $n_{N_2} = 4\ mol$ $\quad \bar{M} = 28\ kg/kmol$

$V_{O_2} = 3\ m^3$ $\qquad V_{N_2} = 5\ m^3$

$T_0 = 400\ K$ $\qquad T_0 = 400\ K$

Si MISCELANO, Trasf ISOT $\quad T_2$, ΔS?

- $N = n_{O_2} + n_{N_2} = 6\ mol$ $\qquad p_m = \dfrac{N\bar{R}T}{V_m} = \dfrac{6 \cdot 8314 \cdot 400}{8} = 2{,}5\ MPa$

$y_{O_2} = \dfrac{n_{O_2}}{N} = \dfrac{2}{6} = 0.34$

$y_{N_2} = \dfrac{n_{N_2}}{N} = \dfrac{4}{6} = 0.66$ $\qquad \Rightarrow p_{2,O_2} = y_{O_2} \cdot p_m = 0{,}85\ MPa$

$p_{2,N_2} = y_{N_2} \cdot p_m = 1{,}65\ MPa$

$$S_1 = n_{O_2}\left[\cancel{\frac{\gamma}{\gamma-1}\bar{R}\ln\frac{T_1}{T_0}}_{T=cost} - \bar{R}\ln\frac{p_{1,O_2}}{p_0}\right] + n_{N_2}\left[\cancel{\frac{\gamma}{\gamma-1}\bar{R}\ln\frac{T_1}{T_0}} - \bar{R}\ln\frac{p_{1,N_2}}{p_0}\right]$$

$$S_2 = \left\{y_{O_2}\left[\cancel{\frac{\gamma}{\gamma-1}\bar{R}\ln\frac{T_2}{T_0}}_{T=cost} - \bar{R}\ln\frac{p_{2,O_2}}{p_0}\right] + y_{N_2}\left[\cancel{\frac{\gamma}{\gamma-1}\bar{R}\ln\frac{T_2}{T_0}} - \bar{R}\ln\frac{p_{2,N_2}}{p_0}\right]\right\} \cdot N$$

- $p_{1,O_2} = \dfrac{n_{O_2}\bar{R}T}{V_{O_2}} = \dfrac{2 \cdot 8314 \cdot 400}{3} = 2{,}22\ MPa$

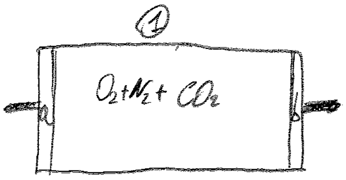
$p_{1,N_2} = \dfrac{n_{N_2}\bar{R}T}{V_{N_2}} = \dfrac{4 \cdot 8314 \cdot 400}{5} = 2{,}66\ MPa$

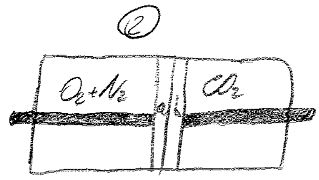
$$\Rightarrow S_2 - S_1 = -n_{O_2}\bar{R}\ln\frac{p_{2,O_2}}{p_0} - n_{N_2}\bar{R}\ln\frac{p_{2,N_2}}{p_0} + n_{O_2}\bar{R}\ln\frac{p_{1,O_2}}{p_0} + n_{N_2}\bar{R}\frac{p_{1,N_2}}{p_0} =$$

$$= n_{O_2}\bar{R}\ln\frac{p_{1,O_2}}{p_{2,O_2}} + n_{N_2}\bar{R}\ln\frac{p_{1,N_2}}{p_{2,N_2}} = 15963{,}3 + 15881{,}4 = \underline{31{,}84\ kJ/K}\ ✓$$

$\boxed{OK}$

3)





Miscela:
O_2+N_2: 0,9 Kmol = n_a
CO_2 = 0,1 Kmol = n_b
Contenitore RIGIDO
$p_0 = 1\,bar$, $T_0 = 300\,K$
$p_{2a} = p_{2,b}$ Trasf ISOTERMA

$\boxed{L_b = L\,?}$

$$p_{1,a} = \frac{n_a}{n_a+n_b}\cdot p_0 = 0{,}9\,bar$$

$$p_{1,b} = \frac{n_b}{n_a+n_b}\cdot p_0 = 0{,}1\,bar$$

$$V = \frac{(n_a+n_b)\bar{R}T_0}{p_0} = 24{,}9429\,m^3$$

$$V = V_{1,a} + V_{1,b}$$

$$V_{1,b} = n_b\cdot\frac{\bar{R}T_0}{p_0}$$

$$V_{1,a} = n_a\cdot\frac{\bar{R}T_0}{p_0}$$

- $p_{2,a} = p_{2,b} = p_2$ xchè nello Stato Finale c'è Equilibrio Barometrico

$T_2 = T_0$ xchè Trasf ISOTERMA

$$\left.\begin{array}{l} V_{2,a} = n_a\dfrac{\bar{R}T_2}{p_2} \\ V_{2,b} = n_b\dfrac{\bar{R}T_2}{p_2}\end{array}\right\} \Rightarrow V = V_{1,a}+V_{1,b} = V_{2,a}+V_{2,b}$$

$$\Rightarrow \cancel{n_a}\frac{\cancel{\bar{R}T_0}}{p_0} + \cancel{n_b}\frac{\cancel{\bar{R}T_0}}{p_0} = \cancel{n_a}\frac{\cancel{\bar{R}T_0}}{p_2} + \cancel{n_b}\frac{\cancel{\bar{R}T_0}}{p_2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \boxed{p_0 = p_2} = p_{2a} = p_{2b}$$

- $T = cost \Rightarrow \Delta U = 0 \Rightarrow$ I P) $Q = L$

II P) $S_2 - S_1 = \dfrac{Q}{T_0} + S_{gen} \Rightarrow Q = T_0(S_2 - S_1)$ ◄—— IMPORTANTE

$$S_2 = n_a\left[\bar{c}_{pa}\ln\frac{T_2}{T_0} - \bar{R}\ln\frac{p_{2a}}{p_0}\right] + n_b\left[\bar{c}_{pb}\ln\frac{T_2}{T_0} - \bar{R}\ln\frac{p_{2b}}{p_0}\right]$$

$$S_1 = (n_a+n_b)\left\{\frac{n_a}{n_a+n_b}\left[\bar{c}_{pa}\ln\frac{T_1}{T_0} - \bar{R}\ln\frac{p_{1a}}{p_0}\right] + \frac{n_b}{n_a+n_b}\left[\bar{c}_{pb}\ln\frac{T_1}{T_0} - \bar{R}\ln\frac{p_{1b}}{p_0}\right]\right\}$$

$$\Rightarrow S_2 - S_1 = n_a\left[\cancel{\bar{c}_{pa}\ln\frac{T_2}{T_1}} + \bar{R}\ln\frac{p_{1a}}{p_{2a}}\right] + n_b\left[\cancel{\bar{c}_{pb}\ln\frac{T_2}{T_1}} + \bar{R}\ln\frac{p_{1b}}{p_{2b}}\right] =$$

$$= -288{,}37 - 1914{,}37 = -2202{,}74\ J/K$$

$$\Rightarrow Q = T(S_2 - S_1) = \underline{\underline{-810{,}82\ KJ}} = L \quad ✓$$

$\boxed{OK}$

$h_v(32°C) = 2568\ KJ/Kg$

$\Rightarrow \phi_L = 3,925\ KW$

$\phi_S = 10\ KW \quad \Rightarrow \quad \phi = 13,925\ KW$

- $h_A = h_a + x_A h_v$

dove
$$\begin{cases} h_a = c_p T_a = 26,13\ KJ/Kg \\ x_A = \dfrac{0,622 \cdot \varphi_a \cdot p_v}{p - p_v} = \dfrac{0,622 \cdot 0,5 \cdot 0,03363}{1 - 0,03363} = 0,011\ \dfrac{Kg_v}{Kg_a} \\ h_v(26°C) = 2548,1\ KJ/Kg \end{cases}$$

$\Rightarrow h_A = \underline{54,16\ KJ/Kg}$

- $h_1 = h_a + x_1 h_v$

dove
$$\begin{cases} h_a = c_p T_1 = 18,09\ KJ/Kg \\ x_1 = \dfrac{0,622 \cdot \varphi_1 \cdot p_v}{p - p_v} \quad \text{MA } \varphi_1 = ? \\ h_v(18°C) = 2533,5\ KJ/Kg \end{cases}$$

- Per determinare x_1, facciamo BILANCIO MASSA VAPORE dell'AMBIENTE:

$\boxed{G_a x_1 + G_v = G_a x_A} \Rightarrow G_a = \dfrac{G_v}{x_A - x_1}$

$\Rightarrow \phi = G_v \dfrac{(h_A - h_1)}{x_A - x_1}$ sostituisco

$\phi = \dfrac{G_v (h_A - h_{a1} - x_1 h_{v1})}{x_A - x_1} \Rightarrow (x_A - x_1)\phi = G_v (h_A - h_{a1} - x_1 h_{v1})$

$\Rightarrow x_A \phi - x_1 \phi = G_v h_A - G_v h_{a1} - G_v x_1 h_{v1}$

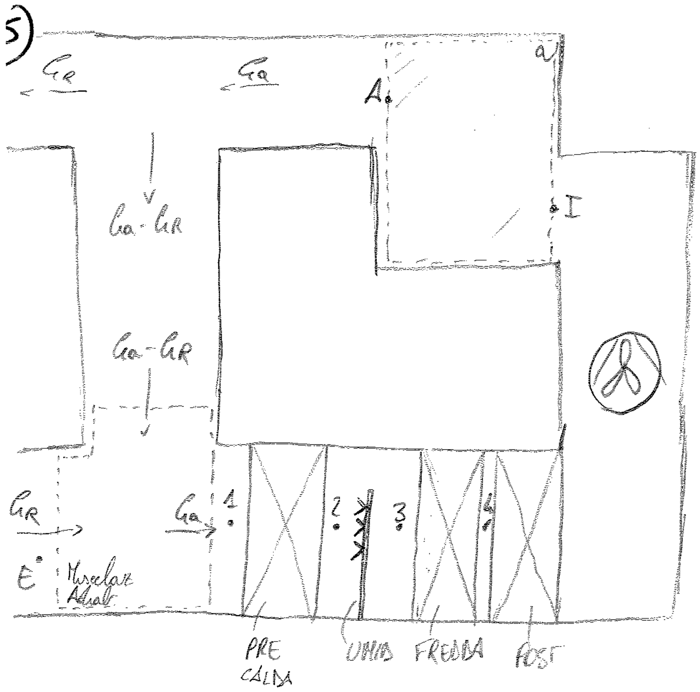
$\Rightarrow x_1 \cancel{(G_v h_{v1} - \phi)} = \dfrac{G_v h_A - G_v h_{a1} - x_A \phi}{G_v h_{v1} - \phi} = \dfrac{0,055 - 0,153}{3,9 - 13,925} =$

$\Rightarrow x_1 = \underline{0,01}\ \dfrac{Kg_v}{Kg_a}$

$\Rightarrow G_a = \dfrac{\phi}{h_A - h_1} = \underline{\underline{1,29\ Kg/s}}$ ✓

$\Rightarrow h_1 = \underline{43,43}\ KJ/Kg$

5)



$V = 180\ m^3$

$T_a = 22°C$; $\varphi_a = 50\%$

$T_e = 0°C$, $\varphi_e = 80\%$

$\phi_e = -5 KW$ $\quad \phi_H \approx 0$

$G_p = 1,4\ Kg/h$

$G_{RV} = 2$ Volumi/h

$T_I = 32°C$

$\underline{Tb}$: G_a? G_v Umid? ϕ_c?

- Dalle condizioni dell'AMBIENTE ESTERNO è evidente che ci troviamo nel caso INVERNO

$\Rightarrow$ Funzionano $\underline{solo}$ BATTERIA CALDA, UMIDIF, POST-RISC!

$\Rightarrow$ $\boxed{\text{Stato } 3 \equiv \text{Stato } 4}$

PORTATA di RICAMBIO:

$G_{RV} = 2 \text{ Volumi}/h = 360\ m^3/h = \underline{0,1\ m^3/s}$

$\rho_a = \frac{p_a}{R T_a} = \frac{10^5}{287 \cdot (22+273,15)} = 1,18\ Kg/m^3$

$\Rightarrow \boxed{G_R = G_{RV} \cdot \rho_a} = 0,118\ Kg/s \longrightarrow$ Espulso nello Stato A

- BILANCIO ENERGIA AMBIENTE:

$$\boxed{\phi = G_a (h_A - h_I)}$$

dove $\boxed{\phi = \phi_S + \phi_L}$

$$\begin{cases} \phi_S = \phi_e + \cancel{\phi_H} = -5 KW \\ \phi_L = G_p \cdot h_v(32°C) = \frac{1,4}{3600} \cdot 2568 \approx 1 KW \end{cases} \Rightarrow \underline{\phi = -4 KW}$$

- $h_A = h_{aA} + x_A h_{vA}$

dove
$$\begin{cases} h_{aA} = c_p T_A = 22,11\ KJ/Kg \\ x_A = \frac{0,622 \cdot \varphi_A p_{vA}}{p - \varphi_A p_{vA}} = \frac{0,622 \cdot 0,5 \cdot 0,02645}{1-(0,5 \cdot 0,02645)} = 0,0083 \frac{Kg_v}{Kg_a} \\ h_{vA} = h_v(22°C) = 2540,8\ KJ/Kg \end{cases}$$

$\Rightarrow \underline{h_A = 43,2\ KJ/Kg}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 47 di 169

1) Si abbia una massa d'aria, ad umidità relativa $\varphi = 80\%$, alla temperatura $t = 28°C$ e alla pressione totale $p = 1$ ata. Determinare:

a) la pressione parziale dell'aria secca e la pressione parziale del vapore nella miscela;

b) l'umidità specifica della miscela;

c) la sua entalpia specifica.

2) Valutare il volume specifico e la temperatura di rugiada per aria umida nelle seguenti condizioni: pressione totale $p = 0,9$ atm; temperatura $t = 20°C$; umidità relativa $\varphi = 0,50$. Al solito si assuma per l'aria umida comportamento di miscela ideale di gas ideali.

3) Una portata di aria umida, alla pressione barometrica di 1 bar, con una temperatura di 45 °C ed una umidità relativa del 30 %, viene raffreddata, con un processo di umidificazione adiabatica, fino a 30 °C.

Si determini la quantità di acqua aggiunta all'aria e l'umidità relativa finale.

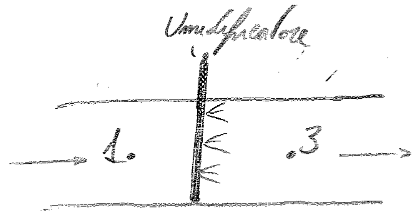
4) Una miscela di aria e vapor d'acqua, inizialmente a 40 °C e 1 bar, con una umidità relativa del 60 %, viene raffreddata a pressione costante fino a 20 °C; si determini l'umidità relativa nelle condizioni finali e la variazione del titolo in vapore della miscela.

---

5) Una portata di 20 kg/s di aria, con una umidità relativa del 40 %, alla pressione totale di 1 bar ed alla temperatura di 20 °C, attraversa un condizionatore, nel quale riceve (per il tramite di una resistenza elettrica riscaldante) un flusso termico di 25150 $kcal/h$ ed un flusso di vapore di 110 kg/h, saturo secco alla pressione di 1 bar.

Si determinino le condizioni dell'aria all'uscita del condizionatore.

3)



Aria Umida viene RAFFREDDATA con un processo di UMIDIFICAZIONE ADIABATICA

$p_1 = 1$ bar

$T_1 = 45°C$

$\varphi_1 = 30\%$

$T_3 = 30°C$

Th: φ_3? Quantità di Acqua spruzzata?

- Stato 1. $T_1 = 45°C \Rightarrow p_v = 0{,}09590$ bar

$\Rightarrow p_{v1} = \varphi \cdot p_v = 0{,}02822$ bar

$p_{a1} = p - p_v = 0{,}92123$ bar

- $\boxed{x_1 = 0{,}622 \cdot \frac{p_{v1}}{p_{a1}}} = 0{,}018 \ \frac{Kg_v}{Kg_a}$

- $\boxed{h_1 = h_{a1} + x_1 h_{v1}}$

dove $h_{a1} = c_p T_1 = 1{,}005 \cdot 45 = 45{,}225$ KJ/Kg

$h_{v1} = 2501{,}3 + 1{,}82 \cdot 45 = 2583{,}2$ KJ/Kg

$\Rightarrow h_1 = \underline{88{,}22 \ \frac{KJ}{Kg}}$

- Stato 3: UMIDIFICAZ. ADIABATICA

$\Rightarrow \underbrace{\cancel{\Phi}}_{=0} = G_a(h_3 - h_1) \Rightarrow \boxed{h_3 = h_1}$

MA $h_3 = h_{a3} + x_3 h_{v3}$

con $h_{a3} = c_p T_3 = 30{,}15$ KJ/Kg

$h_{v3} = 2555{,}3$ KJ/Kg

$\Rightarrow 88{,}22 = 30{,}15 + x_3 \, 2555{,}3 \Rightarrow x_3 = 0{,}0229 \ \frac{Kg_v}{Kg_a}$

- L'Acqua aggiunta all'Aria è pari alla VARIAZIONE di TITOLO:

$\boxed{\Delta x = x_3 - x_1} = \underline{0{,}0049}$ ✓

- $\boxed{x_3 = \frac{0{,}622 \, p_{v3}}{p - p_{v3}}} \Rightarrow p_{v3} = \frac{x_3 \cdot p}{x_3 + 0{,}622} = 0{,}0355$ bar

MA, a $T = 30°C \rightsquigarrow p_{v3} = 0{,}04246$ bar $\Rightarrow \varphi_3 = \frac{p_{v3}}{p_{v3}} = \underline{\underline{83{,}6\%}}$ ✓

OK

i) CONDIZIONATORE

$G_a = 20\ Kg/s$ $\qquad \phi = 25150\ Kcal/h = 29249{,}45\ W$

$\varphi_1 = 40\ \%$ $\qquad G_v = 110\ Kg/h$ di Vapore Saturo Secco alla $p = 1\ bar$

$p = 1\ bar$ $\qquad \underline{T_2} =$ Stato 2?

$T_1 = 20°C$

• Stato 1:
$p_{vs1} = 0{,}02339\ bar \Rightarrow p_{v1} = \varphi_1 \cdot p_{vs1} = 0{,}009356\ bar$

$$x_1 = 0{,}622 \cdot \frac{p_{v1}}{p - p_{v1}} = 0{,}00587\ \frac{Kg_v}{Kg_a}$$

$h_1 = h_{a1} + x_1 h_{v1}$

con $h_{a1} = c_p T_1 = 20{,}1\ KJ/Kg$

$h_{v1} = 2537{,}2\ KJ/Kg$ $\Rightarrow h_1 = \underline{34{,}99\ KJ/Kg}$

• Passo nel CONDIZIONATORE

$\Rightarrow$ BILANCIO ENERGIA:

$$\boxed{G_a \cdot h_1 + \phi + G_v h_v = G_a h_2}$$ con $h_v = h_{vs}(1bar) = 2675{,}1\ KJ/Kg$

$$\Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{\phi}{G_a} + \frac{G_v}{G_a} h_v = 34{,}99 + 1{,}46 + 4{,}087 = \underline{\underline{40{,}5\ KJ/Kg}}$$

• BILANCIO MASSA:

$$\boxed{G_a x_1 + G_v = G_a x_2}$$

$$\Rightarrow x_2 = x_1 + \frac{G_v}{G_a} = 0{,}0024\ \frac{Kg_v}{Kg_a}$$

MA
$$\boxed{\begin{aligned} h_2 &= h_{a2} + x_2 h_{v2} \\ &= c_p T_2 + x_2 (2501{,}3 + 1{,}82\ T_2) \end{aligned}}$$
$$= 1{,}005 \cdot T_2 + 0{,}0024 (2501{,}3 + 1{,}82\ T_2)$$

$$\Rightarrow T_2 = \frac{-18{,}51}{1{,}0185} + 40{,}5 = \underline{\underline{22{,}3°C}}\ ✓$$

$\Rightarrow p_{vs2} = 0{,}026945\ bar$

$$\Rightarrow \varphi_2 = \frac{x_2 \cdot p}{(0{,}622 + x_2)\ p_{vs2}} = \underline{\underline{43{,}6\ \%}}\ ✓$$

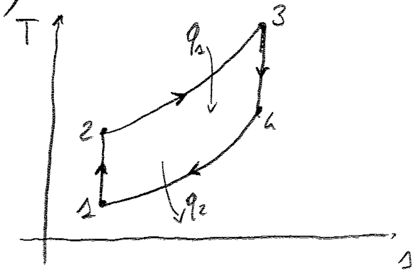
OK

141

TERMODINAMICA

ESERCITAZIONE (6) → CICLI A GAS

1) Ciclo OTTO ad ARIA STANDARD.



$T_3 = 1390\,°C$

$T_1 = 15\,°C$

$q_1 = 190$ Kcal/kg

$T_{s,1} = 1500\,°C$

$T_{s,2} = 15\,°C$

Tb. r_v? η? $\frac{p_3}{p_1}$? s_{irr}?

ARIA STANDARD

$R = 287$ J/kgK

$\gamma = 1.4$

$c_p = 1004.5$ J/kgK

$c_v = 717.5$ J/kgK

- $q_1 = c_v(T_3 - T_2) \Rightarrow T_2 = T_3 - \frac{q_1}{c_v}$

$\Rightarrow T_2 = 1663.15 - \frac{190 \cdot 4.187 \cdot 10^3}{717.5} = 554.4\,K$ $\qquad q_1 = 795.5$ KJ/kg

- $\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \Rightarrow T_4 = \frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} = \frac{1663.15 \cdot 288.15}{554.4} = 864.4\,K$
- $q_2 = c_v(T_4 - T_1) = 717.5 \cdot (864.4 - 288.15) = 413.5$ KJ/kg
- $\eta_{OTT} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{413.5}{795.5} = \underline{\underline{48\%}}$ ✓
- $\eta = 1 - \frac{1}{r_v^{\gamma-1}} \Rightarrow r_v^{1-\gamma} = 1 - \eta \Rightarrow r_v = (1-\eta)^{\frac{1}{1-\gamma}} = (1-0.48)^{\frac{1}{-0.4}} = \underline{5.128}$

oppure $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1-\gamma} \Rightarrow \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{1-\gamma}} = r_v = \underline{\underline{5.135}}$ → Meglio ✓

- $r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{V_3} = \frac{V_4}{V_3}$
- $p_3 = \frac{RT_3}{v_3}$; $p_1 = \frac{RT_1}{v_1} \Rightarrow \frac{p_3}{p_1} = \frac{\frac{RT_3}{v_3}}{\frac{RT_1}{v_1}} = \frac{v_1}{v_3} \cdot \frac{T_3}{T_1} = r_v \cdot \frac{T_3}{T_1}$

$\Rightarrow \frac{p_3}{p_1} = \frac{1663.15}{288.15} \cdot 5.135 = \underline{\underline{29.64}}$ ✓

- $\underline{1\text{-}2}$ trasf ISOENTROPICA $\Rightarrow \Delta s_{12} = 0$

$\underline{3\text{-}4}$ trasf ISOENTROPICA $\Rightarrow \Delta s_{34} = 0$

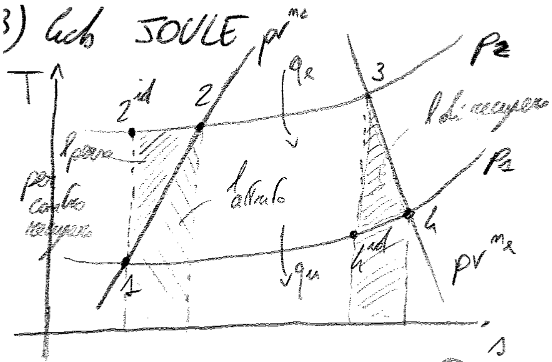
$\underline{2\text{-}3}$: II P) $(s_3 - s_2) = \frac{q_1}{T_{s,1}} + s_{irr}$

- $(s_3 - s_2) = c_v \ln\frac{T_3}{T_2} + \cancel{R \ln\frac{v_3}{v_2}}$ → $v = cost$ $= 717.5 \cdot \ln\left(\frac{1663.15}{554.4}\right) = 788.23$ J/kgK
- $\frac{q_1}{T_{s,1}} = \frac{795.5 \cdot 10^3}{1773.15} = 448.64$ J/kgK $\Rightarrow s_{irr} = 788.23 - 448.64 = 339.59$ J/kgK

1,1

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 55 di 169

3) Ciclo JOULE



$T_1 = 27°C = 300,15K$ ARIA STANDARD

$T_3 = 1170°C$ $\quad R = 287\ J/kgK$

$\frac{p_2}{p_1} = 11$ $\quad \gamma = 1,4$

$\eta_{iso} = 0.9$ $\quad c_p = 1004,5\ J/kgK$

$c_v = 717,5\ J/kgK$

A) Trasf TUTTE internamente REV:

- $\frac{p_2}{p_1} = \beta = 11$
- $\frac{T_2^{id}}{T_1} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_2^{id} = T_1 \cdot \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 300,15 \cdot (11)^{\frac{0,4}{1,4}} = 595,5K$
- $\frac{T_3}{T_4^{id}} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_4^{id} = \frac{T_3}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1443,15}{(11)^{\frac{0,4}{1,4}}} = 727,4K$
- $q_e = c_p(T_3 - T_2^{id}) = 1004,5(1443,15 - 595,5) = 851,5\ KJ/kg$

$q_u = c_p(T_4^{id} - T_1) = 1004,5(727,4 - 300,15) = 429,2\ KJ/kg$

$\Rightarrow \eta_{id} = 1 - \frac{q_u}{q_e} = \underline{\underline{49,6\%}}$ ✓

- $l_{m,id} = q_e - q_u = \underline{\underline{422,3\ KJ/kg}}$ ✓

$l_{tc}^{id} = 296,7$ $\quad = 626,4 \quad 0\ 33$

$-l_{tc} = 329,7$

$-l_{te}^{id} = -715,75 \quad 61,1 \quad 0\ 1370,4$

$-l_{te} = -654,65$

3) COMPRESSIONE ed ESPANSIONE IRREVERSIBILI:

$\eta_{is,c} = 0,9 = \eta_{is,E}$

- $T_2 = T_1 + \frac{T_2^{id} - T_1}{\eta_{is,c}} = 300,15 + \frac{595,5 - 300,15}{0,9} = 628,32K$
- $T_4 = T_3 - T_4^{id} \cdot \eta_{is,E} = 1443,15 - 727,4 \cdot 0,9 = 788,5K$

$q_e = c_p(T_3 - T_2) = 818,5\ KJ/kg$ $\quad -l_{tc}^{id} = c_p(T_2^{id} - T_1) = -296,7\ KJ/kg$

$q_u = c_p(T_4 - T_1) = 490,5\ KJ/kg$ $\quad -l_{tc} = c_p(T_2 - T_1) = 329,7\ KJ/kg$

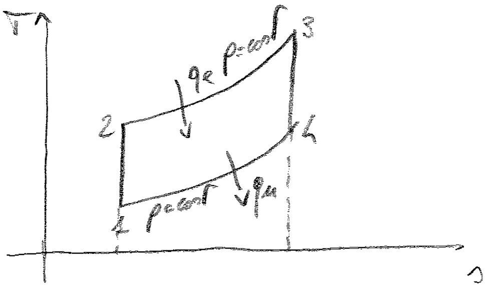
$l_m = q_e - q_u = 328\ KJ/kg$ $\quad -l_{te}^{id} = c_p(T_4^{id} - T_3) = -718,97\ KJ/kg$

$\eta = 1 - \frac{q_u}{q_e} = 40,1\%$ $\quad -l_{te} = c_p(T_4 - T_3) = -657,6\ KJ/kg$

$l_{ac} = l_{tc}^{id} - l_{tc} = -296,7 + 329,7 = 33\ KJ/kg$ $\Rightarrow l_a = 94,37\ KJ/kg$

$l_{ae} = l_{te}^{id} - l_{te} = 718,97 - 657,6 = 61,37\ KJ/kg$

i) Ciclo JOULE



$T_1 = 15°C = 288{,}15\,K$

$T_3 = 800°C = 1073{,}15$

$W_{tm} = 2\,MW$

MINIMA Portata d'Aria

Ib: ε_{pott}? T_2? Φ_e?

Aria Standard:

$R = 287\ J/kg$

$c_p = 1004{,}5\ J/kg$

$c_v = 717{,}5\ J/kg$

$\gamma = 1{,}4$

• $l_{tm} = l_{tc} + l_{tt} = -c_p(T_2 - T_1) - c_p(T_4 - T_3)$

Il ciclo considerato è IDEALE => NO IRREVERSIBILITA'

$$l_{tm} = c_p T_1\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) + c_p T_3\left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right)$$

$$= c_p T_1\left(1 - (\varepsilon_{pott})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) + c_p T_3\left(1 - (\varepsilon_{pott})^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)$$

$$\Rightarrow l_{tm} = -269387{,}36 + 519642{,}59 = +250255{,}6\ J/kg$$

Visto che vogliamo MINIMA portata d'Aria, DERIVIAMO.

$$\frac{dl_{tm}}{d\varepsilon_{pott}} = -\frac{\gamma-1}{\gamma}\cancel{c_p} T_1 (\varepsilon_{pott})^{-\frac{1}{\gamma}} - \frac{1-\gamma}{\gamma}\cancel{c_p} T_3\left(\varepsilon_{pott}^{\frac{1-2\gamma}{\gamma}}\right) = 0$$

$$\Rightarrow T_1 (\varepsilon_{pott})^{-\frac{1}{\gamma}} = T_3 (\varepsilon_{pott})^{\frac{1-2\gamma}{\gamma}} \Rightarrow$$

$$(\varepsilon_{pott})^{-\frac{1}{\gamma} - \frac{1-2\gamma}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_1} \Rightarrow \varepsilon_{pott} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \cong 10 \checkmark$$

• $T_2 = T_1 \cdot (\varepsilon_{pott})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 556{,}3\,K$ ✓

$$G_{min} = \frac{W_{tm}}{l_{tm}} = \frac{2 \cdot 10^6}{250255{,}6} = 8\ kg/s \checkmark$$

$$\Phi_e = G_{min} \cdot c_p (T_3 - T_2) = 8 \cdot 1004{,}5 (1073{,}15 - 556{,}3) = 4{,}15\,MW \checkmark$$

$$\eta = \frac{W_{tm}}{\Phi_e} = 48{,}2\ \%$$

OK

- Supponendo che il gas sia a contatto durante le trasformazioni ISOCORE con il Rigeneratore Ideale di un Ciclo STIRLING: l_n?

- Lungo le ISOCORE: $q_{23} = |q_{41}| = c_v (T_{alta} - T_{bassa}) = c_v (T_b - T_a)$

Lungo le ISOTERME: $l_{n,c} = q_a = q_{12}$

$l_{n,e} = q_b = q_{34}$

$\Rightarrow l_n = l_{n,c} + l_{n,e} = q_{12} + q_{34} = \underline{\underline{415,6 \ KJ/Kg}}$ ✓

$\boxed{OK}$

(VII) CICLI DIRETTI A VAPORE E CICLI RIGENERATIVI

Es.1

Un ciclo di Rankine a vapore saturo opera tra le pressioni di vaporizzazione e condensazione di 600 lbf/in^2 e 1.2 lbf/in^2, rispettivamente.
Supponendo che nella turbina si realizzi una espansione adiabatica con rendimento isoentropico pari a 0.80, trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale del fluido di processo, valutare il rendimento termico del ciclo e verificare come il lavoro specifico compiuto dalla pompa si possa trascurare.
[η =27.4%]

Es.2

Una portata di acqua pari a 5300 t/h è riscaldata dalla temperatura di 45°C alla temperatura di 90°C mediante il calore di condensazione di un ciclo Rankine – Hirn. Note la pressione di condensazione, 1 bar e la pressione di esercizio del generatore di vapore, 40 bar, si determinino le condizioni di surriscaldamento del vapore affinché si possa ottenere dalla turbina una potenza di 80 MW e si valuti il rendimento isoentropico della turbina stessa. Si ipotizzi che il fluido di processo all'ingresso del condensatore si trovi nello stato di vapore saturo secco.
[h_3=3326.2 kJ/kg, $T_3 \cong 450$ °C, $s_3 \cong 7$ kJ/kg K, $\eta_{is,e}$=83%]

Es.3

Un ciclo di Rankine a vapor saturo opera fra le pressioni 35 bar e 0.03 bar. L'espansione del vapore in turbina si può considerare isoentropica.
Trascurando il lavoro speso per la compressione, calcolare il rendimento termico del ciclo ed il consumo specifico di vapore, nell'ipotesi che si esegua uno spillamento dalla turbina alla temperatura di 140°C con il quale si preriscalda il liquido sottorafreddato in uno scambiatore a miscela.
[η =39%, CSV = 4.16 kg/kWh]

Es.4

Un impianto motore a vapore funziona utilizzando un ciclo duale (la configurazione è tipica degli impianti nucleari tipo gas - grafite).
Nell'impianto si hanno due turbine: la turbina di alta pressione è alimentata da una portata G' di vapore surriscaldato nelle condizioni 2 (p_2 = 60 bar, T_2 = 400°C) e realizza una espansione adiabatica del vapore con rendimento isoentropico pari a 0.8 fino alla pressione intermedia p_3 = 13 bar; la turbina di bassa pressione è alimentata con una portata G = 1500 t/h di vapore surriscaldato nelle condizioni 5 ($p_5 = p_3$, T_5=270°C) prodotta dal mescolamento della portata di vapore G' scaricata dalla turbina di alta pressione e della portata G" prodotta nel generatore di vapore nelle condizioni 4 ($p_4 = p_3$, T_4 = 390°C). La turbina di bassa pressione realizza una espansione adiabatica del vapore con rendimento isoentropico pari a 0.75, fino alla pressione di condensazione p_6 = 0.05 bar.
Trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale della varie trasformazioni valutare la potenza globale ottenuta, il rendimento termico del ciclo nell'ipotesi di poter trascurare (previo verifica) la potenza fornita da ciascuna delle due pompe di alimentazione. Determinare infine l'entropia prodotta nella miscelazione.
[W_t=365 MW, η=28.7%, Σ_{irr}=7.26 kW/K]

Es.5

Un dispositivo cilindro pistone contiene una massa unitaria d'acqua alla pressione di 1 bar nello stato termodinamico corrispondente a quello di una miscela liquido-vapore in cui la frazione in massa di vapore è il 28.47% (stato 1). La miscela è compressa in modo adiabatico sino alle condizioni di liquido saturo (stato 2) e successivamente espansa sino alle condizioni di vapore saturo secco alla pressione iniziale (stato 3), infine è sottratto calore a pressione costante per riportare il fluido nello stato iniziale. Nell'ipotesi che tutte le trasformazioni siano internamente reversibili e che tra gli stati 2 e 3 la variazione di entropia della miscela sia proporzionale alle variazioni di temperatura, determinare il lavoro specifico scambiato lungo le trasformazioni.
[l_{1-2}=-193.86 kJ/kg; l_{2-3}= 696.07kJ/kg; l_{3-1}= -121.12 kJ/kg;]

D. Espansione ADIAB con $\eta_{iso} = 80\%$

$$\eta_{iso} = \frac{l_{te}}{l_{te}^{id}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4^{id}}$$

Nel caso IDEALE. $s_4^{id} = s_3$

$$\Rightarrow x_4^{id} = \frac{s_4^{id} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{6{,}0554 - 0{,}0646}{9{,}0445 - 0{,}0646} = 0{,}667$$

$$\Rightarrow h_4^{id} = (1 - x_4^{id}) h_f + x_4^{id} h_g = (1 - 0{,}667) 12{,}2953 + 0{,}667 \cdot 2508{,}66 =$$

$$= 1679{,}2 \ \text{KJ/Kg}$$

$$\Rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{iso}(h_3 - h_4^{id}) = 2800{,}13 - 0{,}80(2800{,}13 - 1679{,}2) = 1903{,}38 \ \text{KJ/Kg}$$

$$\Rightarrow l_{te} = h_3 - h_4 = 896{,}75 \ \text{KJ/Kg} \gg |l_{tc}| \Rightarrow l_{tc} \ \text{Trascurabile !}$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{l_m}{q_b} = \frac{l_{tc} + l_{te}}{q_b} = \frac{896{,}75 - 4{,}13}{2778{,}202} \approx \underline{\underline{32{,}1\%}}$$

Trasf 3-4 = II P) $s_4 - s_3 = \cancel{q}^{\text{ADIAB}} + s_{irr}$

$$\Rightarrow (s_4 - s_3) = c_p \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) - R \ln\left(\frac{p_4}{p_3}\right) = 1004{,}5 \ln\left(\frac{277{,}38}{525{,}3}\right) - 287 \ln\left(\frac{8{,}27}{4136{,}6}\right) =$$

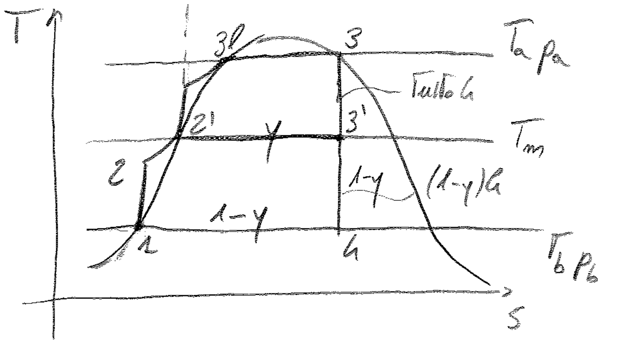
$$= -641{,}34 + 1783{,}2 = +1141{,}86 \ \text{J/KgK} = s_{irr}$$

$$\Rightarrow s_4 = s_3 + s_{irr} = 7{,}19726 \ \text{KJ/KgK}$$

$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{T_a(s_4 - s_2)}{T_v(s_3 - s_2)} = 1 - \frac{277{,}38(7{,}19726 - 0{,}0646)\cancel{10^3}}{463{,}75(6{,}0554 - 0{,}0646)\cancel{10^3}} = \underline{\underline{28{,}7\%}} \ \checkmark$$

$\boxed{OK}$

3) Ciclo RANKINE a VAPOR SATURO



$p_a = 35\,bar$ $\quad$ $\dot{L}_b$, η? CSV?

$p_b = 0{,}03\,bar$

Espansione TURBINA = ISOENTROPICA

$l_{te} \approx 0$

alla $T_m = 140°C$ c'è SPILLAMENTO nella turbina: una certa quantità y di miscela ritorna nella caldaia con cui si preriscalda liquido sottoraffreddato.

• Stato 1: $p_1 = 0{,}03\,bar \Rightarrow \begin{cases} T_b = 24{,}079\,°C \\ v_1 = 1{,}002 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg \\ h_1 = 101\ KJ/kg \\ s_1 = 0{,}354287\ KJ/kgK \end{cases}$

$s_2 = s_1$

. Stato 2': $T_m = 140°C \Rightarrow \begin{cases} p_{2'} = 3{,}62\,bar \\ v_{2'} = 1{,}0291 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg \\ h_{2'} = 589{,}169\ KJ/kg \\ s_{2'} = 1{,}73922\ KJ/kgK \end{cases}$

• Stato 3l: $p_{3l} = 35\,bar \Rightarrow \begin{cases} T_a = 242{,}6\,°C \\ v_{3l} = 1{,}2348 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg \\ h_{3l} = 1049{,}6\ KJ/kg \\ s_{3l} = 2{,}72506\ KJ/kgK \end{cases}$

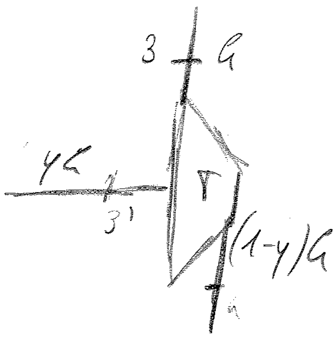
Stato 3: $p_3 = 35\,bar \Rightarrow \begin{cases} T_a = 242{,}6\,°C \\ v_3 = 57{,}054 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg \\ h_3 = 2802{,}6\ KJ/kg \\ s_3 = 6{,}12395\ KJ/kgK \end{cases}$

$\boxed{s_3 = s_{3'} = s_4}$

T: IP) $\cancel{\Phi} - \dot{W}_{te} = \cancel{\frac{d}{dt}\left[U + E_c + E_p + p_0 V\right]_{vc}} + \sum G_j \left(h + \cancel{e_c} + \cancel{e_p}\right)_j$

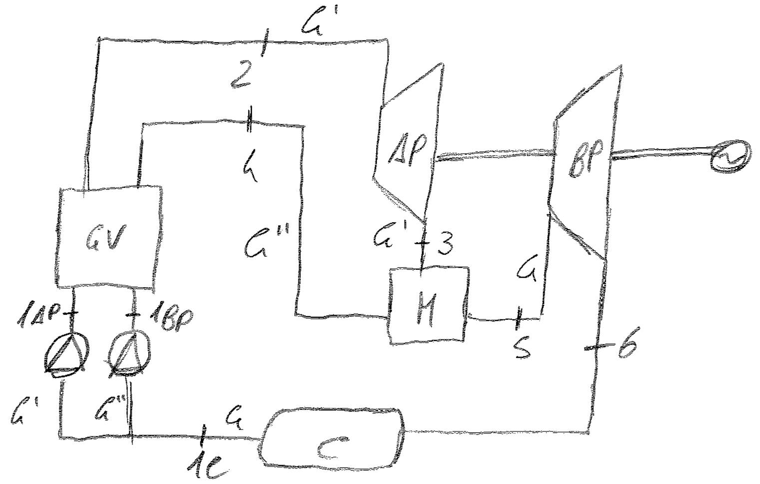
$-\dot{W}_{te} = G(h_{3'} - h_3) + (1-y)G(h_4 - h_{3'})$

$\Rightarrow -l_{te} = \cancel{h_{3'}} - h_3 + h_4 - \cancel{h_{3'}} - y h_4 + y h_{3'}$



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 67 di 169

1) Ciclo DUALE



AP: G' di Vapore Surriscaldato
$p_2 = 60$ bar, $T_2 = 600°C = 625,15K$
$\eta_{is,e} = 80\%$, Espansione Adiabatica
$p_3 = 13$ bar

BP: $G = 1500$ t/h Vapore Surriscaldato
$p_5 = p_3 = 13$ bar
$T_5 = 290°C = 563,15$ K
$G = G' + G''$
G'' si trova nelle condizioni: $p_4 = p_3 = 13$ bar
$T_4 = 390°C = 663,15$
$\eta_{is,e} = 75\%$ Espansione Adiabatica
$p_6 = 0,05$ bar

Tb = η? W_t? Entropia Miscelazione?
$W_{t c 1AP} \approx W_{t c 1BP} \approx 0$?

Stato 2: $p_2 = 60$ bar, $T_2 = 600°C$ $\Rightarrow \begin{cases} v_2 = 62,390 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg \\ h_2 = 3172\ kJ/kg \\ s_2\ 6,5406\ kJ/kgK \end{cases}$

Stato 4: $p_4 = 13$ bar, $T_4 = 390°C$ $\Rightarrow \begin{cases} v_4 = 231,16 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg \\ h_4 = 3238,19\ kJ/kg \\ s_4 = 7,30839\ kJ/kgK \end{cases}$

Stato 5: $p_5 = 13$ bar, $T_5 = 290°C$ $\Rightarrow \begin{cases} v_5 = 185 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg \\ h_5 = 2922,18\ kJ/kg \\ s_5 = 6,82391\ kJ/kgK \end{cases}$

M: Sistema APERTO - STAZIONARIO   NB: M è $q \approx 0, l \approx 0$!

$$\cancel{\dot Q} - \cancel{\dot W_t} = \frac{d}{dt}[U + E_c + \cancel{E_p} + p_0 V]_{vc} + \sum G_j (h + e_c + e_p)_j$$

$$\Rightarrow \boxed{G \cdot h_5 = G' h_3 + G'' h_4}$$

AP: $\eta_{is,E} = \frac{l_{te}}{l_{te}^{id}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_3^{id}} \Rightarrow h_3 = h_2 - (h_2 - h_3^{id})\eta_{ise}$

IMPORTANTE

$s_3^{id} = s_2 > s_g(p_3)$
$\Rightarrow$ Stato 3^{id} = Vapore Surriscaldato
$\Rightarrow$ NO Tabelle

dove h_3^{id} = entalpia a p_3 del vapore saturo secco $= 2786,66$ kJ/kg

$\Rightarrow h_3 = 3172 - (3172 - 2786,66) \cdot 0,80 = \underline{2864,52\ kJ/kg}$

A $p_3 = 13$ bar, si ha: $\begin{cases} h_g = 2786,66\ kJ/kg \\ s_g = 6,49362\ kJ/kgK \end{cases}$; $h_f = 814,595$ kJ/kg ; $s_f = 2,25082$ kJ/kgK

$\Rightarrow h_{1BP} = h_{6L} - l_{tc}^{BP} = 136{,}4 \ kJ/kg$

(AP): $-l_{tc}^{AP} = v_{1L}(p_{1AP} - p_{1C}) = v_{1L}(p_2 - p_6) = 5995 \ J/kg$

MA $-l_{tc}^{AP} = h_{1AP} - h_{1C} = h_{1AP} - h_{6L}$

$\Rightarrow h_{1AP} = h_{6L} - l_{tc}^{BP} = 131{,}7 \ kJ/kg$

$\Rightarrow \dot{W}_{tc} = \dot{G}' l_{tc}^{AP} + \dot{G}'' l_{tc}^{BP} \cong 1{,}9 \ MW$ → TRASCURABILE rispetto a $\dot{W}_{te}$! ✓

• $\Phi_a = \dot{G}'(h_2 - h_{1AP}) + \dot{G}''(h_4 - h_{1BP})$

$= 382489{,}68 + 942632{,}109 = 1325{,}12 \ MW$

$\Rightarrow \eta = \dfrac{\dot{W}_t}{\Phi_a} = \dfrac{315}{1325{,}12} = \underline{23{,}78\ \%}$ ✓

• (M): IIP) $\cancel{\left(\dfrac{dS}{dt}\right)_{vc}} = \cancel{\sum \dfrac{\dot{Q}_i}{T_i}} + \sum \dot{G}_e s_e - \sum \dot{G}_u s_u + \dot{\Sigma}_{irr}$

$\Rightarrow \dot{\Sigma}_{irr} = \dot{G} s_5 - \dot{G}' s_3 - \dot{G}'' s_4 = \ldots$

NB: In questo esercizio, la maggior parte dei "calcoli" sono sbagliati, MA è TUTTO fatto BENE !

$\boxed{Ok}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 71 di 169

La Variazione di Entropia è Proporzionale alla Variazione di Temperatura

$\Rightarrow \Delta s_{23} = \frac{q_{23}}{T} + \underbrace{\Sigma_{irr}}_{=0 \text{ xké REV}}$

$\Rightarrow q_{23} = T \Delta s_{23}$

$\Rightarrow$ Cerco $\overline{T}$ medio: $\boxed{\overline{T} = \frac{T_2 + T_3}{2}} \rightsquigarrow \overline{T} = 187,8°C = \underline{460,95\ K}$

$\Rightarrow q_{23} = \overline{T}(s_3 - s_2) = 1996,26\ KJ/Kg$

$\Rightarrow$ IP) $q_{23} - l_{23} = u_3 - u_2$

$+l_{23} = q_{23} - u_3 + u_2 = \underline{\underline{+692,22\ KJ/Kg}}$ ✓

• Stato 4 ≡ Stato 1:

3-1: Trasf ISOBARA REV:

$l_{3-1} = \int p\,dv = p\int dv = p_1(v_1 - v_3) = \underline{\underline{-181,09\ KJ/Kg}}$ ✓

IP) $q_{31} - l_{31} = \Delta u_{31} \Rightarrow q_{31} = l_{31} + u_1 - u_3 = \underline{\underline{-1644,25\ KJ/Kg}}$ ✓

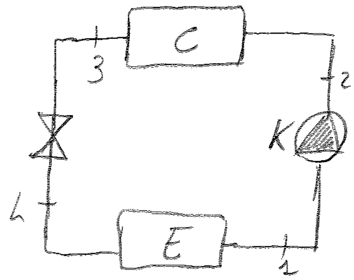
$\boxed{OK}$

TERMODINAMICA

ESERCITAZIONE (8)

CICLI INVERSI A VAPORE

1) Ciclo FRIGORIFERO a Compressione R134-a



$p_C = 8 bar$ $\quad$ Ib: COP ?

$p_E = 1 bar$

Compressione ADIABATICA REVERSIBILE

All'uscita di (C) e (E), il liquido è SATURO

Impianto FRIGORIFERO

: (C) e (E) operano a Pressione COSTANTE

$\Rightarrow p_1 = p_4 = 1 bar$

$p_2 = p_3 = 8 bar$

Stato 1: (E) opera fino a che il liquido raggiunge le condizioni di Vapore Saturo

$\Rightarrow p_1 = 1 bar \Rightarrow \begin{cases} v_1 = 192{,}56 \cdot 10^{-3}\ m^3/Kg \\ h_1 = 382{,}6\ KJ/Kg \\ s_1 = 1{,}2425\ KJ/KgK \end{cases} \quad T_1 = -26{,}36\,°C$

Stato 2: La COMPRESSIONE è ISOENTROPICA (ADIAB. REV.) $\Rightarrow s_2 = s_1$

$\Rightarrow$ DIAGRAMMA: $p_2 \cap s_2 \Rightarrow \begin{cases} h_2 = 425{,}84\ KJ/Kg \\ T_2 = 41{,}2\,°C \end{cases}$

Stato 3: (C) opera fino a che la sostanza raggiunge le condizioni di Liquido Saturo

$\Rightarrow p_3 = 8 bar \Rightarrow \begin{cases} h_3 = 243{,}65\ KJ/Kg \\ s_3 = 1{,}1492\ KJ/KgK \end{cases}$

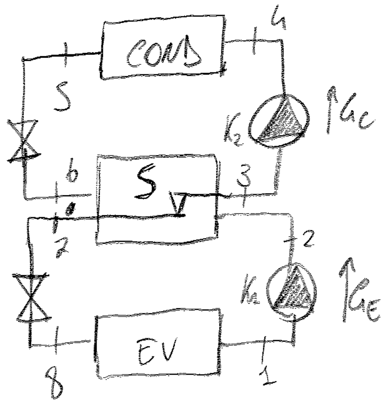
Stato 4: La LAMINAZIONE è un Processo ISOENTALPICO

$\Rightarrow h_3 = h_4 = 243{,}65\ KJ/Kg$

$\Rightarrow COP_F = \frac{q_E}{|l_{tc}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \underline{\underline{3{,}213}}$ ✓

OK

3) IMPIANTO FRIGORIFERO : Doppia Compressione e Doppia Laminazione



S = SEPARATORE INTERMEDIO

$T_E = -35°C$ R134a

$T_C = 50°C$

$p_S = \sqrt{p_C p_E}$ = MEDIA GEOMETRICA

$\Phi_E = 50$ Mcal/h = POTENZA FRIGORIFERA

Tb, W_{tc}?

- $T_E = -35°C \Rightarrow p_E = 0{,}66$ bar $= p_1 = p_8$

$T_C = 50°C \Rightarrow p_C = 13{,}18$ bar $= p_4 = p_5$

$\Rightarrow p_S = \sqrt{p_E \cdot p_C} = 2{,}95$ bar $\Rightarrow T_S = 0{,}2°C$

- Stato 1 : Vapore Saturo $\Rightarrow p_E = 0{,}66$ bar $\rightsquigarrow \begin{cases} h_1 = 372{,}44 \text{ KJ/Kg} \\ s_1 = 1{,}7526 \text{ KJ/KgK} \end{cases}$

- Stato 5 , Liquido Saturo $\Rightarrow p_C = 13{,}18$ bar $\rightsquigarrow \begin{cases} h_5 = 271{,}63 \text{ KJ/Kg} \\ s_5 = 1{,}2325 \text{ KJ/KgK} \end{cases}$

La LAMINAZIONE è ISOENTALPICA $\Rightarrow h_6 = h_5$

La Compressione è ISOENTROPICA $\Rightarrow s_2 = s_1$

$\Rightarrow$ DIAGRAMMA : $p_2 \cap s_2 \Rightarrow \begin{cases} h_2 = 402{,}19 \text{ KJ/Kg} \\ T_2 = 9{,}2°C \end{cases}$

Il SEPARATORE ha la funzione di dividere il LIQUIDO dal VAPORE

$\Rightarrow$ Stato 3 : Vapore Saturo $\rightsquigarrow \begin{cases} h_3 = 398{,}22 \text{ KJ/Kg} \\ s_3 = 1{,}7270 \text{ KJ/KgK} \end{cases}$

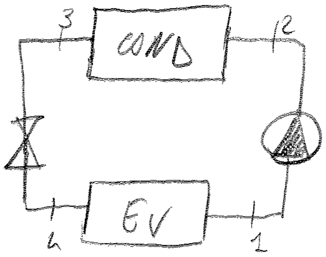
Stato 7 : Liquido Saturo $\rightsquigarrow \begin{cases} h_7 = 200{,}28 \text{ KJ/Kg} \\ s_7 = 1{,}0010 \text{ KJ/KgK} \end{cases}$

- La Laminazione è ISOENTALPICA $\Rightarrow h_7 = h_8$

- La Compressione è ISOENTROPICA $\Rightarrow s_4 = s_3$

$\Rightarrow$ DIAGRAMMA : $p_4 \cap s_4 \rightsquigarrow \begin{cases} h_4 \simeq 428{,}74 \text{ KJ/Kg} \\ T_4 \simeq 53°C \end{cases}$

i) IMPIANTO FRIGORIFERO, Ciclo a Semplice Compressione di Vapore



$T_E = -35°C$

$T_C = 50°C$

$\Phi_E = 50$ Mcal/h

Tb = W_{tc} ?

• Stato 1 = Vapore Saturo => $T_E = -35°C \rightsquigarrow \begin{cases} h_1 = 322,12 \text{ KJ/Kg} \\ s_1 = 1,2525 \text{ KJ/KgK} \end{cases}$

• Stato 3 = Liquido Saturo => $T_C = 50°C \rightsquigarrow \begin{cases} h_3 = 221,62 \text{ KJ/Kg} \\ s_3 = 1,2325 \text{ KJ/KgK} \end{cases}$

• Stato 4 = Laminazione ISOENTALPICA => $h_4 = h_3$

Stato 2 = Compressione ISOENTROPICA => $s_2 = s_1$

=> DIAGRAMMA: $p_C \wedge s_2 \rightsquigarrow h_2 = 420,05$ KJ/Kg

• Analizziamo EVAPORATORE:

IP) $\Phi_E - \cancel{W_t} = \cancel{\frac{d}{dt}[U+E_c+E_p+p_0V]_{vc}} + \sum G_j(h+e_c+e_p)_j$

$\Phi_E = G_E(h_1 - h_4) \Rightarrow G_E = \frac{\Phi_E}{h_1 - h_4} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 1,163 \cdot 10^{-3}}{322,12 - 221,62} = 0,551 \text{ Kg/s}$

• Consideriamo COMPRESSORE:

IP) $\cancel{\Phi_c} - W_{tc} = \cancel{\frac{d}{dt}[U+E_c+E_p+p_0V]_{vc}} + \sum G_j(h+e_c+e_p)_j$

$-W_{tc} = G_E(h_2 - h_1) \Rightarrow W_{tc} = G_E(h_1 - h_4) = \underline{\underline{-34,6 \text{ KJ/Kg}}}$ ✓

$\boxed{\text{OK}}$

K1

CONDUZIONE STAZIONARIA ATTRAVERSO STRATI PIANI E CICLINDRICI, ALETTE

1) Una resistenza elettrica a piastra, di spessore trascurabile, è racchiusa tra due lastre metalliche di spessore s = 50 mm ciascuna. Una lastra è costituita da acciaio a conducicbilità termica λ_a = 30 kcal/(h m °C), mentre l'altra è di ottone a conducibilità termica λ_o = 70 kcal/(h m °C).
Se la temperatura esterna della lastra di acciaio è pari a 100°C e quella esterna della lastra di ottone è pari a 50°C, mentre la resistenza dissipa 20 kW/m^2, determinare il flusso termico specifico (per unità di superficie) che attraversa la lastra di acciaio e la temperatura T_R a cui si porta la resistenza termica.
[T_R= 74 °C, $|\varphi|$ = 15 Mcal/(h m^2)]

2) Un ambiente refrigerato di dimensioni 0.6 x 0.6 x 1.4 m si trova alla temperatura di –4 °C, immerso in un ambiente alla temperatura di 30 °C. Le pareti che delimitano l'ambiente sono costituite da due lamiere sottili ad elevata conducibilità e da uno strato di isolante a conducibilità 0.04 W/mK e spessore 6 cm. Nell'ambiente penetra una portata d'aria pari a 2 m^3/h (stato di riferimento per l'aria: T_0= 0°C, p_0 = 1 atm $\Rightarrow$ ρ_0 = 1.293 kg/m^3).
Assumendo coefficienti di convezione lato interno e lato esterno pari a 8 W/m^2 K, determinare la potenza elettrica Pe assorbita dal gruppo frigorifero (η_{el}=0.915), costituito da una macchina di Carnot inversa, che mantiene la temperatura interna al valore desiderato. Determinare inoltre lo spessore aggiuntivo di isolante Δs da interporre per ridurre del 20% la potenza termica entrante nell'ambiente. (Ai fini del calcolo si consideri il pavimento dell'ambiente perfettamente isolato).
[Pe = 13 W, Δs = 2.5 cm]

3) Un parete piana (conducibilità termica 0.4 kcal/h m K) di spessore 10 cm, separa dall'esterno un ambiente contenente aria a 15°C con umidità relativa 80%. Determinare per quale valore della temperatura esterna T_e si ha condensazione sulla sua superficie interna. ?
Se la parete opera in un ambiente in cui la temperatura dell'aria esterna raggiunge il valore di –10°C, determinare lo spessore minimo s_P di polistirolo (conducibilità termica 0.03 kcal/hmK) da aggiungere per evitare la formazione di condensa sulla superficie rivolta verso l'ambiente interno. Si assumano coefficienti di convezione pari a 20 kcal/(h m^2 K) lato esterno e 10 kcal/(h m^2 K) su quello interno.
[T_e = +0.6 °C, s_P = 9 mm]

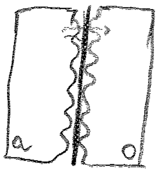
4) Una tubazione di acciaio [λ = 15 W/(m K)] con raggio interno di 50 mm ed esterno di 54 mm, è percorsa da un fluido alla temperatura di 200 °C [α_i=120 W/(m^2 K)], ed è situata in un ambiente alla temperatura di 15 °C [α_e=12 W/(m^2 K)].
Calcolare in queste condizioni il flusso disperso per unità di lunghezza dalla tubazione. Affinché la temperatura sulla superficie esterna dell'isolante non superi 30 °C e venga dimezzato il flusso disperso per unità di lunghezza, ipotizzando il medesimo coefficiente di convezione, calcolare i valori minimi di spessore e conducibilità dell'isolante applicato. ?
[$\varphi_{L,0}$ = 340 W/m; s_I = 123 mm; λ_I = 0.29 W/(m K)]

5) In un apparecchio elettrico è montato un conduttore di rame di diametro d = 1.83 mm, isolato con una guaina di spessore s = 0.71 mm.
Se la conducibilità termica dell'isolante è pari a 0.118 W/mK ed il coefficiente di convezione tra la superficie dell'isolante e l'aria è pari a 34.1 W/m^{2}K, determinare lo spessore critico di isolante nonché la variazione percentuale del flusso termico trasmesso nel caso in cui si utilizzi una guaina isolante di spessore pari a quello critico. Si supponga costante nei due casi la differenza di temperatura tra la superficie del conduttore e l'aria ambiente.
[r_C = 3.46 mm, Δ = +16%]

6) Su una tubazione metallica sono da collocare alette anulari di spessore trascurabile. Il raggio esterno della tubazione è 2 cm, mentre quello delle alette è 4 cm. Il flusso specifico riferito alla superficie totale esterna che deve essere disperso verso l'ambiente è 38 W/m^2, in condizioni operative in cui si prevede il coefficiente di convezione pari a 4 W/(m^2 K) e l'eccesso di temperatura alla radice di 10 °C. Nel caso l'efficienza di una singola aletta sia fissata al 94.8 %, determinare il passo minimo tra e alette.
[p = 2.3 mm]

7) Un dissipatore termico per refrigeratore termoelettrico è costituito da una lastra piana di alluminio larga 800 mm e alta 1000 mm sulla quale sono disposte parallelamente alla dimensione maggiore 40 alette rettangolari aventi un'altezza di 30 mm ed uno spessore d 3 mm.
La temperatura alla radice delle alette è di 40°C, la temperatura dell'aria ambiente è 20°C, la conducibilità termica dell'alluminio può essere assunta pari a 203 W/mK ed il coefficiente liminare di scambio termico è pari a 7 W/m^2°C tanto per la superficie non alettata tanto per le alette.
Determinare l'eccesso di temperatura ϑ_L all'estremità delle alette, la potenza Φ_{tot} dispersa dal sistema , l'efficienza $\eta_{al,tot}$ della schiera di alette.
[ϑ_L = 19.8 °C, Φ_{tot} = 430 W, $\eta_{al,tot}$= 99.7 %]

Supponiamo che il contatto tra la Resistenza e le 2 lastre NON sia Perfetto, MA la superficie di contatto è inferiore alla superficie totale della lastra:



Il flusso si divide in 2 parti:

φ_C = Flusso di Contatto, scambiato nella parte in cui c'è contatto tra Superficie e Resistenza

φ_F = Flusso che si "disperde" nel materiale che occupa quel "vuoto".

Indichiamo con:

g_a, g_o = "Gap" tra le lastre e la Resistenza

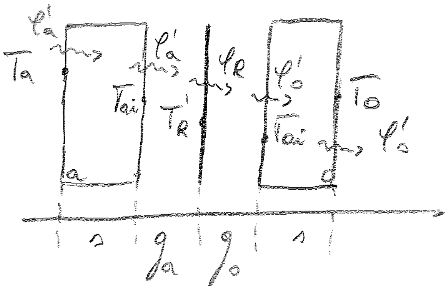
S_c, S_F = Superficie a Contatto e Superficie a Vuoto $\Rightarrow S = S_c + S_F$

$a = \frac{S_{co}}{S}$; $b = \frac{S_{ca}}{S}$

DATI:

$a = 0{,}02$ $\quad g_a = g_o = 1\,mm$

$b = 0{,}02$ $\quad \lambda_F = 0{,}03\ W/mK$



Introduciamo una RESISTENZA TERMICA, ossia una Differenza di Temperatura tra la Lastra e la Resistenza:

$T_{ai} = T_a$ interna

$T_{oi} = T_o$ interna

$T_R' > T_R$ precedente

· Nell'intera lunghezza della lastra, viene trasmessa φ_a' e φ_o' sempre costante, perché all'interno della lastra NON c'è dissipazione termica

$$\underbrace{\begin{aligned}\varphi_a' &= \frac{\lambda_a}{s}(T_a - T_{ai}) \\ \varphi_o' &= \frac{\lambda_o}{s}(T_{oi} - T_o)\end{aligned}}_{\text{NELLA LASTRA}} \quad \text{MA} \quad \underbrace{\begin{aligned}\varphi_a' &= \frac{T_{ai} - T_R'}{R_{ct,a}} \\ \varphi_o' &= \frac{T_R' - T_{oi}}{R_{ct,o}}\end{aligned}}_{\text{TRA LASTRA e RESISTENZA}}$$

R_{ct} = RESISTENZA TERMICA di CONTATTO

· BILANCIO di ENERGIA:

$\varphi_a' + \varphi_R' = \varphi_o'$ $\Rightarrow$ 5 EQUAZIONI x 5 INCOGNITE $\rightsquigarrow$ OK

NB $\quad \phi_{trasmesso} = \frac{S \cdot \Delta T}{R_{ct}}$

· $\phi_{trasmesso} = \phi_c + \phi_F = S_c \varphi_c + S_F \varphi_F = S_c \frac{\Delta T}{g} \lambda_c + S_F \frac{\Delta T}{g} \lambda_F$

$\Rightarrow \frac{1}{R_{ct}} = \frac{1}{g}\left[\frac{S_c}{S}\lambda_c + \frac{S_F}{S}\lambda_F\right] = \frac{1}{g}\left[\frac{S_c}{S}\lambda_c + \left(1 - \frac{S_c}{S}\right)\lambda_F\right]$

• FLUSSO per VENTILAZIONE

$\phi_v = G_a \cdot c_p (T_e - T_i)$

MA $G_a = G_{va} \cdot \rho_a$

dove $\rho_a = \frac{P_{a,0}}{R T_a} = 1,165\ Kg/m^3$ NB $T_a = T_e$ perché l'Aria entra dall'esterno

$\Rightarrow G_a = 0,642\ g/s \Rightarrow \phi_v = 22,092\ W$

QUINDI: $\phi = \phi_v + \phi_d = 96,321\ W$

Ora: $COP = \frac{\phi}{|W_e|} = \frac{T_i}{T_e - T_i} = 8,916 \Rightarrow |W_e| = \frac{\phi}{COP} = 11,921\ W$

└ perché MACCHINA di CARNOT

$\Rightarrow W_{el} = \frac{|W_e|}{\eta_{el}} = \underline{\underline{13,03\ W}}$ ✓

Supponiamo di volere $\phi' = \phi - \frac{20}{100}\phi = \frac{80}{100}\phi = 75,492\ W$

Quanto vale s_i'?

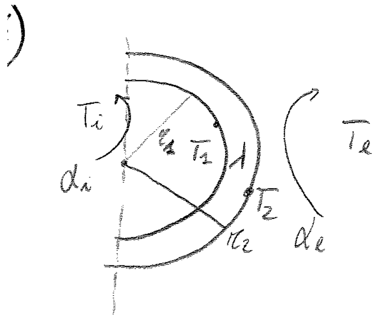
NB: ϕ_v NON cambia, perché NON posso "lavorare" sul contributo dell'aria!

• $\phi_d' = \phi' - \phi_v = 53,4\ W$

$\Rightarrow \frac{\phi_d'}{S_{TOT}} = \frac{T_e - T_i}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_i'}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_e}}$ da cui ricavo $s_i' = \underline{\underline{0,025\ m}}$ ✓

$\boxed{OK}$

121



Tubazione d'Acciaio

$\lambda = 15\ W/mK$

$r_1 = 50\ mm$

$r_2 = 54\ mm$

$T_i = 200°C$

$\alpha_i = 120\ W/m^2K$

$T_e = 15°C$

$\alpha_e = 12\ W/m^2K$

$\underline{Tb}: \varphi_L$?

· CIRCUITO EQUIVALENTE

$T_i \quad R_{c,i} \quad T_1 \quad R_a \quad T_2 \quad R_{c,e} \quad T_e$

· Questo è un Cilindro lambito da 2 fluidi aventi temperatura T_i e T_e

$$\Rightarrow \quad \phi = \left[\frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_1}{\lambda}\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{r_2}\cdot\frac{1}{\alpha_e}\right]^{-1} \cdot A_1 (T_i - T_e)$$

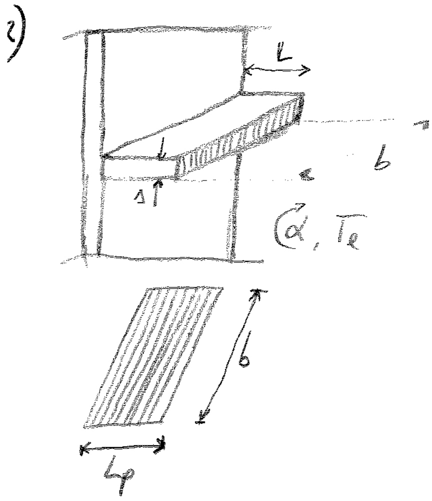
$$= \left[\frac{1}{120} + \frac{50\cdot10^{-3}}{15}\ln\left(\frac{54}{50}\right) + \frac{50}{54}\cdot\frac{1}{12}\right]^{-1} \cdot 2\pi r_1 (200-15)$$

$$= \left[0{,}00834 + 0{,}0002565 + 0{,}0772\right]^{-1} \cdot 1162{,}389 \cdot 50\cdot10^{-3}$$

$=$

131

2)



$L_p = 800$ mm

$b = 1000$ mm

$n_{al} = 40$ Alette Rettangolari $\begin{cases} s = 3\,mm \\ L = 300\,mm \end{cases}$

$40°C = T_{radice}$

$T_e = 20°C$

$\lambda = 203\ W/mK$

$\alpha = 2\ W/m^2 °C$

Tb = Eccesso θ_L?

Φ_{TOT}?

η_{al-TOT}?

Hp = PUNTA NON DISPERDENTE

• $\theta(x) = \theta_0 \dfrac{\cosh[\beta(L-x)]}{\cosh[\beta L]}$ dove $\beta = \sqrt{\dfrac{\alpha \cdot P}{\lambda \cdot A}}$, $\Rightarrow \beta = 4,8\ m^{-1}$

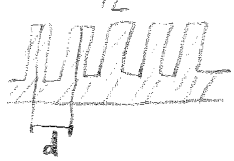
$P = 2(b+s) = 2006$ mm

$A = b \cdot s = 3000\ mm^2$

$\Rightarrow \theta_L = \theta(L) = \theta_0 \dfrac{\cosh(0)}{\cosh[\beta \cdot L]}$ dove $\theta_0 = T_R - T_e = 20°C$

$\theta_L = 19{,}294°C$ ✓

• $\Phi_{TOT} = n_{al} \cdot (\Phi_{al} + \Phi_L)$ dove Φ_L = Flusso Disperso sulla Superficie Laterale



$d = \dfrac{L_p}{n_{al}} = 20$ mm

$\Rightarrow \cdot \Phi_L = \alpha \cdot \theta_0 \cdot (d-s) \cdot b = 2{,}38\ W$ ✓

$\cdot \Phi_{al} = \beta \lambda A \theta_0 \tanh(\beta \cdot L) = 8{,}32\ W$

$\Rightarrow \Phi_{TOT} = 430\ W$ ✓

• $\eta_{al-TOT} = 1 - \dfrac{S_{al}}{S_{TOT}}(1 - \eta_{al})$ $\Rightarrow \eta_{al-TOT} = 99{,}4\ \%$ ✓

• $\eta_{al} = \dfrac{\tgh(\beta L)}{\beta L} = 0{,}993$

• $S_{al} = P \cdot L \cdot n_{al} = 24{,}072\ m^2$

• $S_{TOT} = S_{al} + S_L = S_{al} + (d-s)b \cdot n_{al} = 24{,}752\ m^2$

OK

GENERAZIONE INTERNA, TRANSITORI TERMICI, MOTO DEI FLUIDI E CONVEZIONE

1) Una corrente elettrica di intensità I = 200 A passa attraverso un filo di acciaio inossidabile del diametro di 1 in e lungo 3 ft. Se la resistività elettrica del filo è 70 μΩcm, calcolare la temperatura al centro del filo (TMAX) quando la temperatura superficiale esterna è mantenuta a 176.7°C. Si assuma per l'acciaio una conducibilità termica pari a 19.37 kcal/(h m °C).
[TMAX= 176.9 °C]

2) Si determini la massima intensità di corrente I_{MAX} che può essere trasportata da un cavo in rame di diametro 2.59 mm, isolato con una guaina di gomma di spessore 1.27 mm, quando è immerso in un ambiente alla temperatura di 48.9°C e la guaina non deve superare la temperatura di 93.3°C. Si assuma il coefficiente di convezione tra la superficie esterna della guaina e l'aria ambiente è 19.52 kcal/hm^2°C, la conducibilità della gomma 0.119 kcal/ (h m K) e la resistività elettrica specifica del rame pari a 0.024 Ω mm^2/m.
[I_{MAX} = 52.63 A]

3) Una sbarretta tonda di rame, di raggio r = 1 cm e lunghezza l = 10 cm, che si trova inizialmente alla temperatura T_i = 20°C, è immersa in un bagno d'olio, alla temperatura T_o = 80°C, ogni 10 minuti per la durata di 10 s. Si supponga l'aria alla temperatura di 20°C, il coefficiente di scambio termico per convezione con l'aria α_a = 8 kcal/hm^2°C, il coefficiente di scambio termico per convezione α_o = 500 kcal/hm^2°C, il calore specifico del rame 400 J/kgKC, la densità del rame 8900 kg/m^3 , la conducibilità termica del rame 390 W/m K. Determinare la temperatura della sbarretta dopo due cicli.
[T_{fin}= 39.32 °C]

4) Il funzionamento di un dispositivo elettronico è analizzato in condizioni transitorie ipotizzando che la sua resistenza termica interna sia trascurabile rispetto quella esterna. A partire dalle condizioni iniziali di equilibrio termico con l'ambiente esterno, nel dispositivo è generato un flusso termico costante pari ad 0.1 W. Dopo un tempo pari al triplo di quello caratteristico del dispositivo l'eccesso di temperatura misurato è 50 °C. Determinare il coefficiente di convezione sapendo che la superficie disperdente del dispositivo è pari a 1 cm^2.
[α = 19 W/m^{2}K]

5) Il filamento di platino di un anemometro a filo caldo (resistività 0.194 μΩm) della lunghezza di 5 mm e del diametro di 0.1 mm è investito da una corrente d'aria alla temperatura di 20°C, con velocità compresa fra 1.2 m/s e 10 m/s.
Si valuti la corrente che si rende necessaria per mantenere il filamento alla temperatura di 280°C, supponendo trascurabili l'irraggiamento e la conduzione termica lungo il filo.
[w=1.2 m/s ⇒ I=1.274 A; w=10 m/s ⇒ I=1.916 A]

6) Le alette di raffreddamento di un transistore di potenza che dissipa 5 W non devono superare la temperatura di 93°C durante il funzionamento. Se l'apparecchiatura opera in aria a 73°C, calcolare la superficie di scambio dell'aletta di raffreddamento per un corretto funzionamento, trascurando gli effetti dell'irraggiamento (si supponga di impiegare una aletta rettangolare di altezza 10 cm).
[S= 683.7 cm^2]

7) Un riscaldatore elettrico impiega dei sottili nastri metallici per dissipare il calore. I nastri sono larghi 6 mm e sono orientati normalmente ad una corrente d'aria prodotta da un piccolo ventilatore. La velocità dell'aria è 2 m/s e sono impiegati 7 nastri da 35 cm. Se i nastri sono scaldati alla temperatura uniforme di 870 °C valutare lo scambio termico complessivo per sola convezione con l'aria, ipotizzata a 20°C.
[α = 58.9 W/m^{2}K, Φ = 736 W]

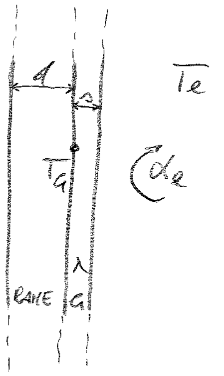
Correlazioni suggerite:

Esercizio 5: $Nu = C\,Re^n\,Pr^{0.33}$ ⇒

Re	*C*	*n*
4÷40	0.903	0.385
40÷4000	0.683	0.466

Esercizio 6: $Nu = 0.40(Gr\,Pr)^{0.25} = 0.40(Ra)^{0.25}$

Esercizio 7: $Nu = 0.3 + \dfrac{0.62\,Re^{1/2}\,Pr^{1/3}}{\left[1+\left(\dfrac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}}\left[1+\left(\dfrac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$



Cavo di Rame

$d = 2{,}59\ mm = 2{,}59 \cdot 10^{-3}\ m \Rightarrow r_p = 0{,}001295\ m$

Guaina: $s = 1{,}22\ mm = 1{,}22 \cdot 10^{-3}\ m$

$T_e = 48{,}9\ °C$ $\qquad \rho = 0{,}024\ \Omega\ mm^2/m =$

$T_{MAX,G} = 93{,}3\ °C$

$\alpha_e = 19{,}52\ Kcal/h\,m^2\,°C = 19{,}52 \cdot 1{,}163 = 22{,}7\ W/m^2K$

$\lambda_G = 0{,}119\ Kcal/h\,m\,K = 0{,}119 \cdot 1{,}163 = 0{,}138\ W/mK$

- In questo caso, la Temperatura T_p sulla superficie del cavo, coincide con la Temperatura interna della guaina. Questo Parametro Termico DEVE essere regolato

$\Rightarrow$ Per una determinata corrente elettrica, il flusso Termico disperso per unità di lunghezza è costante ed indipendente dallo spessore della guaina:

$$\varphi_L = \frac{\rho I^2}{\pi r_p^2} = cost$$

Il Flusso per unità di lunghezza che attraversa la guaina vale anche:

$$\varphi_L = \frac{2\pi(T_p - T_e)}{\frac{1}{\lambda_G}\cdot \ln\left(\frac{r_s}{r_p}\right) + \frac{1}{r_s \alpha_e}} = \frac{2\pi(93{,}3 - 48{,}9)}{\frac{1}{0{,}138}\cdot \ln\left(\frac{0{,}002565}{0{,}001295}\right) + \frac{1}{22{,}7 \cdot 0{,}002565}} =$$

$$= \frac{2\pi(93{,}3 - 48{,}9)}{4{,}9525 + 17{,}175} = 12{,}6075\ W/m$$

$$\Rightarrow I^2 = \frac{\varphi_L \cdot \pi \cdot r_p^2}{\rho} = 2267{,}62 \Rightarrow \underline{\underline{I_{MAX} = 52{,}61\ A}}$$

$\boxed{OK}$

· In ARIA, si raffredda: $\theta_1 = \theta_0 (e^{-t/t_0}) = (42{,}06 - 20)(e^{-\frac{600}{1239}}) = 19{,}12\ °C$

$\Rightarrow \underline{T_{fin}} = T_i + \theta_1 = \underline{\underline{39{,}32\ °C}}$ ✓

$\boxed{OK}$

NB) INTERPRETAZIONE dei θ:

- θ_∞: Indica un Eccesso di Temperatura EFFETTIVO, ossia la barretta aumenta la sua Temperatura di una quantità pari proprio a θ
- θ_0: Quando usiamo θ_0, invece, il θ indica di QUANTO la Temperatura è in ECCESSO rispetto all'ambiente in cui si trova (e con il quale dovrebbe raggiungere l'equilibrio).

---

i) Dispositivo Elettronico in Condizioni Transitorie
Resistenza Termica Interna TRASCURABILE
Condizioni Iniziali: EQUILIBRIO TERMICO con l'Ambiente Esterno $\Rightarrow \theta_0 = 0$
Flusso Termico $\Phi_{el} = 0{,}1\ W$

$\theta(3t_0) = 50\ °C$ $\underline{Ib}$: α?

$S = 1 cm^2 = 0{,}0001\ m^2$

· $\phi = \alpha S [T(t) - T_e]$

$\theta(t) = \theta_\infty (1 - e^{-t/t_0})$

$\underline{IA}$ $\theta(3t_0) = \theta_\infty (1 - e^{-\frac{3t_0}{t_0}}) = \theta_\infty (1 - e^{-3}) = 50\ °C$

$\Rightarrow \theta_\infty = \dfrac{\theta(3t_0)}{(1 - e^{-3})} = \dfrac{50}{(1 - e^{-3})} = 52{,}62\ °C$

$\Rightarrow \alpha = \dfrac{\phi}{S \cdot \theta_\infty} = \underline{\underline{19\ W/m^2K}}$ ✓

$\boxed{OK}$

4A : $\phi = R_{el} \cdot I^2 = \rho \frac{l}{A} \cdot I^2 \quad \rightarrow R_{el} = \rho \frac{l}{A} = \rho \frac{l}{\pi r^2} = \underline{0{,}1235\ \Omega}$ ✓

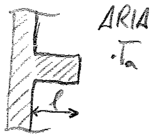
$\Rightarrow I^2 = \frac{\phi}{R_e} \quad \Rightarrow I_1^2 = \frac{\phi_1}{R_{el}} = \dots \Rightarrow \underline{\underline{I_1 = 1{,}156\ A}}$ ✓

$I_2^2 = \frac{\phi_2}{R_{el}} = \dots \Rightarrow \underline{\underline{I_2 = 1{,}238\ A}}$ ✓

$\boxed{OK}$

---

6) ALETTE di RAFFREDDAMENTO



$\phi = 5\ W$

$T_{al} = 93\ °C$

$T_a = 23\ °C \rightarrow \underline{ARIA}$

TRASCURARE Irraggiamento

$l_{al} = 10\ cm = 0{,}1\ m$

$\underline{T_h} = S?$

• Sappiamo che $\boxed{\phi = \alpha \cdot S \cdot (T_{al} - T_a)}$

Dobbiamo cercare α e in questo ci aiuta NUSSELT

Da SUGGERIMENTO : $\underline{Nu = 0{,}40\,(Gr \cdot Pr)^{0{,}25}} = 0{,}40\,(Ra)^{0{,}25}$ → RAYLEIGH

I valori caratteristici dell'ARIA sono sempre riferiti alla T_{MEDIA}:

$T_M = \frac{T_{al} + T_a}{2} = 83\ °C$

• A $T_M = 83\ °C \Rightarrow \begin{cases} \lambda = 0{,}0302\ \frac{W}{mK} \\ c_p = 1010\ \frac{J}{Kg\,K} \\ \nu = 2{,}19 \cdot 10^{[illegible]}\ \frac{m^2}{s} \end{cases}$

$\boxed{\nu = \frac{\mu}{\rho}}$

ν = viscosità cinematica
μ = viscosità dinamica
ρ = densità

ORA : $\boxed{Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot x^3}{\nu^2}}$ dove β = COEFFICIENTE di COMPRIMIBILITA'
x = dimensione caratteristica
g = acc. di gravità

In questo caso $x = l$

$\boxed{\beta = \frac{1}{T_M}}$ → COEFFICIENTE di DILATAZIONE

$\beta = \frac{1}{T_M} = \frac{1}{(83 + 273{,}15)} = \underline{0{,}00281\ K^{-1}}$

1/1