NUMERO: 1133

DATA: 07/10/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Bettale

MATERIA: Termodinamica appl. e Trasmis. del Calore temi d'esame

Prof. Giaretto

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

di GIARETTO

temi d'esame
e svolgimento dei più recenti

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 3 di 120

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

1 Luglio 2008

Cognome	Nome	Matricola

Esercizio 1

Si ipotizzi una macchina funzionante secondo un ciclo diretto di Carnot che opera tra le temperature estreme di 388.2 °C e 45.4 °C. Supposto che si voglia produrre una potenza meccanica di 1 kW, determinare la potenza termica che deve essere fornita dalla sorgente ad alta temperatura.
Attraverso i serbatoi di energia termica, lo scambio con il fluido di processo avviene con differenza finita di temperatura. I flussi termici sono scambiati per convezione con i medesimi coefficienti di scambio termico convettivo di 50 W/m^2K e con aree di scambio di 1 m^2 ciascuna. Determinare, a seguito delle irreversibilità esterne, il flusso complessivo di entropia generata.

Esercizio 2

Una massa pari a 10 kg di vapore umido a titolo 0.5 è compressa in modo adiabatico e reversibile in un sistema (chiuso) cilindro-pistone, dalla pressione di 2 bar alla pressione di 100 bar. Calcolare il lavoro necessario per la compressione.

Esercizio 3

Attraverso la sezione iniziale di un condotto orizzontale lungo 45 m, il cui diametro esterno è 10 cm, entra vapore saturo secco alla temperatura di 140°C. Il condotto, termicamente isolato, attraversa un ambiente alla temperatura costante di 20°C e sull'esterno dell'isolante la temperatura misurata è 40 °C, uniforme su tutta la superficie.
Valutare, in base alle seguenti assunzioni, il coefficiente di convezione naturale che agisce sulla superficie esterna del condotto:

- $Nu = 0.53 Ra^{0.25}$ (si assuma il diametro come dimensione caratteristica);
- proprietà dell'aria alla temperatura media del film: λ=0.0267 W/(m K); ν=16 mm^2/s; Pr = 0.699.

Sapendo che la portata di vapore introdotta è 180 kg/h, determinare la portata di fluido condensata all'uscita dal condotto.

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

20 Gennaio 2009

Cognome	Nome	Matricola

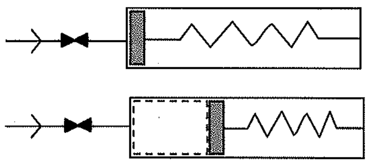
Esercizio 1

Un ciclo inverso a semplice compressione di HFC 134a è realizzato tra le pressioni di 1 e 10 bar. Tra questi valori di pressione, la compressione del fluido avviene con rendimento isoentropico del 70% a partire dalla condizioni di vapore saturo secco. La condensazione isobara è arrestata allo stato di liquido saturo e l'evaporazione isobara avviene a partire dalle condizioni di vapore umido corrispondenti all'isobara inferiore del ciclo. Determinare il coefficiente di prestazione del ciclo frigorifero.

Esercizio 2

Nell'ipotesi che il recipiente indicato in figura sia collegato ad una rete di adduzione alla pressione costante di 50 bar in grado di erogare fluido alla temperatura costante di 300 K, determinare la temperatura del fluido all'interno del recipiente dopo che sono state raggiunte le condizioni di equilibrio tra la pressione di rete e quella interna sulla base dei dati e delle ipotesi seguenti:

- comportamento ideale del fluido (gas bi-atomico);
- recipiente ovunque adiabatico;
- costante elastica della molla: K=100 kN/m;
- superficie della base mobile: S=20 cm^2;
- deformazione della molla: Δx=10 cm;
- recipiente inizialmente vuoto.



Stato iniziale

Stato finale

Esercizio 3

Un condensatore a tubi concentrici è percorso da una portata d'acqua pari a 26 kg/s che si scalda da 20°C a 45°C. Nel condotto interno condensa una portata pari ad 1.1 kg/s di vapore d'acqua nelle condizioni sature secche alla pressione di 0.5 bar. Supponendo le trasformazioni isobare subite dai due fluidi, determinare lo temperatura in uscita del fluido caldo.
In base ai valori di temperatura dei due fluidi nelle sezioni di ingresso e uscita dello scambiatore, indicare quale configurazione di scambio termico deve essere utilizzata (equi/contro – corrente).

[N.B. Per il calcolo dell'entalpia dell'acqua allo **stato liquido** assumere il calore specifico a pressione costante indipendente dalla temperatura, pari a 1 kcal/(kg K).]

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

(02IHQET - 02IHQFD - 02IHQFN)

17 Giugno 2009

Cognome	Nome	Matricola

Esercizio 1

Ad una portata d'acqua di 7.2 t/h nelle condizioni corrispondenti allo stato critico, attraverso un processo di trafilazione adiabatica è ridotta la pressione per ottenere una miscela costituita dal 30% in massa di liquido. Dopo la trafilazione, all'intera portata è fornito in modo isobaro il flusso termico di 1271.8 kW per raggiungere lo stato corrispondente alle condizioni di vapore saturo secco. Nell'ipotesi che il processo avvenga in modo stazionario e che siano trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale del flusso di massa, determinare la pressione del fluido in seguito alla trafilazione. Calcolare infine i flussi di entropia internamente generata in seguito al processo di trafilazione e al riscaldamento isobaro.

(N.B. In base ai dati forniti, si consiglia di tracciare in modo qualitativo su un diagramma termodinamico le trasformazioni che caratterizzano il processo.)

Esercizio 2

All'interno di un recipiente rigido del volume complessivo di 200 litri è presente un setto mobile impermeabile in grado di realizzare due camere distinte: A e B. Il setto è adiabatico, libero di muoversi senza attrito e nelle due camere sono presenti gas diversi: nella camera A aria standard, mentre nella camera B è presente una miscela di gas bi-atomici la cui massa molare è il 50% di quella attribuita all'aria standard. Inizialmente, i due gas occupano il medesimo volume e sono alla stessa temperatura e pressione (300 K, 1 bar).

Nella camera B, attraverso un condotto collegato ad una rete di adduzione che eroga il fluido alla temperatura costante di 274 K, è introdotta una quantità di sostanza tale da quadruplicare (4 volte) quella inizialmente contenuta. Supponendo il comportamento ideale delle sostanze coinvolte, nell'ipotesi che al gas contenuto nella camera A sia sottratta una quantità di calore pari 10 kJ per mantenere il processo isotermo e che la sostanza contenuta in B compia una trasformazione adiabatica, determinare la pressione e la temperatura in B alla fine del processo. Supponendo che la pressione di rete coincida con la pressione finale in B, verificare la non reversibilità del processo.

Esercizio 3

Una sottile lastra di forma quadrata con il lato di 10 cm e la massa di 10 g è sottoposta a transitorio termico. Il materiale che costituisce la lastra è un conduttore elettrico, con le seguenti proprietà termiche:
- calore specifico: 0.5 kJ/(kg K);
- densità: 8 kg/dm^3;
- diffusività: 10 mm^2/s.

Inizialmente la lastra è alla temperatura di 10 °C e ad un determinato istante è investita da un flusso d'aria alla temperatura di 180 °C ed è simultaneamente generata al suo interno la potenza di 10 W. Determinare il valore medio temporale del coefficiente di convezione termica che deve essere realizzato sulla superficie complessiva di scambio affinché la lastra raggiunga la temperatura dell'aria in un tempo corrispondente a due volte il valore della sua costante di tempo caratteristica. Calcolare infine l'entità del numero di Biot.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 9 di 120

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

(02IHQET - 02IHQFD - 02IHQFN)

9 Settembre 2009

Cognome	Nome	Matricola

Esercizio 1

Dal diagramma riportato sul piano di Gibbs di un ciclo Otto ideale di riferimento ad aria standard, il rapporto fra le aree sottese dalle trasformazioni isocore risulta pari a 0.8. Sapendo che l'aria si trova nello stato iniziale 1 alla temperatura di 20°C e che la variazione di entropia lungo le due trasformazioni isocore 2-3 e 4-1 è pari in valore assoluto a 717.5 J/(kg K), si determini il rapporto volumetrico di compressione e le temperature nei capisaldi 2, 3 e 4 del ciclo.

Esercizio 2

In un contenitore rigido è presente una miscela liquido vapore d'acqua alla pressione di 1 bar e titolo 0.1. Al contenitore è fornito calore sino a che la pressione interna raggiunge 10 bar. Determinare il titolo nello stato finale e la quantità di calore fornita dall'esterno. Determinare inoltre la pressione interna al contenitore nel caso si raggiunga lo stato di vapore saturo secco. Giustificare infine se la trasformazione subita dalla miscela (indifferentemente in uno dei due casi) possa essere ritenuta internamente reversibile.

Esercizio 3

La superficie esterna S_1 di un resistore elettrico di forma sferica è assimilabile ad un corpo nero alla temperatura T_1. Il resistore è racchiuso completamente all'interno di una cavità, anch'essa sferica, costituita da un sottilissimo schermo alla temperatura T_2 di superficie S_2 ed elevata riflettività ($\varepsilon_2 = 0.05$). Il rapporto S_2/S_1 tra le superfici è 4.75.
La superficie esterna dello schermo riflettente (coincidente in pratica con S_2) scambia per convezione con l'ambiente esterno alla temperatura di 20 °C. Il coefficiente di convezione è assunto pari a 4 W/(m^2 K).
Se si ipotizza che lo schermo riflettente scambi unicamente per irraggiamento con il resistore elettrico ed unicamente per convezione con l'ambiente esterno, sapendo che in condizioni stazionarie il resistore cede attraverso la sua superficie 57 W/m^2, determinare in condizioni stazionarie la temperatura T_1 del resistore e quella T_2 dello schermo.

N.B. Per la soluzione dell'Esercizio 3, si consiglia di analizzare per primi gli scambi convettivi.

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

16 Giugno 2010

Cognome	Nome	Matricola

Esercizio 1

Per un ipotetico ciclo diretto di Carnot realizzato nella regione del vapore d'acqua saturo umido, la temperatura di vaporizzazione è 250 °C. Sapendo che il consumo specifico di vapore è 6 kg/kWh, determinare il lavoro complessivamente scambiato durante l'espansione.

Esercizio 2

Una bombola di volume V è collegata mediante una valvola ad un serbatoio di elevata capacità e pressione, in equilibrio termico con l'ambiente esterno. Nella bombola il gas è inizialmente alla pressione p_1 e per la sua ricarica attraverso la valvola è fatta trafilare dal serbatoio una portata in massa del medesimo gas sino al raggiungimento della pressione p_2.
In base alle seguenti ipotesi:

- gas a comportamento ideale costituito da molecole mono-atomiche,
- pressione e temperatura del gas nel serbatoio all'incirca costanti durante il processo di riempimento della bombola,
- volume rigido della bombola,
- variazioni nulle o trascurabili dell'energia cinetica e potenziale,
- gas contenuto nella bombola inizialmente in equilibrio termico con l'ambiente esterno,
- processo ovunque adiabatico,

determinare il rapporto tra la massa finale e quella iniziale di gas nella bombola, nel caso il rapporto barometrico p_2/p_1 sia pari a 40.

Esercizio 3

Una parete composta è costituita da due strati piani della medesima conduttanza termica, il cui valore è 10 W/(m^2 K) per ognuno. Tra i due strati è presente una sottile intercapedine, attraverso la quale si ipotizza che gli scambi termici avvengano solo per irraggiamento. Sulle superfici esterne che delimitano la parete composta sono applicate differenti condizioni al contorno: temperatura imposta (T_1 =400 °C) su una e convezione [α =10 W/(m^{2}K)] verso un ambiente a temperatura costante (T_e =20 °C) sull'altra. Determinare la riflettività delle superfici interne all'intercapedine affinché il flusso specifico scambiato dalla parete non superi 200 W/m^2.

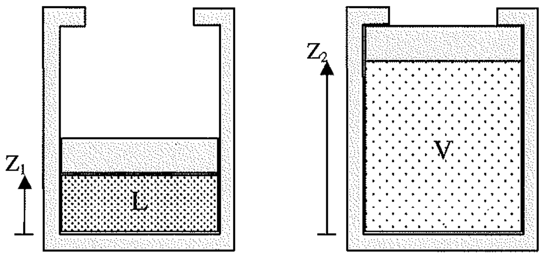
TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

7 Luglio 2010

Cognome	Nome	Matricola

Esercizio 1

Il dispositivo cilindro – pistone indicato in figura, contiene acqua ed opera in un ambiente alla pressione di 1 bar e alla temperatura di 25 °C. La massa del pistone è 500 kg e la superficie a contatto con l'acqua è 0.1 m^2. Nelle condizioni iniziali (stato 1) l'acqua è in equilibrio termico con l'ambiente esterno e la posizione verticale del pistone è Z_1 = 7 mm. Nello stato finale (stato 2) l'acqua è nelle condizioni di vapore saturo secco e la posizione verticale del pistone è Z_2 = 727 mm. Nell'ipotesi che il pistone sia libero di muoversi senza attrito, tracciare sul piano di Gibbs le trasformazioni subite dal fluido e determinare la quantità di calore che deve essere fornita al dispositivo per raggiungere lo stato 2. Giustificare attraverso l'applicazione del II principio la reversibilità interna del processo.



STATO 1 STATO 2

Esercizio 2

Una massa unitaria d'aria standard compie un ciclo Otto ideale. La quantità di calore fornita al ciclo è 380 kJ/kg e quella ceduta è -147 kJ/kg. Sapendo che i valori minimi di temperatura e pressione del fluido durante il ciclo sono rispettivamente 15 °C e 1 bar, calcolare i valori massimi di temperatura e pressione raggiunti in queste condizioni, e le energie meccaniche scambiate.

Esercizio 3

Un resistore elettrico [λ_C = 15 W/(m K), ρ_e = 0.946 μΩ m] di sezione circolare e raggio 2 mm è percorso da una corrente stazionaria di 12.5 A. Esso è ricoperto da una guaina isolante dello spessore di 4 mm [λ_G = 0.25 W/(m K)], e scambia per convezione [α = 8 W/(m2 K)] con l'ambiente esterno alla temperatura di 25 °C. Nell'ipotesi che la lunghezza del resistore sia molto maggiore del suo diametro, determinare le temperature superficiali della guaina isolante.

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

9 Febbraio 2011

Cognome	Nome	Matricola

Esercizio 1

Un serbatoio del volume di 800 *l* contiene una miscela umida d'acqua costituita da vapore e liquido in equilibrio termodinamico alla pressione di 1 bar. Il volume occupato dal liquido è di 0.2 *l*. Attraverso una rete di adduzione in grado di erogare vapore alla pressione di 20 bar e alla temperatura di 250 °C, il serbatoio è ricaricato di vapore sino al raggiungimento dell'equilibrio barometrico.
Supponendo che nello stato finale il volume occupato dal liquido sia il 50% di quello iniziale, determinare la massa di vapore introdotta, la quantità di calore scambiata dal serbatoio durante la ricarica e verificare l'irreversibilità del processo.

$M_i = 7{,}65$ kg
$Q = -1657{,}885$ kJ
$S_{irr} = 2{,}214$ kJ/K

Esercizio 2

Una macchina termica funziona secondo un ciclo Diesel ideale di riferimento ad aria standard. I valori minimi di temperatura e pressione sono 40°C e 1.5 bar, mentre quelli massimi raggiunti nel ciclo sono rispettivamente 1600°C e 35 bar. Determinare il lavoro netto specifico e il rendimento termico del ciclo.

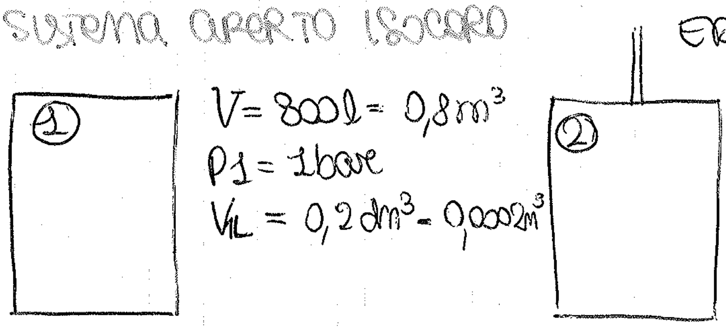
$\eta = 50\%$
$l_n = 892$ kJ/kg

Esercizio 3

Dalle condizioni di equilibrio con l'ambiente esterno alla temperatura di 20°C, un bisturi per impiego criogenico è sottoposto a transitorio termico. A contatto del dispositivo chirurgico è fatto evaporare un fluido criogenico alla temperatura di 80 K e dopo 3 s la temperatura del dispositivo diminuisce di 200 °C. Nell'ipotesi che la sua resistenza termica interna sia trascurabile, determinare la costante di tempo del dispositivo ed il gradiente iniziale di temperatura subito.

9 FEBBRAIO 2011

1) SERBATOIO + MISCELA UMIDA + EROGAZIONE VAPORE
SISTEMA APERTO ISOCORO



$V = 800\,l = 0{,}8\,m^3$
$p_1 = 1\,bar$
$V_{1L} = 0{,}2\,dm^3 = 0{,}0002\,m^3$

EROGA VAPORE $p_V = 20\,bar$
$T_V = 250°C$

$V = 800\,l$
AGGIUNTO VAPORE
$p_2 = 20\,bar$
$V_{2L} = 0{,}0001\,m^3 = \frac{V_{1L}}{2}$

M_V INTRODOTTA?
$Q = ?$
VERIFICO IRREVERSIBILITÀ

STATO 1 V.U.

$p_1 = 1\,bar$
$T_1 = 99{,}632\,°C$
$v_{1L} = 0{,}0010434\,m^3/kg$
$v_{1V} = 1{,}694\,m^3/kg$
$h_{1L} = 417{,}51\,kJ/kg$
$h_{1V} = 2675{,}4\,kJ/kg$
$s_{1L} = 1{,}3027\,kJ/kgK$
$s_{1V} = 7{,}3598\,kJ/kgK$

$M_L = \frac{V_{1L}}{v_{1L}} = \frac{m^3}{m^3/kg} = kg = 0{,}1917\,kg$

$V_{1V} = V - V_{1L} = 799{,}8\,l = 0{,}7998\,m^3$

$M_V = \frac{V_{1V}}{v_{1V}} = 0{,}472137\,kg$

$M_{TOT_1} = 0{,}6638 = 0{,}664\,kg$

$x_1 = \frac{M_V}{M_L + M_V} = \frac{M_V}{M_{TOT_1}} = 0{,}711\ (0{,}289)$

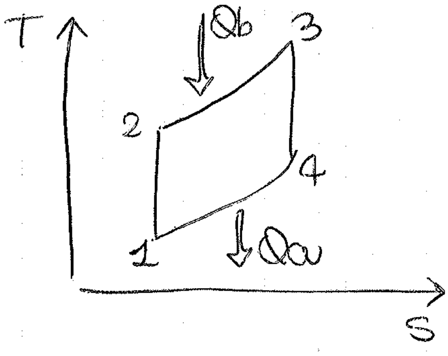
$v_1 = \frac{V}{M_1} = (1 - x_1)v_{1L} + x_1 v_{1V} = 1{,}205\,m^3/kg$

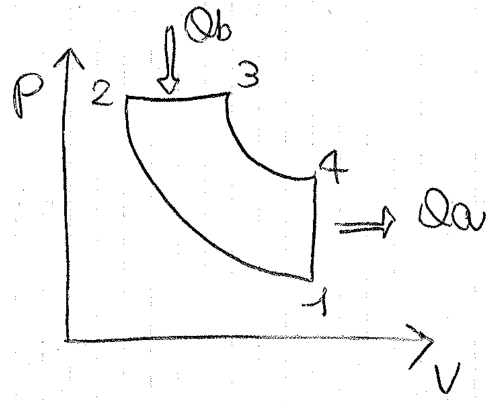
$h_1 = 2022{,}87 \triangleq 2023\,kJ/kg$

$s_1 = 5{,}61\,kJ/kgK$

$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 1902{,}36\,kJ/kg$

② CICLO DIESEL





$\gamma = 1{,}4$

NO PRODOTTO COSTANTE

$c_v = 717$

$c_p = 1004{,}5$

$R = 287$

$T_1 = 40°C = 313{,}15\ K$

$p_1 = 1{,}5\ bar$

$l_n = ?$ $\eta = ?$

$T_3 = 1600°C = 1873{,}15\ K$

$p_3 = 35\ bar$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} r_v^{1-\gamma} \left[\frac{r_c^{\gamma} - 1}{r_c - 1}\right] \qquad V_4 = V_1 = \frac{RT_1}{p_1} \cong 0{,}6\ \frac{m^3}{kg}$$

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_2} \qquad r_c = \frac{V_3}{V_2} \qquad V_3 = \frac{RT_3}{p_3} = 0{,}1536\ \frac{m^3}{kg}$$

⑫ ADIABATICA REVERSIBILE ISOENTROPICA DI COMPRESSIONE

$$T_1 p_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 p_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \qquad p_2 = 35\ bar \qquad V_2 = \frac{V_1}{r_V} = 0{,}0631$$

$$r_V = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = 9{,}487 \qquad T_2 = 770{,}2\ K$$

$$l_c = -c_v \Delta T = -c_v (T_2 - T_1) = -327{,}7041\ KJ/kg$$

㉓ ISOBARA

$p_2 = p_3 = 35\ bar$

$r_c = 2{,}4342$

㉞ AD. REV ISOENT ESPANSIONE

$$l_e = -c_v (T_4 - T_3) = 564{,}317\ KJ/kg$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_1}\right)^{\gamma-1} = 1086\ K$$

$$\eta = 1 - 0{,}29 \left[1{,}72538\right] = 0{,}499 \cong 0{,}5 = 50\%$$

$$l_n = l_e + |(l_c)| = 892\ KJ/kg$$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

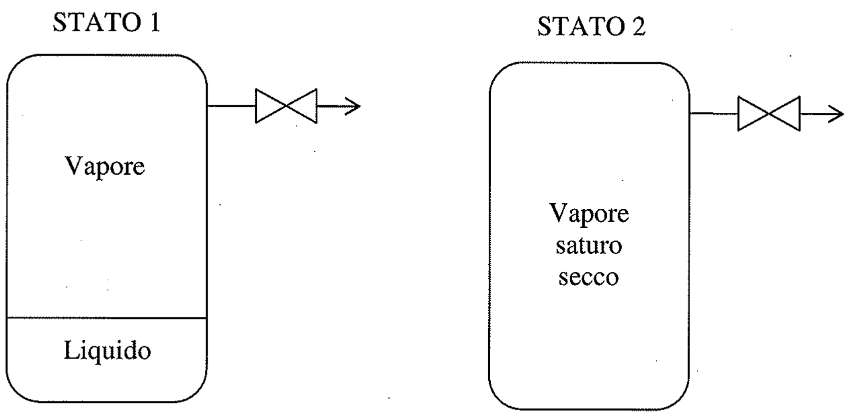
23 Febbraio 2011

Cognome	Nome	Matricola

Esercizio 1

Un serbatoio rigido del volume di 850 *l* contiene una miscela umida d'acqua alla temperatura di 260 °C e titolo 0.7 (stato 1). Attraverso la valvola è spillato vapore e durante il processo è fornito calore al serbatoio affinché la pressione sia mantenuta al valore iniziale. Il processo termina quando il vapore nel serbatoio raggiunge le condizioni sature secche (stato 2). Determinare la quantità di calore fornita e il rapporto tra la massa iniziale e quella finale di vapore nel serbatoio.

viene $Q<0$



Esercizio 2

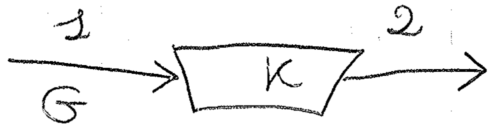
Per comprimere una determinata portata in massa di CO_2 (44 kg/kmol) è utilizzato un compressore con rendimento isoentropico di 0.8 e rapporto di compressione di 15. Nell'ipotesi di comportamento ideale del fluido, calcolare il calore specifico caratteristico della trasformazione e, supponendo adiabatico il processo, determinare l'entropia specifica generata.

Esercizio 3

Due fluidi sono posti a contatto termico in uno scambiatore a correnti parallele con disposizione controcorrente. Le temperature di ingresso dei due fluidi sono 30 °C e 110 °C, mentre il rapporto tra le loro capacità termiche della portata è 0.5. E' imposto che la minima differenza di temperatura tra i fluidi sia 20 °C. Nell'ipotesi che la massima capacità termica della portata sia quella del fluido che si raffredda, tracciare l'andamento qualitativo dei profili di temperatura lungo lo scambiatore, calcolare la temperatura di uscita dei due fluidi, il numero di unità di trasporto e l'efficienza dello scambiatore.

$T_{cu} = 50°C$
$T_{fu} = 60°C$
$\varepsilon = 0{,}75$
$NTU = 1{,}386$

2) COMPRESSORE



$\eta_{isc} = 1{,}8$

$r_c = 15 = \frac{V_1}{V_2}$

$CO_2 \Rightarrow \gamma = 1{,}333$
$c_p = 756$
$c_v = 567$
$R = 189$

COMPORTAMENTO IDEALE

PROCESSO ADIABATICO
$Q = 0$

$c_c = ?\quad \Delta s = ?$

$$\eta_{isc} = \frac{l_{tc}^{id}}{l_{tc}^{re}} \qquad l_{tc}^{id} = \int_n -v\,dp = -(c_p)(\Delta T)$$

$$pv^{n_c} = k \qquad n_c = \frac{c_p - c_c}{c_v - c_c}$$

$$n_c(c_v - c_c) = c_p - c_c$$

$$n_c c_v - c_p = n_c c_c - c_c$$

$$\frac{n_c c_v - c_p}{n_c - 1} = c_c$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 25 di 120

$$\varepsilon\left(1-0{,}5e^{-0{,}5NTU}\right) = 1 - e^{-0{,}5NTU}$$

$$\varepsilon - 1 = 0{,}5e^{-0{,}5NTU} - e^{-0{,}5NTU}$$

$$\varepsilon - 1 = (0{,}5-1)e^{-0{,}5NTU}$$

$$\ln\left(\frac{\varepsilon-1}{-0{,}5}\right) = \ln\left(e^{-0{,}5NTU}\right)$$

$$\ln\left(\frac{\varepsilon-1}{-0{,}5}\right) = -0{,}5NTU \rightarrow NTU = -\frac{1}{0{,}5}\ln\left(\frac{\varepsilon-1}{-0{,}5}\right)$$

$$NTU = 1{,}386$$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

Cognome			Nome						
BIO ☐	ELT ☐	MTM ☐	Matricola						
							c	d	u

Prova scritta - 27 Giugno 2011

Es. 1

Per realizzare un ciclo Rankine-Hirn è utilizzata la potenza termica Φ_b = (10 + **c**) MW [Φ_b = ____ MW].
L'impianto opera tra i seguenti valori di pressione:
- pressione di condensazione p_c = (0.4 + 0.05·**d**) bar [p_c = _______ bar],
- pressione di evaporazione p_v = (40 + 5·**u**) bar [p_v = _______ bar].

La temperatura massima raggiunta dal fluido nel ciclo è 400 °C e il rendimento isentropico dell'espansione è η_{is} = (0.90 – 0.01·**u**), [η_{is} = _____]. Determinare le seguenti grandezze.

- Portata d'acqua circolante nell'impianto G = _______ kg/s
- Potenza meccanica generata dalla turbina $W_{t,e}$ = _______ MW
- Potenza meccanica assorbita dal gruppo pompe $W_{t,c}$ = _______ KW
- Potenza termica ceduta dal condensatore Φ_a = _______ MW

Es. 2

Un dispositivo cilindro-pistone contiene una miscela di gas costituita da (5 + **u**) mol di N_2 [N_2 = ____ mol] ($\mathcal{M}$ = 28 g/mol) e (5 + **d**) mol di CO_2 [CO_2 = ____ mol] ($\mathcal{M}$ = 44 g/mol), inizialmente in equilibrio termico e barometrico con l'ambiente esterno (T_0 = 25 °C, p_0 = 1 bar).
Agendo sul pistone la miscela è compressa sino alla pressione finale p_f di (2 + **c**) bar [p_f = ____ bar]. Il processo subito dalla miscela di gas è schematizzato secondo due trasformazioni internamente reversibili: la prima è adiabatica, la seconda è isocora sino al raggiungimento dell'equilibrio termico con l'ambiente esterno. Determinare le seguenti grandezze.

- Temperatura massima raggiunta durante il processo T_{max} = _______ °C
- Pressione massima raggiunta durante il processo p_{max} = _______ bar
- Lavoro speso per la compressione L_i = _______ kJ
- Entropia generata nello scambio termico S_{irr} = _______ J/K

Es. 3

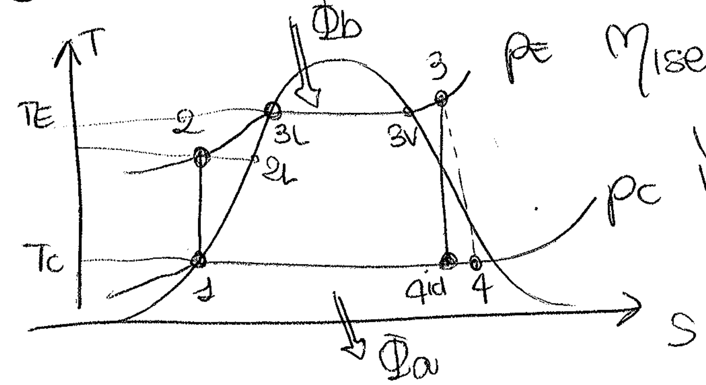
Una lunga tubazione d'acciaio (λ_a = 15 W/m K), di sezione circolare, trasporta un fluido di processo che deve essere mantenuto alla temperatura media di 200 °C. Lo spessore della tubazione è 5 mm e il suo diametro interno è d_i = (10 + **u**) cm [d_i = ____ cm]. Il coefficiente di convezione realizzato dal fluido sulla superficie interna del tubo è α_i = (25 + 10·**d**) W/m^2 K [α_i = ____ W/m^2 K]. Per contenere il flusso disperso sono applicati sulla superficie esterna del tubo due strati isolanti spessi ambedue 5 cm, con diversa conducibilità termica:
- λ_A = (0.1 + 0.05·**c**) W/m K [λ_A = ______ W/m K],
- λ_B = (0.04 + 0.005·**c**) W/m K [λ_B = ______ W/m K].

Supponendo che sull'esterno agisca la convezione verso l'ambiente a 25 °C, α_e = 10 W/m^2 K costante per qualunque configurazione, individuare l'ordine di sovrapposizione dei due strati isolanti (A+B oppure B+A) per ottenere il migliore isolamento, determinando per questo caso le seguenti grandezze.

- Resistenza termica specifica riferita alla superficie interna della tubazione relativa alla serie dei due strati isolanti R_I = _______ m^2 K/W
- Flusso termico disperso per unità di lunghezza φ_L = _______ W/m
- Rapporto tra il flusso disperso con isolamento (φ_L) e senza isolamento ($\varphi_{L,0}$) $\varphi_L/\varphi_{L,0}$ = ______
- Temperatura sulla superficie esterna dell'isolante esposto all'ambiente esterno T_S = _______ °C

27 GIUGNO 2011

① CICLO RANKINE-HIRN



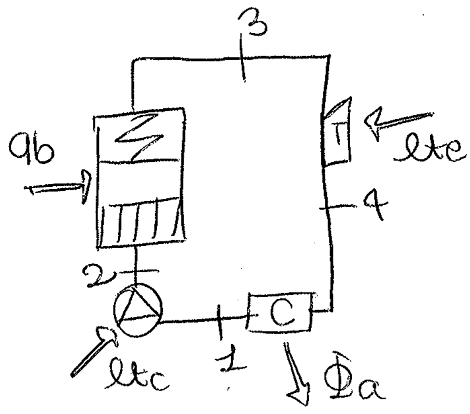
$\eta_{ise} = 0{,}9$

$G = ?$

$W_{te} = ?$

$W_{tc} = ?$

$\Phi_a = ?$



$\Phi_b = 10 \cdot 10^6\, W$

$p_c = 0{,}1 bar$ $\quad p_E = 40 bar$ $\quad T_3 = T_{max} = 400°C$

V_{Lc}	V_{LE}
V_{Vc}	V_{VE}
h_{Lc}	h_{LE}
h_{Vc}	h_{VE}
S_{Lc}	S_{LE}
S_{Vc}	S_{VE}

$\Phi_b = G(h_3 - h_2)$

$\Phi_a = G(h_4 - h_1)$

$\eta_{ise} = \dfrac{W_{te}^{re}}{W_{te}^{id}} = \dfrac{G(h_4 - h_3)}{G(h_{4id} - h_3)}$

$\eta_{ise} = \dfrac{T_4 - T_3}{T_{4id} - T_3}$

① p_c

$v_1 = v_{Lc}$

$h_1 = h_{Lc}$

$S_1 = S_{Lc}$

$u_1 = h_1 - p_1 v_1$

$x_1 = 0$

② $p_E = p_2$

$S_1 = S_2$

$h_2 = h_{2L} + v_{2L}(p_2 - p_{2L})$

oppure $\quad p_{2L} = p_s(T_2)$ non c'è l'abbiamo!

$h_2 \cong v_1(p_2 - p_1) + h_1$

ok ✓

$x_2 = \dfrac{S_2 - S_{LE}}{S_{VE} - S_{LE}} = \dfrac{h_2 - h_{LE}}{h_{VE} - h_{LE}}$

$\dfrac{\Phi_b}{h_3 - h_2} = G$ ✓

$\eta_{is}(h_{4id} - h_3) = h_4 - h_3$

$h_4 = h_3 + \eta_{is}(h_{4id} - h_3)$ ✓

$\Phi_a = G(h_4 - h_1)$ ✓

$W_{tc} = G(h_1 - h_2)$ ✓

$W_{te}^{re} = \eta_{ise} W_{te}^{id}$

$W_{te}^{id} = G(h_3 - h_{4id})$

$W_{te}^{id} = G(h_3 - h_4)$

V_2

④id $S_4^{id} = S_3$

$T_4 = T_3 \left(\dfrac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$\gamma = ?!$

$x_{4id} = \dfrac{S_{4id} - S_{Lc}}{S_{Vc} - S_{Lc}}$ $\quad V_{4id}$ $\quad h_{4id}$

④ h_4

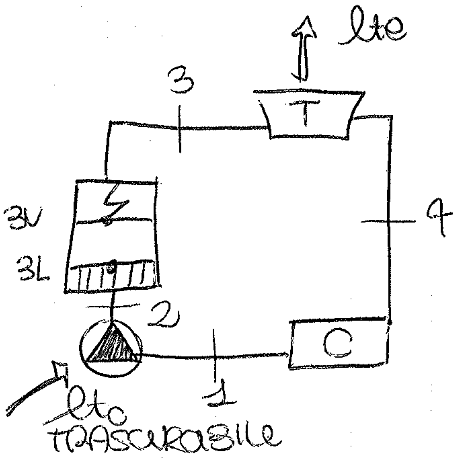
③ $\left.\begin{matrix} p_3 \\ T_3 \end{matrix}\right\}$ mollier

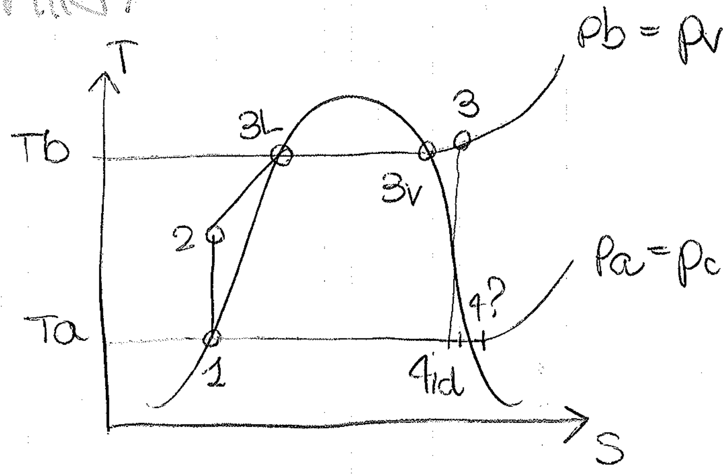
h_3

S_3

27 GIUGNO 2011

1) CICLO RANKINE - HIRN





G = ?
Wte = ?
Wtc = ?
Φ_a = ?

Φ_b = POTENZA TERMICA = 10 MW = 10^7 W

$p_c = 0{,}4$ bar

$p_v = 40$ bar

$T_{max} = T_3 = 400°C = 673{,}15$ K DI VAPORE SURRISCALDATO

$$\eta_{ise} = 0{,}9 = \frac{l_{te}^{re}}{l_{te}^{id}} = \frac{T_1 - T_4}{T_1 - T_4^{id}} = \frac{W_{te}^{re}}{W_{te}^{id}} = \frac{h_4 - h_3}{h_4^{id} + h_3}$$

① $p_1 = p_c = 0{,}4$ bar
T_1
$v_1 = v_{1L} \to 0{,}001$
$h_1 = h_{1L} \to 317{,}64$
$s_1 = s_{1L} \to 7{,}671$
$h_{4L} = 2636{,}9$
$s_{4L} = 1{,}026$

② $s_2 = s_1$
$h_2 \cong h_{2L} + v_{2L}(p_2 - p_{2L})$
$h_2 \cong h_1 + v_1(p_2 - p_1)$
$= 321{,}71$ kJ/kg

③ $p_{3L} = p_{3V} = p_V$
$h_3 \cong 3210$ kJ/kg (MOLLIER)
$s_3 \cong 6{,}78$ kJ/kgK
$s_3 = s_{4id}$

$\Phi_b = G(h_3 - h_2)$

$q_b = h_3 - h_2 = (h_{3L} - h_2) + (h_{3V} - h_{3L}) + (h_3 - h_{3V})$

$Q_b = M(h_3 - h_2)$

$q_b = h_3 - h_2$

$G = \Phi_b / q_b$

$W_{te} = G\, l_{te}^{re} = G(h_3 - h_4)$

$W_{tc} = G\, l_{tc} = G(h_1 - h_2)$

$\Phi_a = G q_a = G(h_1 - h_4) \leftarrow$
$= -7{,}3$ MW

$s_{4id} = (1 - x_4)s_{4L} + x_4 s_{4V}$

$\to x_4 = \dfrac{s_{4id} - s_{4L}}{s_{4V} - s_{4L}}$

$h_{4id} = (1 - x_4)h_{4L} + x_4 h_{4V}$

$h_4 = \eta_{is}(h_4^{id} - h_3) + h_3$

(12) $q - l_i^{id} = \Delta u \qquad l_i = -c_v(T_2 - T_1) = -19{,}532\ KJ/kg$

(23) $q - l_i^{id} = \Delta u \qquad q = \Delta u = c_v(T_3 - T_2) \quad L_i = -7{,}03\ KJ$

$l_i^{id} = \int p\,dV = 0 \qquad q = -19{,}532\ KJ/kg$

$-19{,}53$

$Q = -7{,}03167\ KJ$

$l_c = -19{,}532\ KJ/kg$

(12) $s_2 - s_1 = \cancel{\frac{Q}{T}} + s_{irr_{12}}$

$s_{irr_{12}} = \Delta s - c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ adiabatica $s_2 = s_1$

$= 157{,}7\ \frac{J}{kg\,K} = 0{,}1577\ \frac{KJ}{kg\,K}$

(23) $s_3 - s_2 = \frac{q}{T} + s_{irr_{23}}$ $T = T_3$?? no $T = T_0$ xk?

$s_3 - s_2 = c_p \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) - R \ln\left(\frac{p_3}{p_2}\right) = -0{,}215\ \frac{KJ}{kg\,K}$

$s_{irr_{23}} = 0{,}15\ \frac{kJ}{kg\,K}$

$S_{irr} = M_T (s_{irr_{12}} + s_{irr_{23}}) = 0{,}11\ \frac{KJ}{K} = 1106\ \frac{J}{K}$

$s_{irr_{13}} = s_3 - s_1 - \frac{Q}{T_0}$

$s_{irr} = s_3 - s_1 - \frac{Q_{23}}{T_0}$

$s_{irr_{13}} = s_{irr_{12}} + s_{irr_{23}} = \cancel{s_2} - s_1 + s_3 - \cancel{s_2} - \frac{Q}{T_0}$

GIBBS

$S_{irr_{13}} = M\left[\underbrace{c_v \ln\left(\frac{T_3}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{V_3}{V_1}\right)}_{S_3 - S_1}\right] - \frac{Q_{23}}{T_0} = 7{,}83\ \frac{J}{K}$

$$R_I = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_i}{\lambda_a} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{\lambda_A} \ln\left(\frac{R_{e1}}{r_e}\right) + \frac{r_i}{\lambda_B}\left(\frac{R_{e2}}{R_{e1}}\right) + \frac{}{\alpha_e}$$

é più piccolo
lo metto esterno

$$\varphi_L = \varphi_e 2\pi R_{e2} = \frac{2\pi (T_i - T_e)}{\frac{1}{r_i \alpha_i} + \frac{1}{\lambda_a} \ln\left(\frac{R_e}{r_i}\right) + \frac{1}{\lambda_A} \ln\left(\frac{R_{e1}}{R_e}\right) + \frac{1}{\lambda_B} \ln(}$$

$$\varphi_{L0} = \varphi_{e0}\, 2\pi (r_e) = \frac{2\pi (T_i - T_e)}{\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{\lambda_a} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \cancel{\frac{1}{\lambda_A} \ln\left(\frac{R_{e1}}{r_e}\right)} +}$$

$$\varphi_L = \alpha_e 2\pi R_{e2} (T_S - T_e)$$

Ricavo $T_S = T_e + \frac{\varphi_L}{2\pi \alpha_e R_{e2}} = 31{,}6°C$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

Cognome			Nome						
BIO ☐	ELT ☐	MTM ☐	Matricola						

Prova scritta - 13 Luglio 2011

c	d	u

Es. 1
Un ciclo Joule ideale ad aria standard è realizzato con un rapporto di compressione r_b = ____ [$r_b = (4 + \mathbf{u})$]. La temperatura minima del fluido è T_{min} = _____ °C [$T_{min} = (15 + \mathbf{d})$ °C]. La massima variazione di entropia specifica subita dal fluido è Δs_{max} = ______ kJ/(kg K) [$\Delta s_{max} = (0.6 + \mathbf{c}/20)$ kJ/(kg K)]. Determinare le seguenti grandezze.

- Temperatura massima del fluido T_{max} = 504 °C   T3
- Quantità specifica di calore fornita al ciclo q_{in} = 350,59 kJ/kg
- Quantità specifica di calore ceduta dal ciclo q_{out} = −236,06 kJ/kg

Es. 2
Una macchina a ciclo inverso a semplice compressione di vapore senza scambiatore rigenerativo opera tra le pressioni di 2 e 15 bar. Funziona come pompa di calore con COP = ____ [COP = (3.5 + $\mathbf{u}$/10)]. Il titolo a fine laminazione è x_4 = ____ [$x_4 = (0.25 + \mathbf{d}/100)$]. La variazione di entalpia subita dal fluido alla pressione di evaporazione è di 160 kJ/kg.
La portata di fluido frigorigeno (R134a) è Gf = ____ kg/h [Gf = (80 +10·$\mathbf{c}$) kg/h]. Determinare le seguenti grandezze.

COP = ε_p
ε_f
?

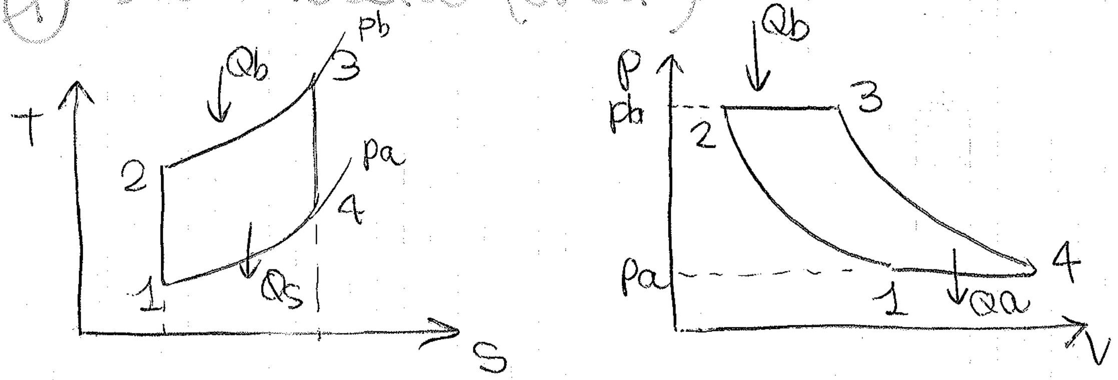
- Potenza termica utile Φ_c = −0,92 kW   −3,21
- Potenza meccanica richiesta W_t = ______ kW

Es. 3
In una sfera piena di diametro D = ____ cm [D = (2 + $\mathbf{u}$) cm] è generata la potenza termica Φ_G in modo uniforme su tutto il volume. La conducibilità termica del materiale è 1 W/(m K). La sfera scambia per convezione, α = ____ W/(m^2 K) [$\alpha = (4 + \mathbf{d})$ W/(m^2 K)], con un ambiente alla temperatura di 20 °C. Ricavare la massima potenza termica generata affinché la sfera non superi in nessun punto del volume la temperatura T_{max} = ____ °C [$T_{max} = (100 + 10 \cdot \mathbf{c})$ °C. Determinare inoltre in queste condizioni la temperatura superficiale T_s.

- Potenza termica generata Φ_G = 0,39 W
- Temperatura superficiale T_S = 98,93 °C

13 LUGLIO 2011

1) JOULE IDEALE (APERTO)



ARIA STANDARD

$R = 287 \frac{J}{kg\,K}$ $\quad r_b = \frac{p_b}{p_a} = 4$

$c_v = 717$ " $\quad T_1 = 15°C = 288{,}15\,K$

$c_p = 1004{,}5$ " $\quad \Delta S_{max} = S_4 - S_1 = 0{,}6 \frac{kJ}{kg\,K} = 600 \frac{J}{kg\,K}$

$\gamma = 1{,}4$

$T_{max} = ?\quad q_a = ?\quad q_b = ?$

$q_a = c_p (T_1 - T_4)$

$q_b = c_p (T_3 - T_2)$

$r_b = \frac{p_2}{p_1} = 4 \quad p_3 = p_2 = 4p_1$

12) ADIABATICA

$T_1 p_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 p_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{4p_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 428{,}2\,K$ ✓

34)

$T_3 = T_4 \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_4 \left(\frac{p_1}{4p_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$T_3 = 778\,K$

41) ISOBARA

$\Delta S = S_4 - S_1 = c_p \left(\ln\left(\frac{T_4}{T_1}\right)\right)$

$\Delta S = c_p \ln\left(\frac{T_4}{T_1}\right) - \cancel{R \ln\left(\frac{p_1}{p_4}\right)} \quad p_4 = p_1$

$\Delta S = c_p \ln\left(\frac{T_4}{T_1}\right)$

$T_4 = 523\,K$

$\frac{\Delta S}{c_p} = \ln\left(\frac{T_4}{T_1}\right) \quad \frac{T_4}{T_1} = e^{\frac{\Delta S}{c_p}} \quad T_4 = T_1 e^{\frac{\Delta S}{c_p}} = 523{,}6\,K$

$q_a = -236{,}509$ kJ/kg

$q_b = 351{,}374$ kJ/kg

FUNZIONA COME POMPA DI CALORE!

$\varepsilon_p = \varepsilon_f + 1 = 4{,}5$ OPPURE $COP = \varepsilon_p = \frac{|q_c|}{|l_{tc}|}$

$\varepsilon_p = \frac{|q_c|}{|l_n|}$

(12) $l_{tc} = -(h_2 - h_1)$

$l_{tc} = h_1 - h_2 = -41{,}75$

$W_{tc} = G\, l_{tc} = -0{,}92$ KW

$q_c = \varepsilon_p\, l_{tc} = -187{,}875$

$\Phi_c = G q_c = -4{,}17$ KW

$q_c = COP\, l_{tc}$

$q_c = -196{,}13$

$\Phi_c = G q_c = -3{,}21$ KW

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

Cognome				Nome						
BIO ☐	ELT ☐	MTM ☐		Matricola						
								c	d	u

Prova scritta - 8 Settembre 2011

con ele

Es. 1
Un serbatoio rigido contiene un gas biatomico alla pressione p_1 = ____ bar [p_1 = 1 + **u**)] in equilibrio termico con l'ambiente esterno (T_0 = 25 °C, p_0 = 1 bar).
Il serbatoio è riempito sino al raggiungimento dell'equilibrio barometrico con un sistema di adduzione che eroga il medesimo gas a p_e = ____ bar [p_e = 25 + **d**] e T_e = ____ °C [T_e = -60 + **c**] costanti.
Nell'ipotesi di comportamento ideale del fluido, supponendo il processo adiabatico determinare le seguenti grandezze: $p_1 = 2$ bar
reversibile?

- ✓ - Temperatura finale del fluido nel serbatoio T_2 = 17 °C (290,6 K)
- ✓ - Rapporto tra massa finale e iniziale di gas nel serbatoio M_2/M_1 = 1 (0,61)

Giustificare la non reversibilità del processo.

Es. 2
Una macchina termica funziona secondo un ciclo Otto ideale di riferimento ad aria standard. Sono noti i seguenti valori delle grandezze di processo:
- temperatura minima, T_{min} = ____ °C [T_{min} = 20 + **u**];
- pressione minima, p_{min} = ____ bar [p_{min} = 1 + **d**/20];
- massima variazione di entropia specifica subita dal fluido, Δs_{max} = ____ J/(kg K) [Δs_{max} = 600 + 10·**c**].

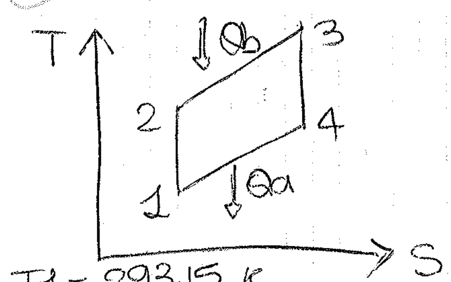
Sapendo che la pressione al termine della fase di compressione è 15 bar, determinare le seguenti grandezze:

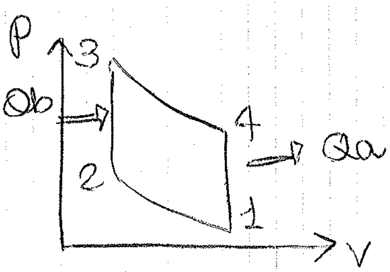
- Lavoro specifico netto l_n = ________ kJ/kg
- Rendimento termico η = 54 %

Es. 3
Per riscaldare una certa portata di un fluido organico (fluido freddo) è utilizzato uno scambiatore a correnti parallele con disposizione controcorrente.
Il fluido caldo entra nello scambiatore alla temperatura $T_{c,i}$ = ____ °C [$T_{c,i}$ = 35 + **u**] e possiede la medesima capacità termica della portata del fluido freddo. La differenza di temperatura tra i due fluidi deve essere mantenuta al valore Δ = ____ K [Δ = 3 + **d**/2].
Sapendo che il numero di unità di trasporto dello scambiatore è NTU = ____ [NTU = 1 + **c**/10], determinare le seguenti grandezze:

- Efficienza dello scambiatore ε = 95 % ✓
- Temperatura d'ingresso del fluido freddo (in kelvin) $T_{f,i}$ = 5053 °C

ciclo
2. OTTO IDEALE (CHIUSO)





$R = 287$
$c_v = 717$
$c_p = 1004{,}5$
$\gamma = 1{,}4$

$T_1 = 293{,}15\ K$
$T_1 = 20°C \quad p_1 = 1\ bar \quad p_2 = 15\ bar$ $\quad l_n = ? \quad \eta = ?$
$\Delta S_{max} = S_4 - S_1 = 600\ J/kgK$

$\eta = 1 - r_v^{1-\gamma} \qquad r_v = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = 6{,}92$

(12) adiab $T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 635{,}5\ K$

(41) isocora
$q_a = c_v (T_4 - T_1)$
$q_a = \Delta s T =$
$\Delta s = c_v \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right)$
~~$\Delta s = c_p \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right)$~~ $- R \ln\left(\frac{p_1}{p_4}\right)$

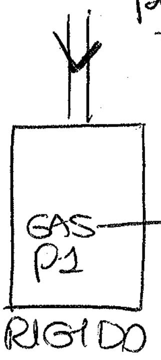
$\eta = 0{,}54 = 54\%$

$l_n = l_e + |l_c| = c_v (T_4 - T_3) + c_v (T_1 - T_2)$
$l_n = c_v (T_4 - T_3 + T_1 - T_2)$

①

$p_e = 25\,bar$

$T_e = -60°C = 213,15\,K$



$p_0 = 1\,bar$

$T_0 = 25°C$

$\gamma = 1,4 = c_p/c_v$

$p_1 = 1\,bar$

$T_1 = T_0 = 298,15\,K$

$T_2 = ?$

$p_2 = p_e$

$\frac{M_2}{M_1} = ?$

(12) adiabatico

① $p_1 V = n\bar{R}T_1$ ② $M_2 - M_1 = \frac{p_2 V}{R T_2} - \frac{p_1 V}{R T_1} = \frac{V}{R}\left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1}\right)$

$p_1 v_1 = R T_1$

$p_1 V = M_1 R T_1$

PRIMO PRINCIPIO S. APERTO NO STAZ

$\cancel{\Phi} - \cancel{W_t} = \frac{d}{dt}U - G h_e$

$\Delta U = \Delta M c_p T_e$

$M_2 c_v T_2 - M_1 c_v T_1 = (M_2 - M_1) c_p T_e$

$M_2 T_2 - M_1 T_1 = \gamma (M_2 - M_1) T_e$

$c_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R$

$R = \frac{c_p(\gamma - 1)}{\gamma}$

$\frac{p_2 \cancel{V}}{\cancel{R}} - \frac{p_1 \cancel{V}}{\cancel{R}} = \gamma \frac{\cancel{V}}{\cancel{R}}\left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1}\right) T_e$

$p_2 - p_1 = \gamma \left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1}\right) T_e$

$\frac{p_2 - p_1}{\gamma T_e} + \frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$

$T_2 = \frac{p_2}{\frac{p_2 - p_1}{\gamma T_e} + \frac{p_1}{T_1}}$ $\frac{M_2}{M_1} = \frac{\frac{p_2 \cancel{V}}{\cancel{R} T_2}}{\frac{p_1 \cancel{V}}{\cancel{R} T_1}} = \frac{p_2}{T_2} \cdot \frac{T_1}{p_1}$

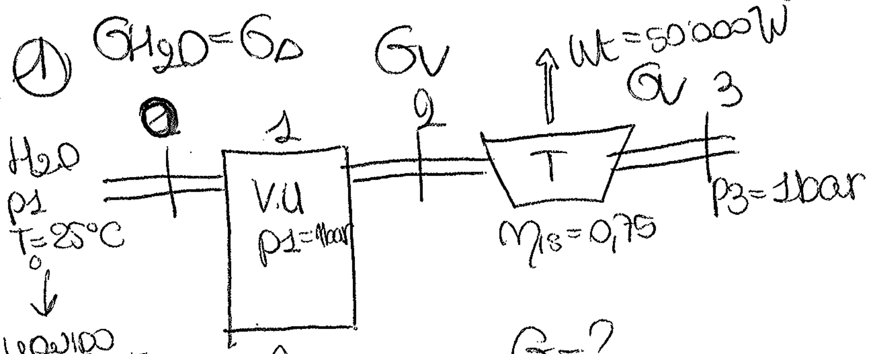
SECONDO PRINCIPIO

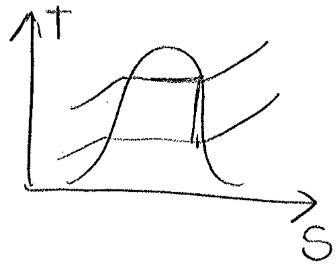
$\Delta S - \Delta M s_2^{?} = \cancel{\frac{Q}{T}} + \Sigma_{irr}$

$M_2 s_2 - M_1 s_1 - (M_2 - M_1) s_2 = \Sigma_{irr}$

$M_2 \cancel{s_2} - M_1 s_1 - M_2 \cancel{s_2} + M_1 s_2 = M_1 (s_2 - s_1) = M_1 \left(c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right)$

(1) $G_{H_2O} = G_A$ $\quad G_V$





T_0 ↓

LIQUIDO SOTTORAFF

T_0 TABELLA $\begin{cases} v_{0L} \\ h_{0L} \\ p_{0L} \end{cases}$

$G = ?$

$\Phi = ?$

$\Sigma_{irr} = ?$

$h_0 = h_{0L} + v_{0L}(p_1 - p_{0L})$

$u_0 = u_{0L} = h_{0L} - p_{0L} v_{0L}$

(0) H_2O	(1) V.U	(2) VAP	(3) RE IDEALE
LIQ SOTT	$p_1 = 4bar$	$p_2 = p_1$	$S_3^{id} = S_2$
$h_0 = h_{0L} + v_{0L}(p_1 - p_{0L})$	V_{1L}	MA SOLO VAPORE	$p_3 = 1bar$
	V_{1V}	$h_2 = h_{1V}$	} MOLLIER h_3^{id}, $T_3^{id} = T_S(p_3)$
	h_{1L}	$S_2 = S_{1V}$	OPPURE $x_3^{id} = \frac{S_2 - S_{3L}}{S_{3V} - S_{3L}}$
	h_{1V}	$V_2 = V_{1V}$	V_{3L}, V_{3V}, h_{3L}, h_{3V} $> h_3^{id}$
	S_{1L}		S_{3L}
	S_{1V}		S_{3V}

CON $\eta_{is} = \frac{h_3 - h_2}{h_3^{id} - h_2} = \frac{T_3 - T_2}{T_3^{id} - T_2} = \frac{W_t^{re}}{W_t^{id}}$

$G_2 = G_3 = G_V$

$G_0 = G_{H_2O} = G_A$

$h_3 = h_2 + \eta_{is}(h_3^{id} - h_2)$

$T_3 = T_2 + \eta_{is}(T_3^{id} - T_2)$

1 PRINCIPIO SULLA TURBINA (AP, STAZ, ADIAB)

$\cancel{\Phi} - W_t = \cancel{\frac{dU}{dt}} + G_V(h_3 - h_2)$

$W_t = G_V(h_2 - h_3)$

$G_V = \frac{W_t}{h_2 - h_3}$

1 PRINCIPIO SERBATOIO (AP, RIG, STAZ)

$\Phi - \cancel{W_t} = \frac{dU}{dt} \pm \Sigma G h_J$

$\Phi = -G_A h_0 + G_V h_2$ $\quad$ STAZIONARIO $G_A = G_V$

$\Phi = G(h_2 - h_0)$

2 PRINCIPIO

SERB

$G_V S_2 - G_A S_0 - \frac{\Phi}{T} = \Sigma_{irr12}$

TURB (NO IDEALE)

$G_V(S_3 - S_2) - \cancel{\frac{\Phi}{T}} = \Sigma_{irr23}$

SOMMATI

$\Sigma_{irr31} = G_V(S_3 - S_0) - \frac{\Phi}{T}$??

$T = T_1 = T_S(p_1)$

$$C = T_i - \frac{Hl^2}{2\lambda}$$

SOSTITUISCO C

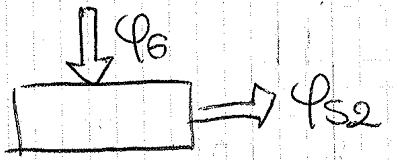
$$T_S = -\frac{3Hl^2}{2\lambda} + T_i - \frac{Hl^2}{2\lambda} = -\frac{2Hl^2}{\lambda} + T_i$$

$$T_S = -2\frac{Hl^2}{\lambda} + T_i$$

ABBIAMO DETTO

$$\varphi_{S1} = 0$$

$$\varphi_{S2} = -\lambda \left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=l}$$



$$\varphi_G = \varphi_{S2}$$

$$\varphi_{S2} = \varphi_G = HS$$

$$\varphi_{S2} = \alpha(T_S - Te)$$

$HS = \alpha(T_S - Te)$ SOSTITUISCO T_S

$$H(S) = -\alpha Te + \alpha T_i - \alpha 2\frac{Hl^2}{\lambda}$$

$$H = \frac{\alpha}{S}\left(T_i - Te - 2\frac{Hl^2}{\lambda}\right)$$

$$H + \frac{2\alpha}{S}H\frac{l^2}{\lambda} = \frac{\alpha}{S}(T_i - Te)$$

$$H\left(1 + \frac{2\alpha l^2}{S\lambda}\right) = \frac{\alpha}{S}(T_i - Te)$$

$$H = \frac{\alpha}{\cancel{S}} \frac{(T_i - Te)}{\frac{S\lambda + 2\alpha l^2}{\cancel{S}\lambda}} = \alpha\lambda\frac{(T_i - Te)}{S\lambda + 2\alpha l^2} = 32{,}38\ \frac{kW}{m^3}$$

$$T_S = 36{,}19\,°C$$

① $V = 0{,}5\,m^3$ VU

VU V

$p_1 = 2\,bare$

$x_1 = 0{,}9$

$M_1 = \frac{V}{v_1} = 0{,}627\,kg$

① $p_1 = 2\,bare$

$T_1 = 120{,}23°C$

$v_{1L} = 0{,}00106\,08\ m^3/kg$

$v_{1V} = 0{,}8857\ m^3/kg$

$h_{1L} = 504{,}70\ kJ/kg$

$h_{1V} = 2706{,}3\ kJ/kg$

$s_{1L} = 1{,}5301\ kJ/kg\,K$

$s_{1V} = 7{,}1268\ kJ/kg\,K$

$v_1 = 0{,}797\ m^3/kg$

$h_1 = 2486{,}14\ kJ/kg$

$s_1 = 6{,}5673\ kJ/kg\,K$

$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 232\cancel{6}\,,740\ kJ/kg$

②

V

$p_e = 10\,bare$

$T_e = 80°C$

finché $p_1 \to p_2 = p_e$

$h_2 = h_1$

(12) ENTALPIA COSTANTE

② $p_2 = p_e = 10\,bare = 10^6\,Pa = 1\,MPa$

$h_2 = h_1 = 2486{,}14\ kJ/kg$

$s_2 = 5{,}95\ kJ/kg\,K$] mollier

$x_2 = 0{,}86$

$x_2 = ?$

$M_L = ?$

$Q = ?$

(E) $p_e = 10\,bar \to T_e = 179{,}88°C$

$T_e = 80°C$

$v_{eL} = 0{,}0011274\ m^3/kg$

$h_{eL} = 762{,}61\ kJ/kg$

$s_{eL} = 2{,}1382\ kJ/kg\,K$

$+\left(\frac{dU}{dt}\right)_{VC} = ??$

$\Phi - \cancel{W_t} = G_L h_{eL}$ $\quad Q = M_L h_{2L}$

$p_2 = p_e = 10\,bar$

$v_{2L} = 0{,}0011274$

$v_{2V} = 0{,}1943$ } $v_2 = 0{,}1665$

$h_{2L} = 762{,}61$

$h_{2V} = 2776{,}2$ } $x_2 = \frac{h_2 - h_{2L}}{h_{2V} - h_{2L}} = 0{,}856$] come mollier

$s_{2L} = 2{,}1382$

$s_{2V} = 6{,}5828$ $\to s_2 = 5{,}9427$

$M_2 = \frac{V}{v_2} \simeq 3\,kg$ $\quad u_2 =$

$\Delta M = 2{,}373$

② CONDIZIONI STAZIONARIE

$\Phi_{in} = 800\ kW$

$T_{in} = 500°C = 773{,}15\,K$

$G = 0{,}5\ kg/s$

G_{in} Φ_{in} $p_{in} = 10\,bare$

$W_t = 300\ kW$

G_{out} $p_{out} = 1\,bare$

$T_{out} = 150°C = 423{,}15\,K$

ARIA STANDARD

$R = 287$

$c_v = 717$

$c_p = 1003{,}5$

$\gamma = 1{,}4$

$$\cancel{\left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC}} + \sum \pm G s = \frac{\Phi}{T} + \Sigma_{irr}$$

$$\Sigma_{irr} = G(s_{out} - s_{in}) - \frac{\Phi_{in}}{T_{in}}$$

$$s_{out} - s_{in} = c_p \ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right) - R \ln\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)$$

$= -605{,}46 = 55{,}4$

$\Sigma_{irr} = 27{,}7 - \ldots = -1007$

$\Sigma_{irr} = -1{,}007\ \frac{kW}{K}$

$G_L = G_1(1 - x_3) = 0{,}0273$

$x_3 = \dfrac{G_V}{G_V + G_L}$

$c_{pL} = 3{,}186$ kJ

$G_V = G_1 - G_L$

$G_V + G_L = G_1$

$G_1 x_3 = G_1 - G_L =$

$G_L = G_1(1 - x_3)$

$G_L = 76{,}05$

$\cancel{T_L = T_3 = \dfrac{h_3}{c_{pL}} = 60{,}8\,°C}$

$T_L = T_{sat}(p_2)$

SECONDO PRINCIPIO

(12) $\dfrac{dS}{dt} = G(s_2 - s_1) = G(s_2 - s_{1V}) = \Sigma_{irr,12}$

(23) $\cancel{\dfrac{dS}{dt} = \dfrac{\Phi}{T} + \Sigma_{irr,23}}$

$\cancel{G(s_3 - s_2) - \dfrac{\Phi}{T_0} = \Sigma_{irr,23}}$

$\cancel{s_3 - s_1 = \dfrac{\Phi}{T} + \Sigma_{irr}}$

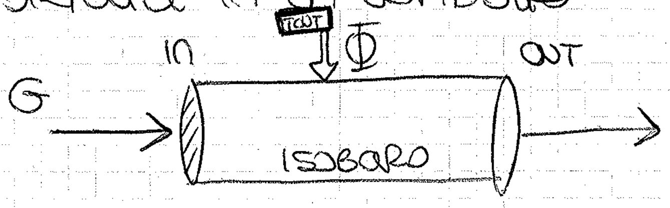
$\cancel{G_V s_3 - G_V s_1 = \dfrac{\Phi}{T_3} + \Sigma_{irr}}$

$\cancel{s_3 = (1 - x_3) s_{3L} + x_3 s_{3V} = 3{,}925 \frac{kJ}{kgK}}$

$\cancel{\Sigma_{irr} = 762 \frac{W}{K}}$

SOLO LA TRAFILAZIONE È IRREVERSIBILE ! PROF

(2) PORTATA IN UN CONDOTTO



$G = 90 \dfrac{kmol}{h} \cdot \dfrac{\overline{M}}{3600} = 1 \; kg/s$

$\overline{M} = 40 \; kg/kmol \qquad R = \dfrac{\overline{R}}{\overline{M}} = 207{,}85$

$T_{in} = 50°C = 323{,}15 \, K \qquad \gamma = 1{,}67$

$A_{in} = 50 \, cm^2 = 0{,}005 \, m^2$

$\Phi = 500 \, W$

$p_{in} = 1 \, bar$

$p_{out} = 1$ bar

$w_{out} = 0$

$T_{out} = ?$

$\Sigma_{irr} = ?$

se $w_{in} = 0$, $T_{out,0} = ?$

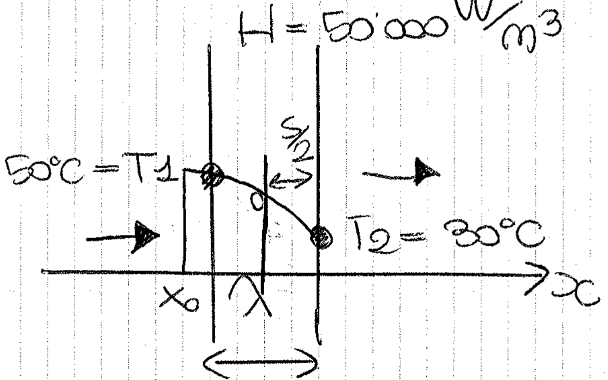
$G = \rho A w$

$G_{in} = \rho_{in} A_{in} w_{in}$

$\rho_{in} = \dfrac{1}{v_{in}} = \dfrac{p_{in}}{R \, T_{in}} = \dfrac{\overline{M} p_{in}}{\overline{R} \, T_{in}} = 1{,}4888 \; \frac{kg}{m^3}$

$w_{in} = \dfrac{G}{\rho_{in} A_{in}} = 134{,}34 \; \frac{m}{s}$

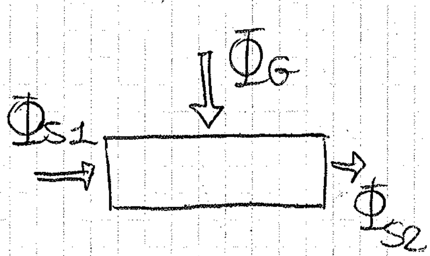
③ STRATO PIANO



CONDIZIONI STAZIONARIE
φ_1 e φ_2
$T_{max} = ?$

$s = 0{,}015\ m \qquad l = s/2 = 0{,}0075$

$\lambda = 0{,}3\ \frac{W}{mK}$



$x_0 = \frac{\lambda}{H}\frac{(T_2 - T_1)}{s} = -0{,}008\ m > -\frac{s}{2}$ DA CONDIZ 1° TIPO

$T_{max} = T_1 = 50°C \qquad B = \frac{T_2 - T_1}{2l} = \frac{T_2 - T_1}{s} = -1333{,}33$

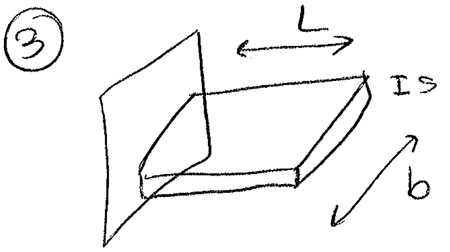
$\varphi_{S1} = -\lambda \frac{dT}{dx}\Big|_{x=-l} = -\lambda\left[-\frac{H}{\lambda}l + B\right] = \underbrace{-Hl}_{-375} \underbrace{-\lambda B}_{+400} = 25\ \frac{W}{m^2}$

$\varphi_{S2} = -\lambda \frac{dT}{dx}\Big|_{x=l} = -\lambda\left[-\frac{H}{\lambda}l + B\right] = \underbrace{Hl}_{+375} \underbrace{-\lambda B}_{+400} \cong 775\ \frac{W}{m^2}$

$\varphi_{S1} + \varphi_G = \varphi_{S2} \qquad \varphi_G = \varphi_{S2} - \varphi_{S1}$

$\varphi_G = Hs = \cancel{375}\ 750\ \frac{W}{m^2}$ DEVE TORNARE

3



$\lambda = 200$
$s = 0{,}002\ m$
$L = 0{,}025\ m$
$b = 0{,}100\ m$

$P = Lb = 2{,}5 \cdot 10^{-3}\ m$
$A = bs = 2 \cdot 10^{-4}\ m$
$\beta = \sqrt{\dfrac{\alpha P}{\lambda A}}$

moto aria concorde con b

$w_\infty = 2\ m/s$
α medio = ?
$\eta = ?$
punta adiabatica (non disperdente)
$T_0 = 25°C$
$p_0 = 1\ bar$

$\nu_a = 15$
$\lambda_a = 0{,}03$

$h_1 = 230\ kJ/kg$

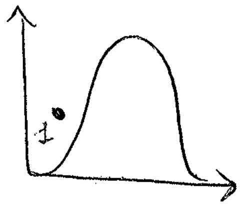
$h_2 = 230\ kJ/kg$
$p_2 = 5\ bar$

D ← → L

$\boxed{\Phi = 5\ kW}$
$x_4 = 0{,}7$ v.u.

→ M ← adiabatico

V + v.u.



PRIMO PRINCIPIO SIST APERTO NON STAZIONARIO

$$\Phi - W_t = \left[\frac{dU}{dt}\right]_{V_c} - G(h_2) \quad SI$$

RIGIDO — solo quello che entra

$$\Phi - W_t = \frac{dU}{dt} - G h_e$$

$$Q = \Delta U - \Delta M h_e$$

$$Q = M_2 u_2 - M_1 u_1 - \Delta M h_e$$

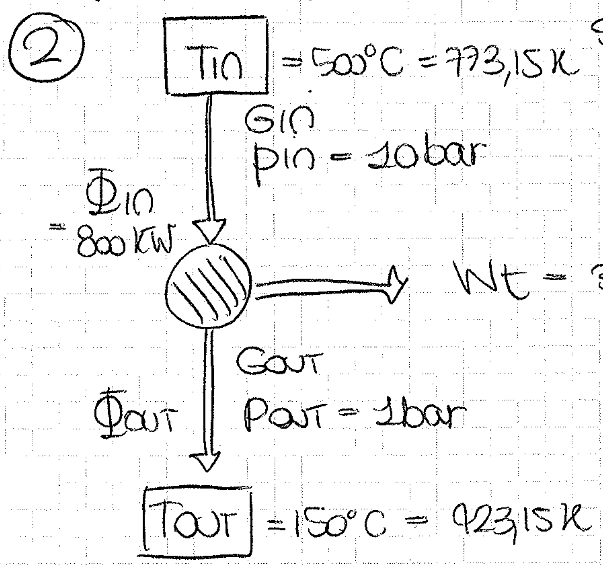
$$Q = \Delta U - \Delta M (h_2)$$

$$Q = M_2 u_2 - M_1 u_1 - \Delta M (\cancel{h_2}) \rightarrow h_e?$$

$$Q = T_e \Delta S = T_e (M_2 s_2 - M_1 s_1)$$

MACCHINA CARNOT

(2)



STAZIONARIO $G_{in} = G_{out} = 0{,}5$ kg/s

ARIA STANDARD

$\bar{M} = 29$

$R = 287$

$c_v = 717$

$c_p = 1004{,}5$

$\gamma = 1{,}4$

$\Sigma_{irr} = ?$

SECONDO PRINCIPIO APERTO SU ⊘

$$G(s_{out} - s_{in}) = \frac{\Phi_{in}}{T_{in}} - \frac{\Phi_{out}}{T_{out}} + \Sigma_{irr}$$

GIBBS

$$s_{out} - s_{in} = c_p \ln\left(\frac{T_0}{T_{in}}\right) - R \ln\left(\frac{p_0}{p_1}\right) = 55{,}4 \ \frac{J}{kg\,K}$$

PRIMO PRINCIPIO

$$\Phi_{out} - W_t = G c_p (T_0 - T_1)$$

non manca Φ_{in}?

$$\Phi_{out} = 127{,}212 \text{ kW}$$

$$\rightarrow \Sigma_{irr} = 26{,}86 \ \frac{kW}{K}$$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

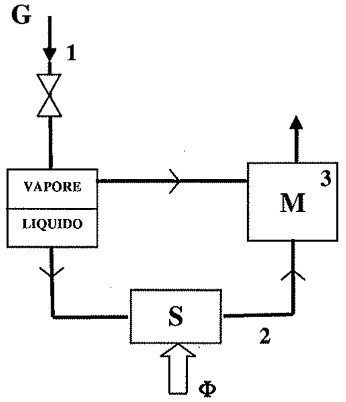
Cognome			Nome						
BIO ☐	ELT ☐	MTM ☐	Matricola						

Prova scritta - 25 Giugno 2012

c	d	u

GAIA

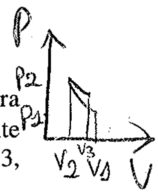
Es. 1



La portata G di un fluido frigorigeno è disponibile in condizioni sotto-raffreddate a temperatura ambiente e pressione elevata (stato 1), con entalpia h_1 = ____ kJ/kg [h_1 = 230 +5**u**]. Attraverso il dispositivo stazionario indicato in figura, il fluido è inizialmente trafilato (laminato) sino alla pressione di 5 bar, successivamente le fasi sono separate e subiscono processi che si possono ipotizzare a pressione costante.
Attraverso lo scambiatore di calore S, la fase liquida riceve il flusso termico Φ = ____ kW [Φ = 5 + **d**], raggiungendo nello stato 2 il titolo x_2 = ____ [x_2 = 0.7+**c**/50].
Per mezzo del miscelatore adiabatico M, la fase vapore dopo la trafilazione e la miscela umida nello stato 2 sono ricongiunte nello stato 3.
Utilizzando la tabella di saturazione del fluido riportata in allegato calcolare le grandezze indicate. Verificare inoltre se il processo che avviene in M possa essere ritenuto reversibile.

- Portata di fluido frigorigeno G = 194 kg/h
- Titolo della miscela in M (stato 3) x_3 = 0,732

Es. 2



Una mole di un gas triatomico (𝔐 = 14 kg/kmol) è posta in un dispositivo cilindro-pistone alla temperatura T_1 = ____°C [T_1 = 50 + 10**u**] e alla pressione p_1 = ____ kPa [p_1 = 150 + 10**d**]. La massa di gas è inizialmente compressa in modo isotermo sino allo stato 2 e successivamente espansa in modo adiabatico sino allo stato 3, con $p_3 = p_1$ e v_3 / v_1 = ____ [0.80 – **c**/100].
Nell'ipotesi di comportamento ideale del gas e di trasformazioni internamente reversibili, trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale, determinare le seguenti grandezze.

LAVORO COMPLEX SCOMB (+)+(−) CON PROPRIO SEGNO

- Temperatura minima T_{MIN} = T_3 = °C −19,6
- Pressione massima p_{MAX} = p_2 = p_M bar 3,66
- ~~Lavoro complessivamente scambiato~~ L_{TOT} = +7,6 −29 = −787 L_{tot} = [illegible] J 4009
- Calore complessivamente scambiato Q_{tot} = −2397 J

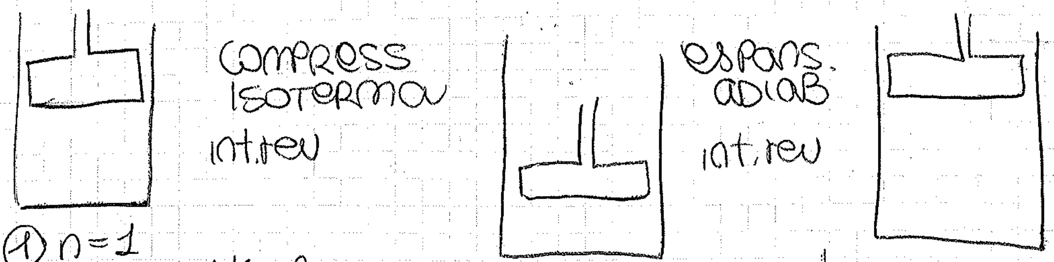
Es. 3

Una lastra in alluminio (λ= 200 W/m K) assimilabile ad una aletta piana di spessore 2 mm, lunghezza 25 mm e larghezza b = _____ mm [b = 100 + 10**u**] è investita da aria. Il moto dell'aria è concorde alla direzione della larghezza b con velocità w_∞ = _____ m/s [w_∞ = 2 + 5**d**]. Determinare il coefficiente medio di convezione α che agisce sulla lastra e l'efficienza η dell'aletta nell'ipotesi di punta adiabatica.

- Coefficiente di convezione termica α = 19,3 W/m²K
- Efficienza dell'aletta η = 76,4 %

N.B. Per le proprietà del fluido fare riferimento alle proprietà dell'aria standard a T_0= 25 °C, p_0=1 bar, assumendo inoltre la viscosità cinematica ν_a = 15 mm²/s e la conducibilità λ_a = 0.03 W/m K.

② CILINDRO / PISTONE



① $n = 1$
$n = 0{,}001\ kmol$
$\overline{M} = 14\ kg/kmol$
$\gamma = 1{,}33$
$R = \frac{\overline{R}}{\overline{M}} = 594$
$T_1 = 50°C = 323{,}15\ K$
$p_1 = 150\ kPa = 1{,}5\ bar$

② $T_2 = T_1$
$T_3 p_3^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 p_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$
$p_2 = \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} p_3$

③ $p_3 = p_1 = 1{,}5\ bar$
$\frac{V_3}{V_1} = 0{,}8$
$V_3 = 0{,}8 V_1$
$V_3 = 1{,}024$

$T_{min} = ?$ $p_{max} = ?$ $l_{TOT} = ?$ $Q_{TOT} = ?$

$V_1 = \frac{n \overline{R} T_1}{p_1} = 0{,}018\ m^3$

$v_1 = \frac{R T_1}{p_1} = 1{,}28\ \frac{m^3}{kg}$

$M_1 = \frac{V_1}{v_1} = 0{,}014\ kg$

$p_2 = 3{,}68\ bar$

$T_3 = \frac{p_3 v_3}{R} = 258{,}58\ K$

(12) $q = \cancel{l_t} = l_i = -RT \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = -172{,}26\ \frac{kJ}{kg}$

$Q_T = Mq = -2411\ J = -2{,}411\ kJ = L_{12}$

(23) $q = 0$

$l_i = -c_v(T_3 - T_2) = -\frac{R}{\gamma - 1}(T_3 - T_2) = 116{,}226\ \frac{kJ}{kg}$

$L_{23} = 1{,}627\ kJ$

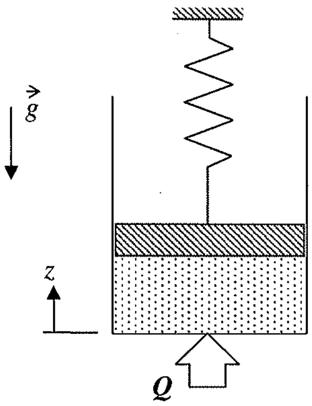
$L_T = -0{,}784\ kJ$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

Cognome			Nome						
AUT ☐	ELT ☐	MEC ☐	Matricola						
						c	d	u	

Prova scritta - 10 settembre 2012

Es. 1



Il dispositivo cilindro pistone indicato in figura opera in un ambiente alla temperatura di 25 °C e alla pressione di 2 bar. Il pistone ha una massa di 15 kg, una superficie di 10 cm^2, ed è collegato ad una molla con costante elastica K = ____ kN/m [10 + **u**]. Si ipotizzi che nello stato iniziale non vi siano scambi di forze tra molla e pistone. Nel dispositivo è contenuta una massa d'acqua M = ____ g [10 + **d**], inizialmente in equilibrio termico con l'ambiente esterno. Si ipotizzi il pistone libero di muoversi senza attrito e il comportamento della molla perfettamente elastico. Supponendo che lo stato finale raggiunto dal fluido sia di vapore saturo umido, determinare la quantità di calore Q che deve essere fornita all'acqua affinché la molla subisca una deformazione Δz = ____ cm [20 + **c**].

Es. 2

Per comprimere una miscela di gas (A + B) è utilizzato un compressore il cui rapporto barometrico di compressione è r_p = _____ [9 + **u**]. Il gas A è monoatomico ($\mathcal{M}_A$ = 4 kg/kmol) mentre il gas B è triatomico ($\mathcal{M}_B$ = 44 kg/kmol); la frazione molare del gas A è y_A = _____ [0.52 – **d**/20]. La miscela è disponibile nelle condizioni ambiente (25°C, 1 bar) e la temperatura misurata a fine compressione è T_2 = ____°C [440 + 10**c**]. Nell'ipotesi di comportamento ideale della miscela di gas, trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale, determinare il rendimento isentropico del compressore, il lavoro specifico perso per controrecupero e l'entropia specifica generata.

Es. 3

Per refrigerare in uno scambiatore a correnti parallele la portata d'acqua G_A = ____ kg/h [500 - 10**u**] è impiegata la portata G_F = ____ kg/h [250 + 10**d**] del fluido frigorifero R134a. Il fluido frigorifero evapora alla pressione costante di 3.5 bar a partire dallo stato con titolo ____ [0.2 + **c**/50] sino a saturazione. L'acqua è immessa nello scambiatore alla temperatura di 40 °C e alla medesima pressione del fluido frigorifero. Sapendo che il numero di unità di trasporto realizzato nello scambiatore è ____ [0.9 + **u**/50], assumendo il dispositivo adiabatico verso l'esterno, trascurando le cadute di pressione dei fluidi e le variazioni di energia cinetica e potenziale, determinare l'efficienza dello scambiatore e la temperatura di uscita dell'acqua.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 69 di 120

$v_2 = \frac{V_2}{M} = 0{,}0211$

$x_2 = \frac{v_2 - v_{2l}}{v_{2v} - v_{2l}} = 0{,}237$

$u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 1329{,}98 \ kJ/kg$

TABELLE

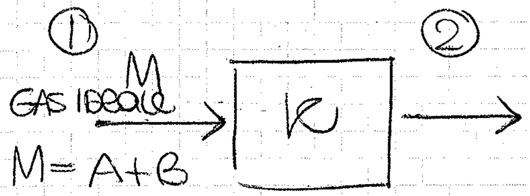
$p_1 \begin{cases} h_{1l} \\ v_{1l} \end{cases} > u_{1l}$

$p_2 \begin{cases} v_{2l} \\ v_{2v} \end{cases} > x_2 \qquad \begin{cases} h_{2l} \\ h_{2v} \end{cases} > h_2$

$h_2 = x_2 h_{2v} + h_{2l}(1 - x_2) = 1379{,}5$

$Q = L_i + M(u_2 - u_1) = 7044{,}9 \ J$

② MISCELA COMPRESSA



$M = A + B$

$r_p = 9 = \frac{p_2}{p_1}$

$\Delta e_c = \Delta e_p = 0$

$\eta_{isc} = ?$

l perso per controrecupero? = attrito

$\Sigma_{irr} = ?$

Ⓐ $\gamma_A = 1{,}67$
$\overline{M}_A = 4 \ kg/kmol$
$y_A = 0{,}52$

Ⓑ $\gamma_B = 1{,}33$
$\overline{M}_B = 44 \ kg/kmol$
$y_B = 0{,}48$

① $T_1 = 25°C = 298{,}15 \ K$
$p_1 = 1 \ bar$

8,37

② $T_2 = 440°C = 713{,}15 \ K$
$p_2 = r_p p_1 = 9 \ bar$ ✓

caratteristiche miscela

① $R_A = \frac{\overline{R}}{\overline{M}_A} = 2078{,}5$

$R_B = \frac{\overline{R}}{\overline{M}_B} = 189$

$R = x_A R_A + x_B R_B = \frac{\overline{R}}{\overline{M}} = 358{,}4$

$c_{pA} = \frac{\gamma_A}{\gamma_A - 1} R_A = 5180{,}74 \quad c_{vA} = 3102{,}24$

$c_{pB} = \frac{\gamma_B}{\gamma_B - 1} R_B = 761{,}73 \quad c_{vB} = 572{,}73$

$\overline{M} = y_A \overline{M}_A + y_B \overline{M}_B = 23{,}2$

$c_{pM} = x_A c_{pA} + x_B c_{pB} = 1159{,}5$

$x_A = y_A \frac{\overline{M}_A}{\overline{M}} = 0{,}0896 = 0{,}09$

$x_B = y_B \frac{\overline{M}_B}{\overline{M}} = 0{,}91$

$c_{vM} = 800{,}38$

$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}45$

(3) $G_a = G_c = 0{,}13\ kg/s$ $H_2O \to$ $c_c = 4200\ \frac{J}{kg\,K}$, $p_1 = 3{,}5\ bar$

$G_f = G_f = 250\ kg/h$ R134a $\to$ $p_1 = p_2 = 3{,}5\ bar$, $x_1 = 0{,}2$ $x_2 = 1$

$T_{ci} = 40°C$ $\boxed{T_{fi} = T_{fu} = 5°C}$ non cambia temperatura

ADIABATICO VERSO L'ESTERNO

$NTU = 0{,}9$

$\varepsilon = ?$ $T_{cu} = ?$

G_f cambia fase, evapora $\Rightarrow C_f \to \infty$ $C_f = C_{max}$

(l'importante è che uno dei 2 flussi non cambi temperatura)

$C_c = C_{min} = G_A c_c = 546\ \frac{W}{K}$

$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 0{,}59343 \simeq 0{,}6$

$\varepsilon = \frac{T_{ci} - T_{cu}}{T_{ci} - T_{fi}} \to T_{cu} = -\varepsilon(T_{ci} - T_{fi}) + T_{ci}$

OPPURE

$|\Phi_c| = C_c(T_{ci} - T_{cu})$ $T_{cu} = T_{ci} - \frac{|\Phi_c|}{C_c}$

$\Phi_c = G_f(h_{1v} - h_1) = \Phi_f$

7 FEBBRAIO 2013

1 CILINDRO/PISTONE

MISCELA

CO_2: $\gamma = 1{,}33$, $c_p = 756$, $c_v = 567$, $R = 189$, $\overline{M} = 44$, $y = 0{,}2$, $x = y\frac{\overline{M}_J}{\overline{M}} = 0{,}3526$

Ne: $\gamma = 1{,}667$, $c_p = 1029$, $c_v = 617{,}4$, $R = 411{,}6$, $\overline{M} = 20{,}2$, $y = 0{,}8$, $x = 0{,}6474$

$\overline{M} = \Sigma y_J \overline{M}_J = 24{,}96 \cong 25$ $\quad Q_{TOT} = ?$

$c_{p_M} = 932{,}74$

$c_{v_M} = 599{,}63$

$\gamma_M = 1{,}556$

$R = 333{,}093$

$n = \Sigma \frac{M_J}{\overline{M}_J}$

$M = n\overline{M}$

$L_{a\Delta} = L_i^{id} - L_i^{re}$

$L_i^{id} = Mc_v(T_1 - T_2^{id})$

$L_i^{re} = Mc_v(T_1 - T_2)$

$\uparrow$

1° PRINCIPIO CHIUSO

$q - l_i = \Delta u$

ADIABATICA

(1) $V_1 = 50\,l = 0{,}05\,m^3$
$T_1 = T_0 = 298{,}15\,K$
$p_1 = p_0 = 1\,bar$

$\downarrow$ (a) COMPRESSIONE ADIABATICA $Q=0$ AGENDO DALL'ESTERNO] ATTRITO?

(2) $V_2 = \frac{V_1}{3} = 0{,}016667\,m^3$
$T_2 = 400°C = 673{,}15\,K$

$\downarrow$ (b) PISTONE FERMO FINO A EQ. TERMICO

(3) $T_3 = T_0 = 298{,}15\,K$
$V_3 = V_2 = 0{,}016667\,m^3$

$\downarrow$ (c) PISTONE LIBERO EQ BARO ESTERNA] ATTRITO?

(4) $p_4 = p_0 = 1\,bar$ $\quad T_4 = T_3 = T_0 = 298{,}15\,K$

(12) $l_i = -\Delta u$

$l_i^{re} = -c_v(T_2 - T_1)$

$T_2^{id} = T_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$T_2^{id} = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}$

$T_2^{id} = T_1(3)^{\gamma-1}$

$T_2^{id} = 549\,K$

$l_{a_A} = c_v(T_2 - T_2^{id})$

$l_{aA} = 115{,}883\,\frac{kJ}{kg}$

$p_2 = \frac{nRT_2}{V_2}$

SISTEMA APERTO PRIMO PRINCIPIO STAZIONARIO

(12) ISOBARA $\Phi_{12} - \cancel{W_t} = G(h_2 - h_1)$ $\Phi_{12} = G(h_2 - h_1)$

(23) COMPR X $\cancel{\Phi_{23}} - W_t^{id} = G(h_3^{id} - h_2)$ $W_t^{id} = G(h_2 - h_3^{id})$

$W_t = \frac{W_t^{id}}{\eta_{is}}$

(1) SOTTO RAFF

$v_1 = v_{1L}$

$s_1 = s_{1L}$

$h_1 \cong h_{1L} + v_{1L}(p_1 - p_{1L}) = 104{,}87$

$u_1 \cong u_{1L} = h_{1L} - p_{1L} v_{1L}$ $p_s(T_0)$

(2) SATURO SECC

$h_2 = h_{1V}$

$\rightarrow \Phi$

(34) ISOBARA $\Phi_{34} - \cancel{W_t} = G(h_4 - h_3) = -\Phi_{12}$

$\rightarrow h_4 - h_3 = h_2 + h_1$

$\eta_{is} = \frac{W_t^{id}}{W_t} = \frac{T_2 - T_3^{id}}{T_2 - T_3} \rightarrow T_3 = T_2 - \frac{T_2 - T_3^{id}}{\eta_{is}} = 1001{,}73\,K = 728{,}73°C$

$T_2 = T_V$

$T_3^{id} = 540°C = 813\,K$

$p_3 = 30\,bar$

} MOLLIER $h_3^{id} = 3550$ COSÌ HO W_t^{id} e W_t

$h_1 - h_2 = \frac{h_4 - h_3^{id}}{\eta_{is}} \longrightarrow h_4 = h_3^{id} + \eta_{is}(h_1 - h_2) = 1750{,}63$

$h_{1L} < h_4 < h_{1V}$ vapore umido $x_4 = \frac{h_4 - h_{1V}}{h_{1L} - h_{1V}} = 0{,}414$

$s_4 = (1 - x_4) s_{1L} + x_4 s_{1V}$

2° PRINCIPIO

$s_{irr} = s_4 - s_1 - \cancel{\frac{Q}{T_0}} + \cancel{\frac{Q}{T_0}} = 3{,}74 \frac{kJ}{kg\,K}$

I CAMBIAMENTI DI STATO SONO REVERSIBILI
SOLO LA COMPRESS NON È IDEALE E GENERA ENTROPIA

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

Cognome	Nome
BIO ☐ ELT ☐ MTM ☐	Matricola

Prova scritta - 18 Febbraio 2013 | c | d | u |

~~Es.1~~ ESERCITAZIONE CS

Un bombola di volume V = 50 + 10·**u** = ____ litri deve essere riempita con azoto (N_2, 28 kg/kmol) sino alla pressione massima di 5 + **d** = _____ bar. Allo scopo è utilizzato un compressore con rendimento isentropico 70 + 2·**c** = ___ %. La portata di gas entrante nel compressore è disponibile alle condizioni termiche e barometriche dell'ambiente esterno (T_0 = 25 °C, p_0 = 1 bar). In base alle seguenti ipotesi:

a) serbatoio rigido e adiabatico,
b) comportamento ideale del gas,
c) compressore adiabatico che opera con rapporto barometrico costante, senza accumulare massa di gas durante il processo,
d) trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale e la massa iniziale di gas nella bombola,

determinare la massa finale di gas nella bombola, il lavoro speso per la sua compressione e l'entropia generata nel processo. (Per la soluzione di consiglia di analizzare separatamente la bombola e il compressore).

XC
$W_t = 0$?

XC non ci sono sistemi meccanici
⚠ a mise

M_{finale} = 0,123 g	$L_{t,c}$ = −24 kJ	S_{irr} ≃ 0,3 J/K

nell'eq di moto ci sono i k_p?? Sì!

~~Es.2~~

Su una macchina termica operante secondo il ciclo Otto sono misurati i valori minimi e massimi di pressione e temperatura del fluido che compie il ciclo. I valori di temperatura e pressione minima sono quelli dell'ambiente esterno (T_0 = 15 °C, p_0 = 85 kPa), quelli massimi sono T_{max} = 700 + 50·**u** = _____ °C, p_{max} = 15 + **d** = _____ bar. Determinare nell'ipotesi di ciclo ideale di riferimento ad aria standard operante in condizioni stazionarie il lavoro specifico netto e l'efficienza del ciclo.

l_n = 44 kJ/kg	η = 48 %

~~Es.3~~

Una tubazione metallica (raggio interno 4 mm, spessore 1 mm), di conducibilità λ_t = 16 W/(m K), trasporta un fluido criogenico alla temperatura di 80 K. Per migliorare l'isolamento termico è applicato sull'esterno un materiale isolante di conducibilità λ_I = (30 + **u**)/1000 = _____ W/(m K).
Nell'ipotesi che la resistenza convettiva tra fluido e superficie interna della tubazione sia trascurabile, ricavare lo spessore minimo di isolante affinché il flusso scambiato per unità di lunghezza non sia superiore a 15 + **d** = _____ W/m e la temperatura sulla superficie esterna dell'isolante non sia inferiore a 15 °C.

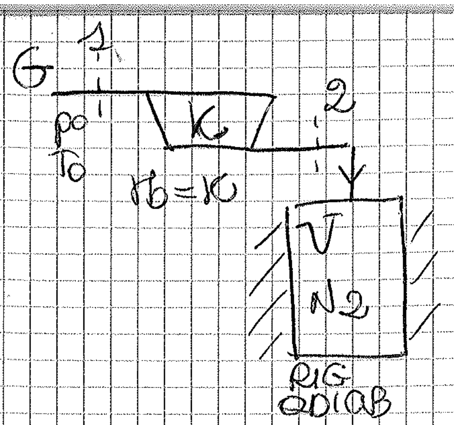
$T_e - T_i$
$T_i - T_e$
indifferente o no?

s_{min} = mm

63,23

$$\varphi_L = \frac{2\pi (T_i - T_e)}{\frac{1}{\lambda}\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{\lambda_I}\ln\left(\frac{R_I}{r_e}\right)} \quad T_e - T_i$$

da cui ricavo R_I



$V = 0{,}05\,m^3$ $p_0 = 1\,bar$

$p_{max} = 5\,bar$ $T_0 = 298{,}15\,K$

$\eta_{is} = 0{,}7$

$M_{in12} = 0$

$p_{max} = p_2 \times r_b = 000?$

$r_b = \frac{p_{max}}{p_0} = 5 = \frac{p_2}{p_0}$

N_2

$M = 28$
$R = 297$
$c_v = 742{,}5$
$c_p = 1039{,}5$
$\gamma = 1{,}4$

$M_f = ?$ $L_{tc} = ?$ $S_{irr} = ?$

1° PRINCIPIO SUL SERB SISTEMA APERTO NON STAZ

$\cancel{\Phi} - \cancel{W_t} = \frac{dU}{dt} - G h_2$

$\Delta U = \Delta M h_2$ $\Delta U = \Delta M c_p T_2$

$M_{fin} c_v T_f - \cancel{M_{in} c_v T_i} = M_{fin} c_p T_2 - \cancel{M_{in} c_p T_2}$

$T_f = \frac{c_p}{c_v} T_2$ $T_f = \gamma T_2$

(12) COMPRESS ADIAB IDEALE

$T_2^{id} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$\eta_{is} = \frac{T_1 - T_2^{id}}{T_1 - T_2}$ $T_2 = \frac{T_2^{id} - T_1 + \eta_{is} T_1}{\eta_{is}}$

$T_f = \gamma T_2$

(2) EQ STATO

$M_f = \frac{p_2 V}{R T_{fin}}$ ✓

1° PRINCIPIO SU COMPRESS APERTO STAZ ADIAB

$\cancel{\Phi} - W_t = G(h_2 - h_1)$

$W_t = G(h_1 - h_2)$

$L_t = \Delta M (c_p)(T_1 - T_2) = (M_f - \cancel{M_{in}}) c_p (T_1 - T_2) = M_f c_p (T_1 - T_2)$ ✓

2° SECONDO PRINCIPIO

COMPRESSORE ADIAB STAZ

$G(s_2 - s_1) = \Sigma_{irr\,12}$

$S_{irr\,12} = M_{fin}(\Delta s_{12})$

$\Delta s = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$

SERBATOIO NON STAZ ADIAB

$\Delta S + \Delta M(s_2) = \cancel{0} + S_{irr}$

$S_f - S_i + M_{fin}(s_2) = S_{irr}$

$M_{fin} s_f - \cancel{M_{in} s_i}$

$M_f(s_f - s_2) = S_{irr}$

$s_f - s_2 = c_p \ln\left(\frac{T_f}{T_2}\right) - \cancel{R \ln\left(\frac{p_f}{p_2}\right)}$

K: 2° PRINCIPIO

$S_{irr} = 0$ È ADIAB = ISOENTROPICO

SERBATOIO: 2° PRINCIPIO

$$\frac{dS}{dt} = \cancel{\frac{\Phi}{T}} + \Sigma_{\pm} G_S + \Sigma_{irr}$$

$$\int \frac{dS}{dt} = \int G(s_2) + \int \Sigma_{irr}$$

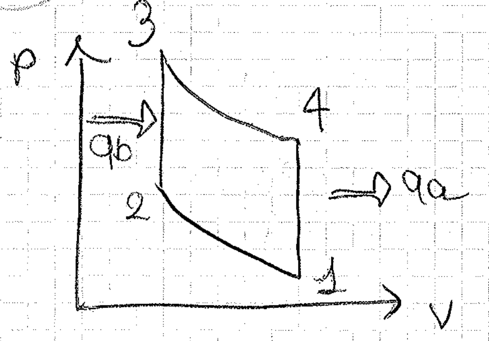
$$\Delta S = M_{fin} s_2 + S_{irr}$$

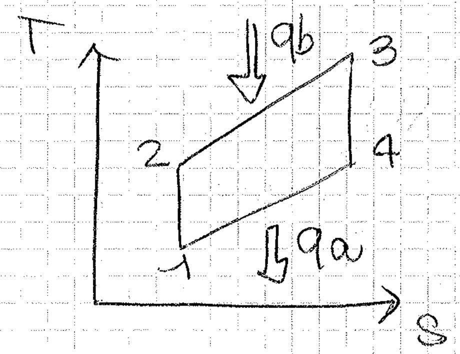
$$S_{irr} = S_{fin} - S_{in} - M_{fin} s_2 = M_{fin} s_{fin} - \cancel{M_{in} s_{in}} - M_{fin} s_2$$

$$S_{irr} = M_{fin}(s_{fin} - s_2) = M_{fin}\left[c_p \ln\left(\frac{T_{fin}}{T_2}\right) - R \ln\cancel{\left(\frac{p_{fin}}{p_2}\right)}\right]$$

$$S_{irr} = M_{fin} c_p \ln\left(\frac{T_{fin}}{T_2}\right) = 93 \ \frac{J}{K}$$

2) CICLO OTTO





$p_1 = 85\ kPa = 85'000\ Pa$

$T_1 = 288{,}15\ K$

$p_3 = 45\ bare$

$T_3 = 973{,}15\ K$

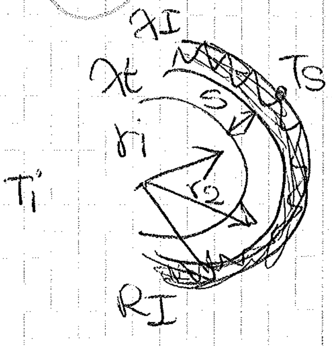
$l_n = ?\quad \eta = ?$

(12) ADIAB REV

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma - 1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_3}\right)^{\gamma - 1}$$

3



$\varphi_L\, max = 15\ W/m$ $\quad r_i = 0{,}004 m$

$R_I = ?$ $\quad s = 0{,}001 m$

$\lambda_t = 16\ W/mK$

$r_2 = r_i + s = 0{,}005 m$ | $T_S = 15°C = 288{,}15 K$

$T_i = 80 K = -193{,}15\ °C$

$\lambda_I = 0{,}03\ W/mK$

$$\varphi_L = \varphi_{SR}\, 2\pi R_I = \frac{(T_i - T_S)\, 2\pi}{\frac{1}{\lambda_t}\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{\lambda_I}\ln\left(\frac{R_I}{r_2}\right)}$$

laterale

con numeri

$(T_i - T_S)$

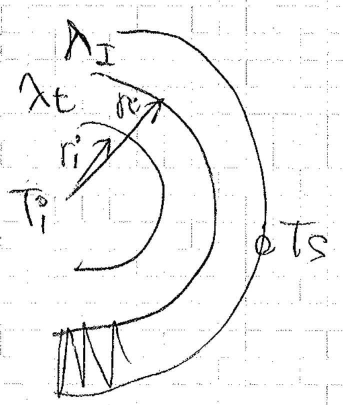
$$15\left(0{,}01394697 + \frac{1}{0{,}03}\ln\left(\frac{R_I}{r_2}\right)\right) = -\frac{208{,}15}{2\pi}$$

$$\frac{1}{0{,}03}\ln\left(\frac{R_I}{r_2}\right) = -87{,}2$$

$$\ln\left(\frac{R_I}{r_2}\right) = -2{,}6161$$

$$R_I = 3{,}654 \cdot 10^{-4} = 36{,}54 \cdot 10^{-3}\ m$$

$$R_I = 36{,}54\ mm$$



φ_L, T_S

nodale

$\rightarrow (T_S - T_i)$

$$15\left(0{,}013946972 + \frac{1}{0{,}03}\ln\left(\frac{R_I}{r_2}\right)\right) = +208{,}15\ 2\pi$$

$$\ln\left(\frac{R_I}{r_2}\right) = 2{,}61527$$

$$R_I = 0{,}06835\ m = 68{,}35\ m$$

$$\varphi_L = \frac{2\pi (T_S - T_i)}{\frac{1}{\lambda_I}\ln\frac{R}{r_e} + \frac{1}{\lambda_t}\ln\frac{r_e}{r_i}}$$

$$\frac{\varphi_L}{\lambda_I}\ln\left(\frac{R}{R_e}\right) = \left[2\pi(T_S - T_i) - \frac{\varphi_L}{\lambda_t}\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)\right]\frac{\lambda_I}{\varphi_L}$$

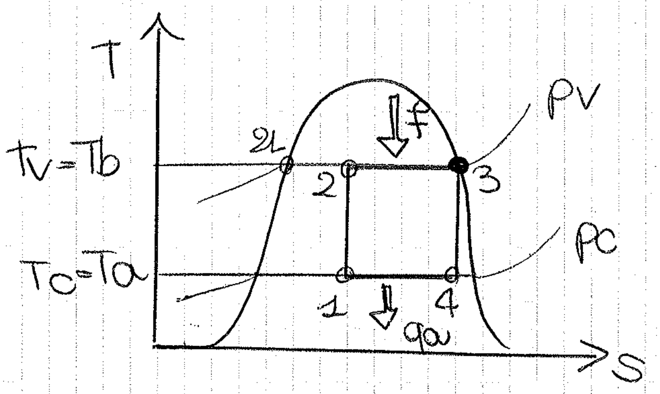
$$\frac{\lambda_I}{\varphi_L}2\pi(T_S - T_i) - \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)$$

$$\left(\frac{R}{R_e}\right) = e^{\left(\frac{\lambda_I}{\varphi_L}2\pi(T_S - T_i) - \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)\right)}$$

$$R = r_e\, e^{\left(\frac{\lambda_I}{\varphi_L}2\pi(T_S - T_i) - \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)\right)}$$

2 LUGLIO 2013

① CARNOT DIRETTO



H_2O

3 = SATURO

$f = 0{,}8\,q_b > 0$

q = CALORE LATENTE DI VAPORIZZAZIONE

$T_C = T_a = 50°C$

$\eta = ?$

$x_4 = ?$

$\eta = 0{,}3$

$$\eta = 1 - \frac{T_a}{T_b} \qquad -\eta + 1 = + \frac{T_a}{T_b} \qquad T_b = \frac{T_a}{1-\eta} = \overset{461{,}93\ K}{188{,}93°C}$$

$T_b = T_V$

$p_V = 12{,}1597$ bar

$v_{2L} = 0{,}0137$ m^3/kg

$v_{2V} = 0{,}1622$

$h_{2L} = 800{,}5792$ kJ/kg

$h_{2V} = 2783{,}044$

$s_{2L} = 2{,}2205$ $kJ/kg\,K$

$s_{2V} = 6{,}5159$

② ③

$p_2 = p_3 = p_V$

$v_{2V} = v_3 = 0{,}1622$

$h_{2V} = h_3 = 2783{,}044$

$s_{2V} = s_3 = 6{,}5159$

$T_a = T_C$

p_C

v_L

v_V

$\left.\begin{array}{l} h_L = \\ h_V = \end{array}\right\} h_4$

$s_L = s_{4L} = 0{,}7035$

$s_V = s_{4V} = 8{,}0776$

① ④

$p_1 = p_4 = p_C$

$s_4 = s_3 = 6{,}5159$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_{4L}}{s_{4V} - s_{4L}} = \frac{s_3 - s_{4L}}{s_{4V} - s_{4L}}$$

$x_4 = 0{,}788$

$q_b = h_{3V} - h_{2L} = 1982{,}4848$ kJ/kg → CICLO NORMALE

$f = 0{,}8\,q_b = 1586$ kJ/kg $= q_{23}$ → NOSTRO CICLO

(12) $l_{tc12} = h_1 - h_2$

(23) f

(34) $l_{te34} = h_3 - h_4 = h_{2V} - h_4 = \ldots$

(41) $q_a = h_1 - h_4$

SECONDO PRINCIPIO $\left.\cancel{\frac{dS}{dt}}\right|_{VC} + \Sigma \pm G_S = \cancel{\frac{\Phi}{T}} + \Sigma_{irr}$

$\Sigma_{irr} = -G_A S_A - G_B S_B + G_M S_M$

$$\underbrace{\cancel{\frac{dS}{dt}}}_{\text{STAZIONARIO}} = \underbrace{\cancel{\frac{\Phi}{T}}}_{\text{ADIAB}} + G_A S_A + G_B S_B - G_M S_M + \Sigma_{IRR}$$

$$\Sigma_{IRR} = G_M S_M - G_A S_A - G_B S_B$$

$$G_M = G_A + G_B = 121{,}081 + 100 = 221{,}081 \ \text{kg/h}$$

$$\Sigma_{IRR} = G_A(S_M - S_A) + G_B(S_M - S_B)$$

$$S_M - S_A = \cancel{c_p \ln \frac{T_M}{T_A}} - R_A \ln\left(\frac{P_{Af}}{P_A}\right) \rightarrow$$ anche se è isobaro considero le pressioni parziali finali

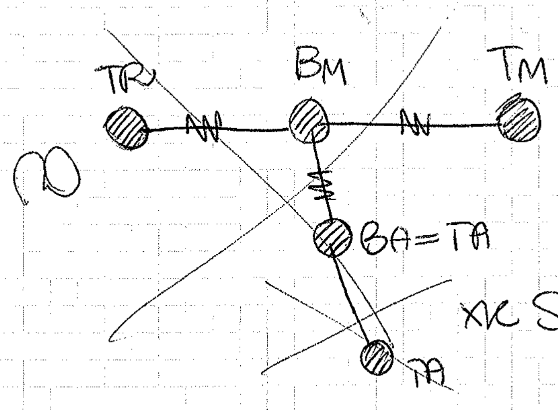
$$S_M - S_B = -R_B \ln\left(\frac{P_{Bf}}{P_B}\right)$$

$$\left.\begin{aligned} P_{Af} &= y_A P_A \\ P_{Bf} &= y_B P_B \end{aligned}\right\} \text{PRESSIONI PARZIALI}$$

$$\Sigma_{IRR} = \underbrace{-G_A R_A \ln(y_A)}_{+20{,}535} \underbrace{- G_B R_B \ln(y_B)}_{+168{,}33}$$

$$\Sigma_{irr} = 188{,}87 \cong 189 \ \frac{W}{K}$$

③ IRRADIAZIONE $\longrightarrow$ VEDO



$T_R = 120°C$
$T_M = 40°C$
$\varepsilon_M = 0{,}6$
$T_A = 0°C$

xk $S_A \gg S_M > S_R$

la % di flusso emesso da R che ricade su M è il 50%.

$\frac{S_M}{S_R} = 0{,}45$

FLUSSI RIFERITI A $S_R = ?$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

Cognome			Nome						
BIO ☐	ELT ☐	MTM ☐	Matricola						

Prova scritta - 19 luglio 2013

c	d	u

~~Es.1~~ (FOGLIO)

Un recipiente rigido contiene una miscela umida di vapor d'acqua alla pressione $p = 1 + \mathbf{u}/5 =$ ____ bar, di massa complessiva (liquido + vapore) $M = 10 + \mathbf{d} =$ ____ kg. Il recipiente è posto in un ambiente alla temperatura di 50 °C e dopo un certo intervallo di tempo raggiunge l'equilibrio termico con l'esterno. Supponendo che nella condizione iniziale la massa di vapore sia m volte quella di liquido ($m = 5 + \mathbf{c} =$ ___), determinare la quantità di calore Q scambiata con l'ambiente esterno.

Precisare su quali basi il processo possa essere ritenuto internamente reversibile e calcolare l'entropia generata per irreversibilità esterne.

RIVEDO CALCOLI x Sirr

$Q =$ -16,892 MJ	$S_{irr,ext} =$ 4,47 kJ/K

Q = -18 Sirr = 8,192

~~Es.2~~ esco da serbatoio

Una bombola di volume $V = 40 + 5\mathbf{u} =$ ____ litri contiene ossigeno ad elevata pressione, in equilibrio termico con l'ambiente esterno alla temperatura $Te = -10 + 2\mathbf{d} =$ ____ °C.

A causa di un difetto di tenuta della valvola di erogazione (teoricamente chiusa), la pressione all'interno della bombola diminuisce nel tempo di una quantità $\Delta p = 5 + \mathbf{c} =$ ____ bar. Con l'ipotesi di comportamento ideale della sostanza, supponendo il processo sufficientemente lento tale da poter ritenere il fluido interno costantemente in equilibrio termico con l'ambiente esterno, determinare la massa di gas fluita all'esterno e il calore scambiato nel caso si ipotizzi la bombola rigida.

XK $W_t = 0$ non agiscono sistemi meccanici

$Q = \Delta M\, Te\, (c_v + c_p)$

$\Delta M =$ 0,2923 kg	Q = -20 kJ

altro modo di gara

4-91,75

~~Es. 3~~

In uno scambiatore a correnti parallele entrano con disposizione controcorrente due fluidi con la medesima capacità termica della portata. Il fluido caldo entra nello scambiatore alla temperatura $T_{c,i} = 80 + 10\mathbf{u} =$ ____ °C, mentre quello freddo entra alla temperatura $T_{f,i} = 10 + \mathbf{d} =$ ____ °C.

Sapendo che il numero di unità di trasporto vale $NTU = 1 + \mathbf{c}/2 =$ ____, determinare le temperature di uscita dei fluidi.

Se per assurdo il numero di unità di trasporto tendesse ad infinito, a quale valore tenderebbe la differenza di temperatura tra i due fluidi lungo lo scambiatore?

$T_{c,u} =$ 45 °C	$T_{f,u} =$ 45 °C

$NTU \to \infty \quad \varepsilon \to 1$

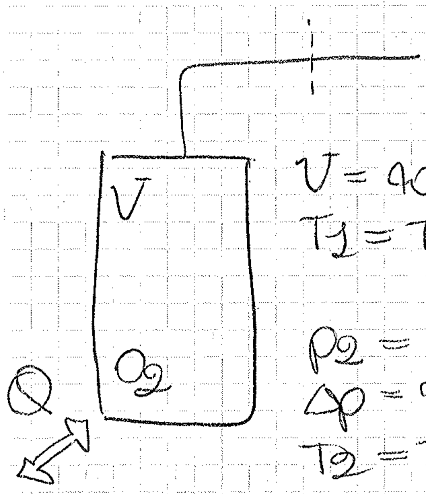
(12) 2° principio sistemi chiusi

$$dS = \frac{dQ}{T} + dS_{irr}$$

$$\Delta S = \frac{Q}{T} + S_{irr}$$

$$S_{irr} = \Delta S - \frac{Q}{T_2} = M_T\left[s_2 - s_1\right] - \frac{Q}{T_2} = M_T(\overset{-17}{s_2 - s_1}) + 52 = 4{,}584$$

(2) Bombola + valvola esce.



$V = 40\,l = 0{,}04\,m^3$ $\qquad M_1\ p_1$

$T_1 = T_e = -10°C = 263{,}15\,K$

$p_2 = p_1 - \Delta p \qquad M_2$

$\Delta p = 5\,bar$

$T_2 = T_1$

O_2
$\bar{M} = 32$
$R = 260$
$\gamma = 1{,}4$
$c_v = 649{,}53$
$c_p = 909{,}3$

$M_{uscita} = ? \qquad \Delta M = M_2 - M_1$

$Q = ?$

$$\Delta M = M_2 - M_1 = \frac{p_2 V}{R T_2} - \frac{p_1 V}{R T_1} = \frac{V}{R T_1}(p_2 - p_1) = \frac{V}{R T_1}\Delta p$$

$$\Delta M = 0{,}2923\ Kg$$

1° principio sistemi aperti

$$\Phi - W_t = \left[\frac{dU}{dt}\right]_{VC} + \Sigma_J \pm G h$$

se $W_t = 0$ o no $\qquad$ SI!

19 LUGLIO 2013

(1)

CHIUSO
RIGIDO

T_e | V, VU., p_1 | $\Updownarrow Q = ?$

(1)

$p_1 = 1\,bar$

V_{1L}
V_{1V}
h_{1L}
h_{1V}
S_{1L}
S_{1V}

$$\begin{cases} M_T = 10\,kg = M_L + M_G \\ M_V = 5 M_L \end{cases}$$

(2)

$T_e = 50°C$

V_{2L}
V_{2V}
h_{2L}
h_{2V}
S_{2L}
S_{2V}

$$\begin{cases} M_T = M_V + M_L \\ M_V = 5 M_L \end{cases} \rightarrow \begin{matrix} M_V \\ M_L \end{matrix} \qquad x = \frac{M_V}{M_{TOT}}$$

v_1
h_1
s_1
u_1

$v_1 = v_2 \qquad x_2 = \frac{v_2 - v_{2L}}{v_{2V} - v_{2L}}$

h_2

u_2

s_2

PRIMO PRINCIPIO

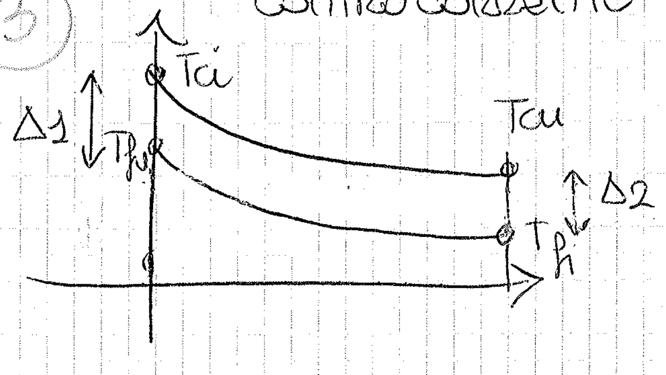
$q - \cancel{l_i} = \Delta u \qquad q = u_2 - u_1 \qquad Q = M(u_2 - u_1)$

SECONDO PRINCIPIO

$\Delta S - \frac{Q}{T_e} = S_{irr} = M(s_2 - s_1) - \frac{Q}{T_e}$

3

CONTROCORRENTE



$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 1$

$C_c = C_F \quad C_{min} = C_{max}$

$T_{ci} = 80°C = 353,15\,K \quad T_{cu} = ?$

$T_{fi} = 10°C = 283,15\,K \quad T_{fu} = ?$

$NTU = 1$

se $NTU \to \infty \quad \Delta \to ?$

$M = 0$

$|\Phi_c = G(T_{ci} - T_{cu})$

$\Phi_f = G(T_{fu} - T_{fi}) \qquad T_{ci} - T_{cu} = T_{fu} - T_{fi}$

$NTU = 1 \qquad \varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} = 0,5$

$\varepsilon = \frac{T_{ci} - T_{cu}}{T_{ci} - T_{fi}} \qquad\qquad \varepsilon = \frac{T_{fu} - T_{fi}}{T_{ci} - T_{fi}}$

$\varepsilon T_{ci} - \varepsilon T_{fi} - T_{ci} = -T_{cu} \qquad T_{fu} = T_{fi} + \varepsilon T_{ci} - \varepsilon T_{fi}$

$T_{cu} = T_{ci} + \varepsilon T_{fi} - \varepsilon T_{ci} \qquad T_{fu} = 318,15\,K = 45°C$

$T_{cu} = 318,15\,K = 45°C$

$T_{fu} = T_{ci} - T_{cu} + T_{fi} = T_{cu}$

$\boxed{\text{se } NTU \to \infty \quad \varepsilon \to 1}$

$\cancel{T_{ci}} - T_{cu} = \cancel{T_{ci}} - T_{fi} \qquad\qquad T_{fu} - \cancel{T_{fi}} = T_{ci} - \cancel{T_{fi}}$

$T_{cu} = T_{fi} \qquad\qquad T_{fu} = T_{ci}$

$\Delta_2 = 0 \qquad\qquad \Delta_1 = 0$