



Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 2259A

ANNO: 2017

A P P U N T I

STUDENTE: Sobrero Giovanni

**MATERIA: Termodinamica Applicata e Trasmissione del Calore -
Prof. Santarelli**

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

(Prof. Massimo Santarelli)

Programma

APPRELLI : (21 GIUGNO)
(09 LUGLIO)

TERMODINAMICA

9.5 ORE:

Scopo della Termodinamica. Definizioni fondamentali: Grandezze primitive e derivate. Coordinate termodinamiche, stato ed equazioni di stato. Processi e trasformazioni. Processi diretti ed inversi e ciclici. La temperatura: definizione e cenni di termometria. Grandezze funzione di trasformazione: Calore e flusso termico. Lavoro e potenza. Forze di superficie e di massa e interne. L'equazione dell'energia meccanica. Calorimetria: Trasformazioni di fluidi omogenei semplici. L'adiabatica. Applicazione ai gas ideali.

12 ORE:

Il primo principio della Termodinamica: Enunciato. Energia interna ed Entalpia. L'entalpia generalizzata. Il secondo principio della Termodinamica: Macchine termiche e rendimento. Le irreversibilità. L'enunciato fondamentale nella forma della disuguaglianza di Plank. Il ciclo ed il teorema di Carnot. L'equazione di Clapeyron. Processi reversibili. Entropia. Rendimento massimo di un ciclo. Il teorema del massimo rendimento e il lavoro massimo. Il primo principio per i sistemi aperti. Il secondo principio per i sistemi aperti. I sistemi aperti: Descrizione lagrangiana ed euleriana. La portata di massa. Conservazione della massa e della quantità di moto, primo e secondo principio della Termodinamica. L'equazione di Bernoulli.

4.5 ORE:

Motori a gas: I cicli ideali di Carnot, Otto, Diesel, Joule.

6 ORE:

I sistemi polifasi: I cambiamenti di stato e le trasformazioni liquido-vapore. Definizioni ed equazioni fondamentali. Il titolo. L'equazione di Clapeyron.

Motori a vapore: I cicli termodinamici a vapore di Carnot, Hirn e Rankine, e loro rappresentazioni nei piani p-v, T-s e h-s. Il rendimento del ciclo Rankine. Surriscaldamenti e rigenerazione. I gas reali: equazioni di stato.

4.5 ORE:

Macchine frigorifere e pompe di calore: Fluidi con attrito ed effetto Joule-Thomson nella trafilazione isoentalpica. I cicli inversi. Definizioni. L'efficienza o COP. Il diagramma h-log p. Cicli di macchine frigorifere a compressione di vapore con compressione semplice e multistadio.

3 ORE

Psicrometria: miscele ideali di gas ideali, grandezze psicrometriche, diagramma di Mollier dell'aria umida, trasformazioni aria umida.

TRASMISSIONE DEL CALORE

6 ORE:

Introduzione alla trasmissione del calore. Rappresentazioni continue e discrete. I modi dello scambio termico. La conduzione: L'equazione fondamentale con le condizioni al contorno. La relazione di Fourier. Fenomenologia e conduttività termica. Applicazioni.

7.5 ORE:

Moto dei fluidi e convezione: Viscosità. Moto laminare e turbolento e numero di Reynolds. Interazioni fluido-parete e strato limite di velocità e temperatura su lastre piane e nei condotti. La convezione e l'equazione di Newton. I numeri adimensionali. Convezione forzata in lastra piana. Lo scambio termico nei condotti. Relazioni adimensionali per la convezione forzata. Convezione naturale e relazioni adimensionali in lastra piana.

3 ORE:

Scambiatori di calore: Classificazione e caratteristiche costruttive. Calcolo degli scambiatori a superficie. Bilanci di energia e flussi termici. Andamento della temperatura dei fluidi negli scambiatori a tubi coassiali. Efficienza.

3 ORE:

Irraggiamento: Definizioni e grandezze caratteristiche. Il corpo nero. Le leggi di Stefan-Boltzmann e Wien. I corpi reali e le leggi di Kirchhoff. Scambio di energia radiante tra corpi neri. I fattori di forma. L'analogia elettrica.

Criteri, regole e procedure per l'esame

L'esame è costituito da una prova scritta, nel quale si richiede di risolvere alcuni esercizi numerici, e da un colloquio orale sugli argomenti del programma dell'insegnamento.

Per accedere al colloquio orale occorre aver ottenuto un punteggio di almeno 16/30 nella prova scritta ed esibire le relazioni sulle esercitazioni di calcolo, e quelle sulle esercitazioni di laboratorio svolte durante l'insegnamento, sulle quali è possibile che siano richiesti chiarimenti e precisazioni.

Programma

TERMODINAMICA

9.5 ORE:

Scopo della Termodinamica. Definizioni fondamentali: Grandezze primitive e derivate. Coordinate termodinamiche, stato ed equazioni di stato. Processi e trasformazioni. Processi diretti ed inversi e ciclici. La temperatura: definizione e cenni di termometria. Grandezze funzione di trasformazione: Calore e flusso termico. Lavoro e potenza. Forze di superficie e di massa e interne. L'equazione dell'energia meccanica. Calorimetria: Trasformazioni di fluidi omogenei semplici. L'adiabatica. Applicazione ai gas ideali.

12 ORE:

Il primo principio della Termodinamica: Enunciato. Energia interna ed Entalpia. L'entalpia generalizzata. Il secondo principio della Termodinamica: Macchine termiche e rendimento. Le irreversibilità. L'enunciato fondamentale nella forma della diseuguaglianza di Plank. Il ciclo ed il teorema di Carnot. L'equazione di Clapeyron. Processi reversibili. Entropia. Rendimento massimo di un ciclo. Il teorema del massimo rendimento e il lavoro massimo. Il primo principio per i sistemi aperti. Il secondo principio per i sistemi aperti. I sistemi aperti: Descrizione lagrangiana ed euleriana. La portata di massa. Conservazione della massa e della quantità di moto, primo e secondo principio della Termodinamica. L'equazione di Bernoulli.

4.5 ORE:

Motori a gas: I cicli ideali di Carnot, Otto, Diesel, Joule.

6 ORE:

I sistemi polifasi: I cambiamenti di stato e le trasformazioni liquido-vapore. Definizioni ed equazioni fondamentali. Il titolo. L'equazione di Clapeyron.

Motori a vapore: I cicli termodinamici a vapore di Carnot, Hirn e Rankine, e loro rappresentazioni nei piani p-v, T-s e h-s. Il rendimento del ciclo Rankine. Surriscaldamenti e rigenerazione. I gas reali: equazioni di stato.

4.5 ORE:

Macchine frigorifere e pompe di calore: Fluidi con attrito ed effetto Joule-Thomson nella trafilazione isoentalpica. I cicli inversi. Definizioni. L'efficienza o COP. Il diagramma h-log p. Cicli di macchine frigorifere a compressione di vapore con compressione semplice e multistadio.

3 ORE

Psicrometria: miscele ideali di gas ideali, grandezze psicrometriche, diagramma di Mollier dell'aria umida, trasformazioni aria umida.

TRASMISSIONE DEL CALORE

6 ORE:

Introduzione alla trasmissione del calore. Rappresentazioni continue e discrete. I modi dello scambio termico. La conduzione: L'equazione fondamentale con le condizioni al contorno. La relazione di Fourier. Fenomenologia e conduttività termica. Applicazioni.

7.5 ORE:

Moto dei fluidi e convezione: Viscosità. Moto laminare e turbolento e numero di Reynolds. Interazioni fluido-parete e strato limite di velocità e temperatura su lastre piane e nei condotti. La convezione e l'equazione di Newton. I numeri adimensionali. Convezione forzata in lastra piana. Lo scambio termico nei condotti. Relazioni adimensionali per la convezione forzata. Convezione naturale e relazioni adimensionali in lastra piana.

3 ORE:

Scambiatori di calore: Classificazione e caratteristiche costruttive. Calcolo degli scambiatori a superficie. Bilanci di energia e flussi termici. Andamento della temperatura dei fluidi negli scambiatori a tubi coassiali. Efficienza.

3 ORE:

Irraggiamento: Definizioni e grandezze caratteristiche. Il corpo nero. Le leggi di Stefan-Boltzmann e Wien. I corpi reali e le leggi di Kirchhoff. Scambio di energia radiante tra corpi neri. I fattori di forma. L'analogia elettrica.

Criteri, regole e procedure per l'esame

L'esame è costituito da una prova scritta, nel quale si richiede di risolvere alcuni esercizi numerici, e da un colloquio orale sugli argomenti del programma del corso.

Per accedere al colloquio orale occorre aver ottenuto un punteggio di almeno 16/30 nella prova scritta ed esibire le relazioni sulle esercitazioni di calcolo, e quelle sulle esercitazioni di laboratorio svolte durante il corso, sulle quali è possibile che siano richiesti chiarimenti e precisazioni.

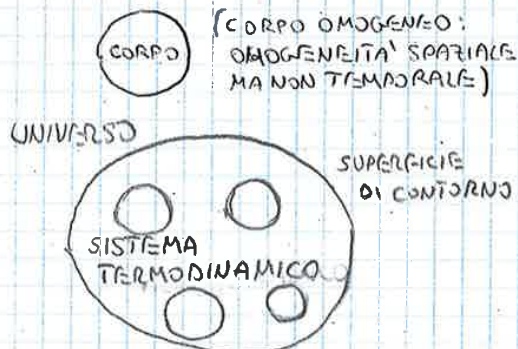
TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

PROF. MASSIMO SANTARELLI (VIDEO LEZIONI ONLINE)

(LEZIONE N° 1)

ESERCITATORE: SEBASTIANO CARUSO

LIBRO ESERCIZI: GREGORIO BOFFA



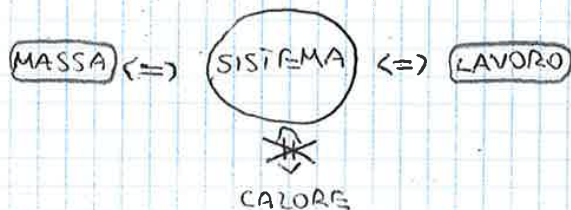
① SISTEMA APERTO (ESSENZ. LEGATO ALLA POSSIBILITÀ DI SCAMBIARE MASSA)



② SISTEMA CHIUSO (NON PUÒ SCAMBIARE MASSA)



③ SISTEMA ADIABATICO (NON PUÒ SCAMBIARE CALORE)



④ SISTEMA CON SUPERFICIE DI CONTORNO INDEFORMABILE (NON PUÒ SCAMBIARE LAVORO)



⑤ SISTEMA ISOLATO (PER DEFINIZIONE L'UNIVERSO) (NESSUNO SCAMBIO)



PROCESSO COMPOSTO (SI PUÒ GENERALIZZARE PIÙ PROCESSI IN UN UNICO PROCESSO)

$P = P_1 \rightarrow P_2$

$P_1 = T_1(t_{1,1}, t_{1,2})$

$P_2 = T_2(t_{2,1}, t_{2,2})$

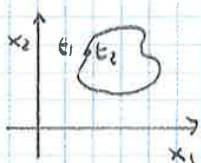
P PROCESSO COMPOSTO DI P1 E P2 SE:

$x_1(t_{1,2}) = x_2(t_{2,1})$

PROCESSO CICLICO (CICLO TERMODINAMICO) (BASE DEL FUNZIONAMENTO DI UNA MACC)

INTERVALLO $T(t_1, t_2)$

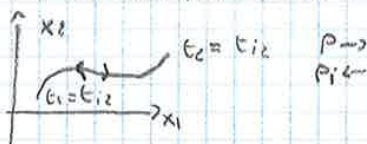
$x(t_1) = x(t_2)$



PROCESSO INVERSO

$P_1(t_{1,1}, t_{1,2})$ È INVERSO DI $P(t_1, t_2)$

- 1) I DUE PROCESSI SI SVOLGONO NELLO STESSO INTERVALLO DI TEMPO
- 2) $x(t_1) = x_1(t_{1,1}, t_2)$
 $x(t_2) = x_1(t_1, t_2)$
- 3) EGUALIANZA DEGLI STATI TD È ASSICURATA IN OGNI PUNTO INTERNO DEL PROCESSO, PARTENDO DA t_1 PER P E RETROCEDENDO DA t_2 PER P1



GRANDEZZE CHE DIPENDONO DAL PROCESSO

NON SONO FUNZIONI DI STATO E QUINDI FUNZIONI DEL TEMPO

NON ASSOCIABILI A UN INTERVALLO DI TEMPO

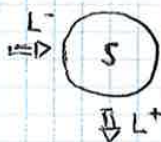
SONO GRANDEZZE CHE SONO DEFINIBILI COME ASSOCIABILI NON A UNO STATO DEL SISTEMA (A UN CERTO TEMPO t) MA A UN PROCESSO NELLA SUA INTERENZA SONO AZIONI

NB: NON SONO UTILIZZABILI LE REGOLE DEL CALCOLO DIFFERENZIALE ALLE AZIONI.

AZIONI (FUNZIONI DEL PROCESSO E NON DELLO STATO TERMODINAMICO) :

- 1) LAVORO $L = L(P)$
- 2) CALORE $Q = Q(P)$
- 3) FUNZIONE DI ACCUMULO Qa (NON UTILIZZATA NEL CORSO)

CONVENZIONI DI SEGNO:



LAVORO FATTO DAL SISTEMA ALL'ESTERNO = POSITIVO

LAVORO FATTO DALL'ESTERNO VERSO IL SISTEMA = NEGATIVO

TRE SISTEMI DI FORZE:

- 1) FORZE DI SUPERFICIE
- 2) FORZE DI CAMPO (O A DISTANZA)
- 3) FORZE INTERNE

① FORZE DI SUPERFICIE

FORZE SCAMBIATE TRA SISTEMA ED ESTERNO ATTRAVERSO UN CONTATTO SUPERFICIALE (CIOE' ATTRAVERSO LA SUP. DI CONTOURNO DEL SISTEMA)

-> RAGGIUNGIMENTO DELL'EQUILIBRIO TERMICO



PRINCIPIO DI AZIONE-REAZIONE:

$F_{ES}^S + F_{SE}^S = 0$ = DI SUPERFICIE

NON: $F_{ES}^S(P) + F_{SE}^S(P) = 0$

LA FORZA NON HA NIENTE A CHE VERENE CON IL PROCESSO



N_{ES}^S COMPONENTE UTILE (-> LAVORO UTILIZZABILE)

T_{ES}^S (-> LAVORO DISSIPATO IN FORMA D'ATTRITO)

SE SI HA LO SPOSTAMENTO DEL PUNTO D'APPLICAZIONE DELLA FORZA, ENTRAMBE LE COMPONENTI FANNO LAVORO, MA LA COMPONENTE UTILIZZABILE E' ASSOCIATA ALLA COMPONENTE NORMALE DELLA FORZA, MENTRE LA COMPONENTE TANGENZIALE DISSIPAVA LAVORO IN FORMA D'ATTRITO.

BILANCIO DI LAVORO:

$L_{ES}^S(P) + L_{SE}^S(P) = 0$ (AUTOEQUILIBRANTE)

BILANCIO DI POTENZA:

$W_{ES}^S(t) + W_{SE}^S(t) = 0$ (AUTOEQUILIBRANTE)

② FORZE DI CAMPO (O A DISTANZA)

FORZE SCAMBIATE TRA SISTEMA ED ESTERNO NON ATTRAVERSO UN CONTATTO SUP.

ESEMPIO: UN SISTEMA IN UN LIQUIDO; PRINCIPIO DI AZIONE E REAZIONE:

$F_{ES}^d + F_{SE}^d = 0$ = A DISTANZA

NON $F_{ES}^d(P) + F_{SE}^d(P) = 0$

BILANCIO DI LAVORO:

$L_{ES}^d(P) + L_{SE}^d(P) = 0$ (AUTOEQUILIBRANTE)

LA FORZA NON HA NIENTE A CHE VERENE CON IL PROCESSO

BILANCIO DI POTENZA:

$W_{ES}^d(t) + W_{SE}^d(t) = 0$ (AUTOEQUILIBRANTE)

NEL CASO DI FLUIDI OMOGENEI LINEARI SI INTRODUCE IL CONCETTO DI:

PRESSIONE INTERNA

P_i È EQUIVALENTE ALLA COMPONENTE NORMALE DELLO STATO TENSIONALE INTERNO

$$F_i(t) = \int_A P_i(t) m dA$$

dA SUP. INFINITESIMA INTERNA AL CORPO

m VERT. NORMALE ALLA SUP. dA

SE SI HA UNO SPOSTAMENTO DEL PUNTO D'APPLICAZIONE DELLA FORZA INTERNA F_i CON VELOCITÀ v , È POSSIBILE DEFINIRE LA POTENZA INTERNA GENERATA DALLA PRESSIONE INTERNA P_i COME: $w(t) = P_i(t) \cdot v(t)$

$$W_i(t) = \int_A P_i(t) m \wedge v(t) dA, \quad v(t) \text{ VELOCITÀ}$$

NB! NELL'IPOTESI DI CORPO OMOGENEO (E LINEARE IN QUESTO CASO PARTICOLARE):

$$W_i(t) = P_i(t) \int_A m \wedge v(t) dA, \quad v(t) \text{ VELOCITÀ}$$

VARIAZIONE DI VOLUME L'UNITÀ DI TEMPO:

(LEZIONE N° 4)

$$\frac{dV(t)}{dt} = \int_A m \wedge v(t) dA, \quad v(t) \text{ VELOCITÀ}$$

⇒ IN CONCLUSIONE:

$$W_i(t) = P_i(t) \frac{dV(t)}{dt} \quad \text{RELAZIONE FONDAMENTALE}$$

VALIDO PER: FLUIDI OMOGENEI LINEARI

$$L_i(P) = \int_{\tau} W_i(t) dt$$

QUINDI:

$$L_i(P) = \int_{\tau} P_i(t) \frac{dV(t)}{dt} dt$$

SE È NOTA L'EQUAZIONE DI STATO DEL FLUIDO OMOGENEO LINEARE:

$$P_i = P_i(V, T), \quad V \text{ VOLUME}; T \text{ TEMPERATURA}$$

NB: SE L'EQUAZIONE DI STATO NON PRESENTA DISCONTINUITÀ E PUNTI SINGOLARI:

POSSIAMO PASSARE DA INTEGRALE RISPETTO AL TEMPO A INTEGRALE RISPETTO ALLA TRASFORMAZIONE:

$$L_i(P) = \int_T P_i(V, T) dV, \quad T \text{ TRASFORMAZIONE ASSOCIATA A PROCESSO } P$$

NEL CASO DI FLUIDI OMOGENEI NON LINEARI:

LA QUOTA DI CALORO ASSOCIATA ALLE COMPONENTI TANGENZIALI DELLO STATO TENSIONALE INTERNO (CHE NON È ASSOCIATA A UNA VARIAZIONE DI VOLUME) COME UNA COMPONENTE DI ATTRITO INTERNO.

IL VALORE DELLA COMPONENTE DI ATTRITO INTERNO È PER DEFINIZIONE MAGGIORE O UGUALE A ZERO

$$L_a(P) \geq 0 \quad (L_a(P) = 0 \text{ FLUIDI OMOG. LINEARI}) \quad W_a(t) \geq 0$$

• $L_e(P) = \int_{\gamma} P_i dV - L_o(P) - L_{a_i}(P) - \Delta E_p - \Delta E_c$

SE: $L_o(P) = 0$
 $\Delta E_p = 0$
 $\Delta E_c = 0$ } QUESTA CONDIZIONE
 SPRESSO VALE
 IN TERMODINAMICA

$L_e(P) = \int_{\gamma} P_i dV - L_{a_i}(P)$

SE NON CI SONO ATRITI INTERNI ($L_{a_i}(P)$):

$L_e(P) = \int_{\gamma} P_i dV$ LAVORO TECNICO

SE $dV = 0 \Rightarrow L_e(P) = 0$

RITORNANDO A PARLARE IN TERMINI DI POTENZA

• $W_e(t) = P_i(t) \frac{dV(t)}{dt} - W_o(t) - \frac{dE_p(t)}{dt} - \frac{dE_c(t)}{dt} - W_{a_i}(t)$

SE: $W_o(t) = 0$
 $\frac{dE_p(t)}{dt} = 0$
 $\frac{dE_c(t)}{dt} = 0$ } CONDIZIONE
 SOLITA IN
 TERMODINAMICA

$W_e(t) = P_i(t) \frac{dV(t)}{dt} - W_{a_i}(t)$

SE NON CI SONO ATRITI INTERNI: ($W_{a_i}(t) = 0$)

$W_e(t) = P_i(t) \frac{dV(t)}{dt}$ POTENZA TECNICA

$\tilde{e} = dW = P dV$ FORMA DIFFERENZIALE
 PER VOLUME MASSICO

(LEZIONE N° 5)

LAVORO SPECIFICO (O MASSICO):

PER UNITA' DI MASSA

$l(P) = \frac{L(P)}{M}$, M = MASSA DEL SISTEMA $\left[\frac{J}{kg} \right]$

VOLUME SPECIFICO (O MASSICO):

PER UNITA' DI MASSA

$v = \frac{V}{M}$, V = VOLUME, M = MASSA $\left[\frac{m^3}{kg} \right]$

GRANDZZZE TERMODINAMICHE INDIPENDENTI (SEMPRE NELLA TRIADE (P, V, T)):

PRESSIONE P
TEMPERATURA T } NON PIÙ V, T

DEVO QUINDI CONOSCERE E UTILIZZARE EQUAZIONI DI STATO SCRITTE IN FUNZIONE DI P

PER ESEMPIO $V = V(P, T)$

CALCOLO DEL LAVORO E DEL CALORE SCAMBIATI TRA ESTERNO E SISTEMA:

$\rightarrow W(t) = A_p \frac{dP}{dt} + A_T \frac{dT}{dt}$ POTENZA (\rightarrow LAVORO)

$\rightarrow Q(t) = \lambda_p \frac{dP}{dt} + C_p \frac{dT}{dt}$ FLUSSO (\rightarrow CALORE)

(A) $\begin{cases} A_p = A_p(P, T) \\ A_T = A_T(P, T) \end{cases}$ COEFFICIENTI MECCANICI

NOTE COME EQUAZIONI DI STATO

(B) $\begin{cases} \lambda_p = \lambda_p(P, T) \\ C_p = C_p(P, T) \end{cases}$ COEFFICIENTI CALORIMETRICI

(A) ESPRESSIONE DEI COEFF. MECCANICI:

$A_p = P \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T$ $A_T = k$

$A_T = P \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_V$ $A_V = k$

DA CUI:

$L(P) = \int_T (A_p dP + A_T dT) = \int_T \left(P \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T dP + P \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P dT \right)$

RIASSUMENDO:

CALCOLO DEL LAVORO: DUE POSSIBILITÀ, A SECONDA DELLA SCELTA DELLA COPPIA DI GRANDZZZE DI STATO INDIPENDENTI:

• V, T : $L(P) = \int_T P(V, T) dV$

PORTANDO ALLO STESSO RISULTATO

• P, T : $L(P) = \int_T \left(P \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T dP + P \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P dT \right)$

NOTA: $\lambda_V = T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V = P$
 $C_V = C_V(T)$ È FUNZIONE SOLO DELLA T. È PROPRIO DEI GAS

(B) ESPRESSIONE DEI COEFFICIENTI CALORIMETRICI

$\lambda_p = \lambda_V \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T$

$C_p = C_V - \lambda_V \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T$

DA CUI:

$Q(P) = \int_T (\lambda_p dP + C_p dT) = \int_T \left[\lambda_V \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T dP + \left(C_V - \lambda_V \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T dT \right) \right]$

$dQ = \frac{dQ}{M} \left[\frac{J}{kg} \right]$

$dQ = \lambda_p dP + C_p dT$, λ_p CALORE LATENTE RISPETTO LA PRESSIONE PER UNITÀ DI MASSA
 C_p CALORE SPECIFICO A PRESSIONE COSTANTE

CALORE LATENTE RISPETTO LA PRESSIONE ($A_T = k$) È UNA GRANDZZZA ESTENSIVA; POSSO DEFINIRE: $\lambda_p = \frac{\lambda_p}{M} \left[\frac{m^3}{kg} \right]$ CALORE LAT. RISP. LA PRESS. PER UNITÀ DI MASSA

CAPACITÀ TEAMICA A PRESSIONE COSTANTE $\left[\frac{J}{K} \right]$ POSSO DEFINIRE: $C_p = \frac{C_p}{M} \left[\frac{J}{kgK} \right]$ CALORE SPECIFICO A P = K

DALLA TEORIA CINETICA DEI GAS, SI RICAVANO LE SEGUENTI ESPRESSIONI PER I CALORI SPECIFICI A PRESSIONE E VOLUME COSTANTE.

N° ATOMI PER MOLECOLOLA	$C_p [J/kgm]$	$C_v [J/kgm]$	$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$	ESPOSIZIONE DELLA ESPRESSIONE ADIABATICA
1	$\frac{5}{2} R^*$	$\frac{3}{2} R^*$	$\frac{5}{3}$	MOLECOLOLA MONOATOMICA
2	$\frac{7}{2} R^*$	$\frac{5}{2} R^*$	$\frac{7}{5}$	MOLECOLOLA BIATOMICA
3	$4 R^*$	$3 R^*$	$\frac{4}{3}$	MOLECOLOLA TRIATOMICA
$n > 3$	$C_p = C_p(T)$	$C_v = C_v(T)$	$\gamma = \gamma(T)$	

PER I GAS REALI: LA MOLECOLOLA NON È PUNTIIFORME MA HA UN SUO VOLUME

$$p = \frac{R^* T}{(v-b)} - \frac{a}{v^2}$$

EQUAZIONE DI STATO DI VAN DER WAALS

a, b DIPENDONO DALLA SPECIE CHIMICA E IN PARTICOLARE DA T_K TEMPERATURA CRITICA E DA P_K PRESSIONE CRITICA

$$a = \frac{27(R^* T_K)^2}{64 P_K} ; b = \frac{R^* T_K}{8 P_K}$$

RELAZIONI DI CALCOLO PER IL CALORE: DUE FORME DI RELAZIONI DI CALCOLO

UTILIZZABILI; (IN FORMA DI CALORE PER UNITÀ DI MASSA) (PER I GAS IDEALI $\lambda_v = p$; $\lambda_p = -v$)

$$1) q = \int_T (2v dv + c_v dT) = \int_T (p dv + c_v dT) \quad (v, T) \quad (Q = qM)$$

$$2) q = \int_T (\lambda_p dp + c_p dT) = \int_T (-v dp + c_p dT) \quad (p, T)$$

RELAZIONI DI CALCOLO PER IL LAVORO: DUE FORME DI RELAZIONI DI CALCOLO

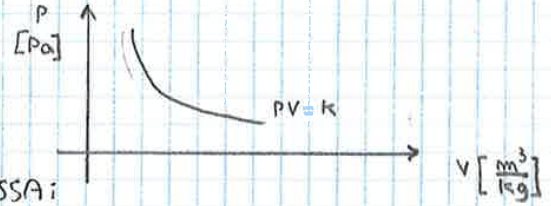
UTILIZZABILI; (IN FORMA DI LAVORO PER UNITÀ DI MASSA)

$$1) l(p) = \int_T p dv = \int_T \frac{R^* T}{v} dv = R^* \int_T T \frac{dv}{v} \quad (v, T) \quad (L = lM)$$

$$2) l(p) = \int_T (p \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T dp + p \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dT) = \int_T (-v dp + R^* dT) \quad (p, T)$$

3) ISOTERMA: TRASFORMAZIONE A TEMPERATURA COSTANTE

$$\begin{cases} T(t) = K, \forall t \\ T_1 = T_2 = \bar{T} = K \\ dT = 0 \end{cases}$$



→ CALCOLO DEL LAVORO PER UNITÀ DI MASSA:

LAVORO: $l(p) = \int_{T_1}^{T_2} p \, dV = \int_{T_1}^{T_2} \frac{R^* \cdot T}{V} \, dV = R^* \cdot T \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = R^* \cdot T \cdot \rho_m \left(\frac{V_2}{V_1} \right)$

• [NELL'ISOTERMA VALE: $p_1 V_1 = p_2 V_2$ (IN QUANTO $T_1 = \frac{p_1 V_1}{mR} = \frac{p_2 V_2}{mR} = T_2$)]

CONSIDERANDO LA SECONDA ESPRESSIONE DEL LAVORO:

$$l(p) = \int_{T_1}^{T_2} (-v \, dp + R^* \, dT) \stackrel{dT=0}{=} \int_{T_1}^{T_2} -v \, dp = \int_{T_1}^{T_2} -\frac{R^* \cdot T}{p} \, dp = -R^* \cdot T \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = R^* \cdot T \cdot \rho_m \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$$

→ CALCOLO DEL CALORE PER UNITÀ DI MASSA:

CALORE: $q(p) = \int_{T_1}^{T_2} (p \, dV + c_v \, dT) = \int_{T_1}^{T_2} p \cdot dV = \int_{T_1}^{T_2} \frac{R^* \cdot T}{V} \, dV = R^* \cdot T \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = R^* \cdot T \cdot \rho_m \left(\frac{V_2}{V_1} \right)$

CONSIDERANDO LA SECONDA ESPRESSIONE DEL CALORE:

$$q(p) = \int_{T_1}^{T_2} (-v \, dp + c_p \, dT) = \int_{T_1}^{T_2} -v \, dp = -R^* \cdot T \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = R^* \cdot T \cdot \rho_m \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$$

NOTA: ISOTERMA - GAS IDEALI, VALE:

• $l(p) = q(p)$

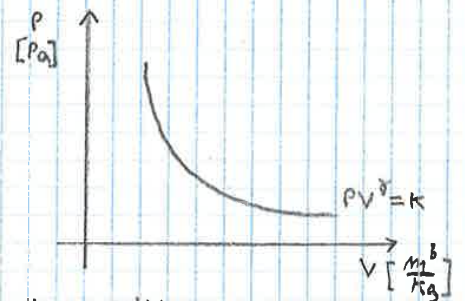
4) ADIABATICA: TRASFORMAZIONE SENZA SCAMBIO DI CALORE TRA SISTEMA E A.E.

$\phi(t) = 0, \forall t \Rightarrow Q(p) = 0$

$\phi(t) = \frac{\Phi(t)}{M}$

• $\phi(t) = \lambda_v \frac{dv}{dt} + c_v \frac{dT}{dt} = 0 = p \frac{dv}{dt} + c_v \frac{dT}{dt} = 0$

• $\phi(t) = \lambda_p \frac{dp}{dt} + c_p \frac{dT}{dt} = 0 = -v \frac{dp}{dt} + c_p \frac{dT}{dt} = 0$



$-v \frac{dp}{dt} + c_p \left(-\frac{p}{c_v} \frac{dv}{dt} \right) = 0$ POICHE' DALL'ESPRESS. 1 $dT = -\frac{p \, dv}{c_v}$

$-v \frac{dp}{dt} - \frac{c_p}{c_v} p \frac{dv}{dt} = 0 \cdot \frac{dt}{v \, p}$

$\frac{dp}{p} + \frac{c_p}{c_v} \frac{dv}{v} = 0$

$\frac{dp}{p} + \gamma \frac{dv}{v} = 0$, $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

$\rho_m p + \gamma \rho_m v = \rho_m p_1 + \gamma \rho_m v_1$

$p \cdot v^\gamma = p_1 v_1^\gamma = K \Rightarrow p v^\gamma = K \Rightarrow p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma$, $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

$\frac{R^* T}{V} V^\gamma = \frac{R^* T_1}{V_1} V_1^\gamma = K \Rightarrow T V^{(\gamma-1)} = T_1 V_1^{(\gamma-1)} = K \Rightarrow T V^{(\gamma-1)} = K \Rightarrow T_1 V_1^{(\gamma-1)} = T_2 V_2^{(\gamma-1)}$, $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

$T \left(\frac{R^* T}{p} \right)^{\gamma-1} = T_1 \left(\frac{R^* T_1}{p_1} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T (R^* T)^{\gamma-1}}{p^{\gamma-1}} = \frac{T_1 (R^* T_1)^{\gamma-1}}{p_1^{\gamma-1}} \Rightarrow \left(\frac{T}{T_1} \right)^{\gamma} = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\gamma} \Rightarrow T p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 p_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_1 p_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow T p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = K$

ENUNCIATO FONDAMENTALE DEL PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA (LEZIONE N°9)

IN UN PROCESSO CICLICO C, PERCORSO DA UN SISTEMA TERMODINAMICO ^(CHIUSO), IL LAVORO SCAMBIATO TRA IL SISTEMA E L'ESTERNO $L_{SE}(C)$ È PROPORZIONALE AL CALORE SCAMBIATO TRA IL SISTEMA E L'ESTERNO $Q(C)$ ATTRAVERSO UNA COSTANTE J DEFINITA COME EQUIVALENTE MECCANICO DEL CALORE:

$$L_{SE}(C) = J Q(C)$$

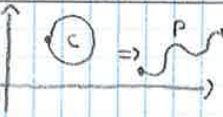
SE LE DUE AZIONI SONO MISURATE CON LA STESSA UNITÀ DI MISURA, IL COEFF. J ASSUME VALORE UNITARIO: PER CUI:

$$L_{SE}(C) = Q(C) \quad \text{SE IL PROCESSO È CICLICO}$$

ESTENSIONE DEL PRIMO PRINCIPIO DELLA TD PER SISTEMI CHIUSI A PROCESSI P

NON CICLICI (NON METTO PIÙ I PEDICI "SE" PER COMODITÀ)

LAVORO E CALORE SONO DUE AZIONI (FUNZIONI DEL PROCESSO)



$$L = L(P)$$

$$Q = Q(P)$$

1) SE SI HANNO DUE AZIONI $Q_1(P)$ E $Q_2(P)$, LA SOMMA O DIFFERENZA DELLE DUE AZIONI È ANCH'ESSA UN'AZIONE: $Q_1(P) + Q_2(P) = Q_3(P)$ DOVE $Q_3(P)$ È ANCH'ESSA UN'AZIONE

2) SE UN'AZIONE $Q(P)$ ASSUME VALORE NULLO QUANDO È CALCOLATA SU UN PROCESSO CICLICO CHIUSO $Q(C)=0$, SI PUÒ DEFINIRE UNA FUNZIONE POTENZIALE E , FUNZIONE DELLO STATO DEL SISTEMA X , TALE PER CUI L'AZIONE $Q(P)$ ASSOCIATA A UN PROCESSO NON CICLICO P È CALCOLABILE COME LA DIFFERENZA DI QUESTA FUNZIONE POTENZIALE CALCOLATA AGLI ESTREMI DEL PROCESSO P .

$$Q(P) = E(x_2) - E(x_1)$$

$$Q(C) = 0 \Rightarrow Q(P) = E(x_2) - E(x_1)$$

$$Q(P) - L(P) = Q(P)$$

DALLA FORMULAZIONE ASSIOMATICA DEL PRIMO PRINCIPIO ASSOCIATO A UN CICLO C

$$Q(C) - L(C) = 0$$

MA $Q(C) - L(C) = Q(C)$ È UN'AZIONE CHE ASSUME VALORE NULLO SE CALCOLATA SU UN CICLO C

$Q(C) = Q(C) - L(C) = 0 \Rightarrow$ IMPLICA L'ESISTENZA DI UNA FUNZIONE POTENZIALE

ESPRESSIONE DEL PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER SISTEMI CHIUSI

ESTESA A UN PROCESSO P NON CICLICO:

$$Q(P) - L(P) = E(x_2) - E(x_1)$$

$$Q(P) - L(P) = \Delta E$$

LA DIF. $Q(P) - L(P)$ (CHE IN UN PROCESSO CICLICO È = 0) CALCOLATA IN UN PROCESSO NON CICLICO P È UGUALE ALLA DIFFERENZA TRA I VALORI DELLE FUNZIONI POTENZIALI E (TRA LO STATO INIZIALE E LO STATO FINALE)

$E(x)$ ENERGIA TOTALE DEL SISTEMA

$E = E(x)$, x VETTORE DELLE PROPRIETÀ TERMODINAMICHE INDIPENDENTI

$$Q(P) - L_{sc}(P) = \Delta E = E(x_2) - E(x_1) \quad \text{ENERGIA TOTALE DEL SISTEMA}$$

DA FORMA INIZIALE DI ENERGIA CINETICA

$$L_{sc}(P) = L_i(P) - \Delta E_c$$

$$Q(P) - L_i(P) = \Delta E - \Delta E_c$$

PER DEFINIZIONE:

$\Delta U = \Delta E - \Delta E_c$, U ENERGIA INTERNA DEL SISTEMA (ENERGIA DEPOSITATA DELLA COMPONENTE CINETICA MACROSCOPICA)

PER COME È DEFINITA È UNA GRANDEZZA DI STATO

$$U = U(x)$$

$$\textcircled{1} \quad Q(P) - L_i(P) = \Delta U = U(x_2) - U(x_1)$$

$$\textcircled{2} \quad Q(P) - L_{sc}(P) = \Delta U + \Delta E_c$$

ENERGIA INTERNA U DEL SISTEMA S:

1) GRANDEZZA TERMODINAMICA DEFINITA COME DIFFERENZA, PER CUI CALCOLABILE "A MENO DI UNA COSTANTE"

$$x_0 \text{ IN CUI } U(x_0) = 0$$

$$U(x) = U(x) - U(x_0)$$

2) GRANDEZZA ESTENSIVA MISURATA NEL SI IN SOULE [J]

3) SI PUO' DEFINIRE UNA GRANDEZZA SPECIFICA (IN GENERE MASSICA)

$$u = \frac{U \text{ [J]}}{M \text{ [kg]}} \quad \text{ENERGIA INTERNA MASSICA DEL SISTEMA}$$

ENTALPIA

$$H = U + pV$$

GRANDEZZA ESTENSIVA MISURATA NEL SI IN SOULE [J]

POSSO QUINDI DEFINIRE LA GRANDEZZA SPECIFICA (IN GENERE MASSICA) COME ENTALPIA MASSICA (ENTALPIA PER UNITA' DI MASSA)

$$h = \frac{H \text{ [J]}}{M \text{ [kg]}}$$

$$h = u + pV \quad , V \text{ VOLUME MASSICO}$$

È CALCOLABILE "A MENO DI UNA COSTANTE"

$$H(x) = H(x) - H(x_0)$$

$$dH = dU + d(pV)$$

$$dh = du + d(pv)$$

FORMULAZIONE ASSIOMATICA SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

$\Phi(t) \leq T \frac{ds}{dt}$, S ENTROPIA FUNZIONE DI STATO $S = S(x)$

$\Phi(t) < T \frac{ds}{dt}$ TRASF. IRREVERSIBILE

$\Phi(t) = T \frac{ds}{dt}$ TRASF. REVERSIBILE

DISUGUAGLIANZA DI KELVIN-PLANCK

$\frac{ds}{dt} \geq \frac{\Phi(t)}{T}$ DUE CONSIDERAZIONI

- 1) $\Phi(t)$ ASSOCIATO ALLA RELATIVA TEMPERATURA
- 2) $\frac{ds}{dt}$ NEL SISTEMA IN CASO DI TRASF. IRREVERSIBILE NON È COMPLETAMENTE GIUSTIFICATO DAL CONTRIBUTO DI SCAMBIO TERMICI, TRA SISTEMA ED ESTERNO, RELATIVIZZATI ALLA LORO TEMPERATURA

→ IN FORMA DI CALORE:

$\Delta S = S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\Phi(t)}{T} dt = \int_1^2 \frac{\bar{Q}}{T}$ $S = \left[\frac{J}{K} \right]$ $\bar{q} = dq$ $d\Phi = dq dt$

→ IN FORMA DIFFERENZIALE:

$ds \geq \frac{\bar{Q}}{T}$

→ INTRODUCENDO UN TERMINE AGGIUNTIVO: [LEGATO A FENOMENI DI IRREVERSIBILITÀ (NON NEGATIVO) (IN AFFLUSSI)]

DA $\frac{ds}{dt} \geq \frac{\Phi(t)}{T}$ SI PUÒ MODIFICARE CON UN ARTIFICIO MATEMATICO:

NB: $\frac{ds}{dt} = \frac{\Phi(t)}{T} + \epsilon_i$, $\epsilon_i \geq 0$ $\epsilon_i = 0$ TRASF. REV. $\epsilon_i > 0$ TRASF. IRREV. FLOSSO DI ENTROPIA PER IRREVERSIBILITÀ $\epsilon_i = \left[\frac{W}{K} \right]$

→ IN FORMA INTEGRATA:

$\Delta S = S_2 - S_1 \geq \int \frac{\Phi(t)}{T} dt$

NB: $\Delta S = S_2 - S_1 = \int \frac{\Phi(t)}{T} dt + S_i$, $S_i \geq 0$ $S_i = 0$ TRASF. REV. $S_i > 0$ TRASF. IRREV. ENTROPIA PER IRREVERSIBILITÀ $S_i = \left[\frac{J}{K} \right]$

RIASSUMENDO:

$\frac{ds}{dt} = \frac{\Phi(t)}{T} + \epsilon_i \Rightarrow$

$\Delta S = S_2 - S_1 = \int \frac{\Phi(t)}{T} dt + S_i$

PER UNITÀ DI MASSA:

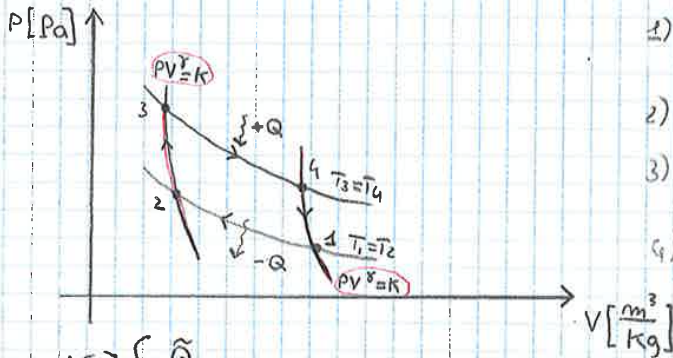
$s = \frac{S}{M} \left[\frac{J}{kgK} \right]$; $\epsilon_i = \frac{\epsilon_i}{M} \left[\frac{W}{kgK} \right]$; $S_i = \frac{S_i}{M} \left[\frac{J}{kgK} \right]$

$\Rightarrow \frac{ds}{dt} = \frac{\Phi(t)}{T} + \epsilon_i$

$\Delta s = s_2 - s_1 = \int \frac{\varphi(t)}{T} dt + s_i$

CICLO DI CARNOT (È UN MODELLO) [CICLO DI RIF. : PUÒ RAGGIUNGERE IL MAX RENDIMENTO]

- 1) CICLO REVERSIBILE (⇒ ASSENZA DI FENOMENI DI IRREVERSIBILITÀ) [VALE PER TUTTE LE MACCHINE TERMICHE]
 2) PERCORSO DA UN FLUIDO CHE RISPETTA L'EQUAZIONE DI STATO DEI GAS IDEALI.



- 1) T₁: COMPRESSIONE ISOTERMA (CON RILASCIO DI CALORE Q⁻ VERSO L'ESTERNO) (T⁻)
 2) T₂: COMPRESSIONE ADIABATICA (Q=0) (PV^γ=k)
 3) T₃: ESPANSIONE ISOTERMA (CON ASSORBIMENTO DI CALORE Q⁺ DALL'ESTERNO) (T⁺)
 4) T₄: ESPANSIONE ADIABATICA (Q=0) (PV^γ=k)

T TRASFORMAZIONE

$$\Delta S \geq \int \frac{\tilde{Q}}{T}$$

(LEZIONE N° 13)

1) CICLO REVERSIBILE

$$\Delta S = \int_T \frac{\tilde{Q}}{T}$$

2) CICLO TERMODINAMICO CHIUSO

$$\Delta S = 0$$

$$\Rightarrow \int_T \frac{\tilde{Q}}{T} = 0$$

$$-\frac{Q^-}{T^-} + \int_{T_2}^0 \frac{\tilde{Q}}{T} + \frac{Q^+}{T^+} + \int_0^{T_4} \frac{\tilde{Q}}{T} = 0$$

$$-\frac{Q^-}{T^-} + \frac{Q^+}{T^+} = 0$$

$$\frac{Q^-}{Q^+} = \frac{T^-}{T^+} \quad \text{RELAZIONE FONDAM. DI QUESTO CICLO}$$

RENDIMENTO DEL CICLO DI CARNOT:

$$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{Q^-}{Q^+} \quad \text{CASO GENERALE}$$

$$\eta_c = 1 - \frac{T^-}{T^+} \quad \text{CASO CICLO DI CARNOT}$$

CONSEGUENZE:

- 1) $\eta_c = 1$ SE $T^- = 0K$ OPPURE $T^+ = \infty$ (QUINDI SOLO IN CASI ESTREMI)
- 2) $\eta_c < 1$ AL DI FUORI DI QUESTI CASI ESTREMI

- (CARNOT AVEVA INTUITO QUESTO DALLA PRATICA. QUI NOI SIAMO PARTITI DAL 1° P.TO...)
- 1) $L_m < Q^+$ NON SI PUÒ TRASFORMARE COMPLETAMENTE IL CALORE RICEVUTO AD ALTA T, Q⁺, IN LAVORO NETTO UTILIZZABILE.
 - 2) $L_m = \eta_c Q^+ = \left[1 - \frac{T^-}{T^+}\right] Q^+$ IL MASSIMO LAVORO ESTRAIIBILE L_m DAL CALORE Q⁺ È FILTRATO DA $\left[1 - \frac{T^-}{T^+}\right]$, EQUIVALENTE MECCANICO DEL CALORE.
 - 3) $1 - \frac{T^-}{T^+}$ FATTORE DI CARNOT
 ⇒ DEFINIZIONE DI CONTENUTO ENERGETICO DI UN FLUSSO DI UNA QUANTITÀ DI CALORE. ↳ EQUIVALENTE MECCANICO DI UNA FORMA DI EN.

ENTALPIA

$$H = H(p, T)$$

$$dH = \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T dp + \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_p dT \quad (1)$$

DALLA DEF. DI ENTALPIA:

$$H = U + pV \Rightarrow$$

$$dH = dU + d(pV) \quad (2)$$

DAL 1° P.T.D.:

$$\tilde{Q} - \tilde{L} = dU \Rightarrow$$

ESSENDO:

$$\tilde{Q} = \lambda p dp + c_p dT$$

$$\tilde{L} = p dV$$

$$dU = dH - d(pV)$$

$$\Rightarrow (\lambda p dp + c_p dT) - (p dV) = dH - d(pV) = dH - p dV - V dp$$

$$\Rightarrow dH = (\lambda p + V) dp + c_p dT \quad (3)$$

DALLA 1 E DALLA 3:

$$\left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T = (\lambda p + V)$$

$$\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_p = c_p \quad \text{CAPACITÀ TERMICA A PRESSIONE COSTANTE}$$

NELLO STESSO MODO, IN FORMA MASSICA:

$$dh = (\lambda p + v) dp + c_p dT$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = (\lambda p + v)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = c_p \quad \text{CALORE SPECIFICO A PRESSIONE COSTANTE}$$

PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER SISTEMI CHIUSI

$$\tilde{Q} - \tilde{L} = dU$$

$$\tilde{Q} - p dv = du \quad (1)$$

$$\tilde{Q} + v dp = dh \quad (2)$$

IN FORMA MASSICA:

$$\tilde{q} - p dv = du$$

$$\tilde{q} + v dp = dh$$

SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER SISTEMI CHIUSI (NELL'hp: FLUIDO OM. LINEARE)

$$\tilde{Q} = T ds$$

IN FORMA MASSICA:

$$\tilde{q} = T ds$$

• RELAZIONI DI MAXWELL

RELAZIONI TRA DERIVATE PARZIALI DI GRANDENZE TERMODINAMICHE:

(NON DIMOSTRATE A LEZIONE: PER LA LORO DIMOSTRAZIONE FARE RIFERIMENTO AL LIBRO CONSIGLIATO CALI-GREGORIO) [IN FORMA DI GRANDENZE PER UNITA' DI MASSA = FORMA MASSICA]

$$1) \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_s = - \left(\frac{\partial p}{\partial s} \right)_v$$

$$2) \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s} \right)_p$$

$$3) \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T$$

$$4) \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T$$

$$\textcircled{A} \quad du = c_v dT + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_v - p \right] dv$$

$$\textcircled{C} \quad ds = \frac{c_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp$$

$$\textcircled{B} \quad dh = c_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp$$

$$\textcircled{D} \quad ds = \frac{c_v}{T} dT + \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv$$

NB: h_p FONDAMENTALE !!

CASO PARTICOLARE DI UN FLUIDO DI CUI CONOSCIAMO LE EQUAZIONI DI STATO: GAS IDEALE

EQ. DI STATO: $pv = R^* \cdot T$

ENERGIA INTERNA:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = \frac{R^*}{v}$$

$$du = c_v dT + \left[T \frac{R^*}{v} - p \right] dv = c_v dT + [p - p] dv = c_v dT$$

DALLA \textcircled{A}

$$\boxed{du = c_v dT}$$

NB: L'ENERGIA INTERNA PER UN GAS IDEALE È FUNZIONE SOLO DELLA TEMPERATURA (NON VALE PER ALTRI FLUIDI!) IN FORMA MASSICA. PER OTTENERE LA FORMA ESTENSIVA MOLTI x M →

$$\rightarrow dU = M c_v dT$$

ENTALPIA:

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R^*}{p}$$

$$dh = c_p dT + \left[v - T \frac{R^*}{p} \right] dp = c_p dT + [v - v] dp = c_p dT$$

DALLA \textcircled{B}

$$\boxed{dh = c_p dT}$$

NB: L'ENTALPIA PER UN GAS IDEALE È FUNZIONE SOLO DELLA TEMPERATURA (NON VALE PER ALTRI FLUIDI) IN FORMA MASSICA. PER OTTENERE LA FORMA ESTENSIVA MOLTI x M →

$$\rightarrow dH = M c_p dT$$

ENTROPIA

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R^*}{p}$$

DALLA \textcircled{C}

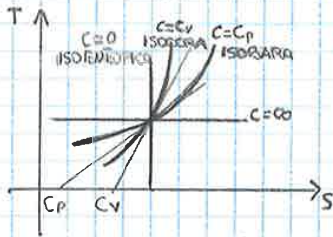
$$\boxed{ds = c_p \frac{dT}{T} - R^* \frac{dp}{p}}$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = \frac{R^*}{v}$$

DALLA \textcircled{D}

$$\boxed{ds = c_v \frac{dT}{T} + R^* \frac{dv}{v}}$$

CONSEQUENZE:



ISOCORA MAGGIOR PENDENZA
RISPETTO A UN' ISOBARA

POICHE' $C_v < C_p$

PERCHE' HA UNA SLOTTA MINORE

ISOBARICA: $c = \frac{\tilde{q}}{dT}$ $\tilde{q} = 0$ PERCHE' LA SLOTTA E' NULLA $\Rightarrow C = 0$

ISOCORA

PER GAS IDEALE:

$ds = C_v \frac{dT}{T} + R^* \frac{dV}{V}$ $C_v = \frac{R^*}{\gamma - 1}$ $R^* = C_v(\gamma - 1)$

$ds = C_v \frac{dT}{T} + C_v(\gamma - 1) \frac{dV}{V} = C_v \left[\frac{dT}{T} + (\gamma - 1) \frac{dV}{V} \right]$

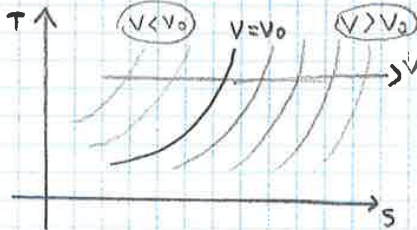
INTEGRO TRA STATO TD GENERALE E STATO DI REF "0" IN CUI $S_0 = 0$

$S - S_0 = S = C_v \rho_m \frac{T}{T_0} + C_v \rho_m \left(\frac{V}{V_0} \right)^{\gamma - 1}$

ISOCORA PER $V = V_0 \Rightarrow S = C_v \rho_m \frac{T}{T_0}$

; PER $V > V_0$ A PARITA' DI T $\Rightarrow S$ AUMENTA

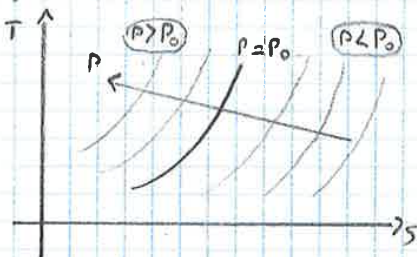
PER $V < V_0$ A PARITA' DI T $\Rightarrow S$ DIMMINUISCE



ISOBARA

PER GAS IDEALE:

$ds =$



CONSIDERAZIONI:

1) FUNZIONAMENTO STAZIONARIO

$$\frac{dz}{dt} = \left[\frac{dz}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{NC} \pm G_k z_k = 0$$

2) SISTEMA CON UN INGRESSO E UN' USCITA CON FUNZIONAMENTO STAZIONARIO

$$\frac{dz}{dt} = \sum_{k=1}^{NC} \pm G_k z_k = (G_u z_u - G_e z_e)$$



GRANDEZZA ESTENSIVA: MASSA

$$\frac{dM}{dt} = \left[\frac{dM}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{NC} \pm 1 \cdot G_k \quad , \quad \perp \text{ POICHÉ SE } z_k = M \Rightarrow z = \frac{M}{M} = 1$$

IN CONDIZIONI NON RELATIVISTICHE: $\frac{dM}{dt} = 0$ CIOÈ LA MASSA SI CONSERVA

$$\Rightarrow \left[\frac{dM}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{NC} \pm G_k = 0$$

$$\left[\frac{dM}{dt} \right]_{vc} = \pm \sum G_k$$

CAMBIA SEGNO AI FLUSSI DI MASSA = $\sum G_e - \sum G_u$

SE $\sum G_e > \sum G_u$ $\left[\frac{dM}{dt} \right]_{vc} > 0$ ACCUMULO

SE $\sum G_e < \sum G_u$ $\left[\frac{dM}{dt} \right]_{vc} < 0$ SVUOTAMENTO

SISTEMA CON UN INGRESSO E UN' USCITA CON FUNZIONAMENTO STAZIONARIO

$$\left[\frac{dM}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^2 \pm G_k = 0 \quad \sum_{k=1}^2 \pm G_k = 0 \quad G_u - G_e = 0 \Rightarrow G_u = G_e = G$$

G SI CONSERVA

$$\frac{dz}{dt} = G(z_u - z_e)$$

LAVORO DI SPOSTAMENTO

$$L_{SG}^S = L_t + L_o$$

\downarrow
 LAVORO TECNICO (UTILE)
 \downarrow
 LAVORO DI DEFORMAZIONE

PER SISTEMI CHIUSI; BISOGNA AGGIUNGERE... (PER SISTEMI APERTI)

UN TERMINE DI LAVORO DI SUPERFICIE ASSOCIATO ALLO SCAMBIO DI MASSA TRA SISTEMA E ESISTENZE CHE CHIAMIAMO LAVORO DI SPOSTAMENTO: L_{sp}

$$L_{SG}^S = L_t + L_{sp} + L_o$$



$$G_k = \rho_k A_k w_k$$

(= PRESS. SUP)
 $L = \text{FORZA} \cdot \text{SPOSTAM.}$

$$\Rightarrow L_{sp}^k = p_k A_k \bar{m} \cdot \Delta x_k$$

LAVORO ASSOCIATO ALLO SPOSTAMENTO DELLA MASSA M_k PER UNO SPAZIO Δx_k ATTRAVERSO LA SEZIONE A_k

p_k PRESSIONE

$$W_t = -V \frac{dp}{dt}$$

$$L_t = - \int_1^2 V \frac{dp}{dt} = - \int_1^2 v dp$$

DIVIDIAMO PER LA MASSA:

$$l_t = - \int_1^2 v dp$$

- $l_t \neq 0$ SE $dp \neq 0$ TRASF. ISOBARA AVVIENE SENZA SCAMBIO DI LAVORO TRA S. ED E.
- 1) $l_t > 0$ SE $dp < 0$ $P_e > P_u$ ESPANSIONE (S-W → E) DEL FLUIDO
- 2) $l_t < 0$ SE $dp > 0$ $P_u > P_e$ (COMPRESSIONE) (E-W → S)

CASO PARTICOLARE: FLUIDI INCOMPRESSIBILI (NON GAS, LIQUIDI!) $\frac{dv}{dt} = 0$

- $W_b = 0$ POT. DI DEFORMAZIONE

- $\frac{d(e_c)}{dt} = 0$ $\frac{d(e_p)}{dt} = 0$ REGIME STAZIONARIO

- SISTEMA CONTINUA E P. OUT

$$W_t + W_a + G [(e_c + e_p)_u - (e_c + e_p)_e] + \frac{v dp}{dt} = 0$$

CONSIDERANDO:

$$\begin{cases} \frac{d(pV)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} \\ \frac{d(pV)}{dt} = \sum_{k=1}^{m_c} \dot{m}_k (pV)_k = G [(pV)_u - (pV)_e] \end{cases}$$

$$V \frac{dp}{dt} = G [(pV)_u - (pV)_e]$$

$$W_t + W_a + G [(pV + e_c + e_p)_u - (pV + e_c + e_p)_e] = 0$$

$$W = \rho_{lim} \frac{L}{\Delta t} \rightarrow \frac{L}{\Delta t} \quad \left| \quad \frac{W}{G} = \rho \quad ; \quad W = G \cdot \rho \right.$$

$$G = \rho_{lim} \frac{M}{\Delta t} \rightarrow \frac{M}{\Delta t} \quad \left| \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \left[\frac{J}{kg} \right] = \left[\frac{J}{s} \right] = [W] \right.$$

DIVIDO PER PORTATA DI MASSA:

$$l_t + l_a + [(pV + e_c + e_p)_u - (pV + e_c + e_p)_e] = 0$$

$$e_c = \frac{W^2}{2} \quad , \quad W \text{ VELOCITÀ}$$

$$e_p = gz$$

$$\left[\frac{p}{\rho} + \frac{W^2}{2} + gz \right]_e = \left[\frac{p}{\rho} + \frac{W^2}{2} + gz \right]_u + l_t + l_a \quad , \quad \rho \text{ DENSITÀ} \quad v = \frac{1}{\rho} \quad \underline{\underline{EQUAZIONE DI BERNOULLI}}$$

⇒ EQ. BERNOULLI È UN SOTTOCASO DELL'EQ DELL'ENERGIA CINETICA NEL CASO DI FLUIDI INCOMPRESSIBILI

EQUAZIONE DEL SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER SISTEMI APERTI:

$$\frac{ds}{dt} = \frac{\Phi}{T} + \Sigma_i \quad \Sigma_i > 0, \Sigma_i = 0 \text{ SOLO PER TRASF. REVERSIBILI}$$

$$\frac{ds}{dt} = \left[\frac{ds}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k \cdot s_k$$

$$\left[\frac{ds}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k s_k = \frac{\Phi}{T} + \Sigma_i$$

hp: - STAZIONARITA' $\left[\frac{ds}{dt} \right]_{vc} = 0$

$-1W \text{ e } 10U$

$$G(s_u - s_e) = \frac{\Phi}{T} + \Sigma_i$$

$- s_u > s_e \text{ se } \Phi > 0 \quad (\Sigma_i \text{ e' SEMPRE } > 0)$

$- s_u < s_e \text{ SOLO SE } \Phi < 0 \text{ e SOPRATTUTTO } \left| \frac{\Phi}{T} \right| > \Sigma_i$

SE IL SISTEMA E' ADIABATICO:

$\Phi = 0$

$G(s_u - s_e) = \Sigma_i$

$s_u > s_e \text{ (POICHE' } \Sigma_i > 0)$

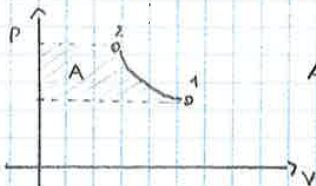
$s_u = s_e \text{ SOLO SE } \Sigma_i = 0 \text{ CIOE' TRASF. REVERSIBILE (ASSUNTA FENOM. IRR.)}$

$e_t = - \int v dp$

VALE SE: $W_o = 0$
 $W_a = 0 \text{ (SOPRATTUTTO)}$
 $e_c = e_p = 0$

PIANO DI CLAPPEYRON

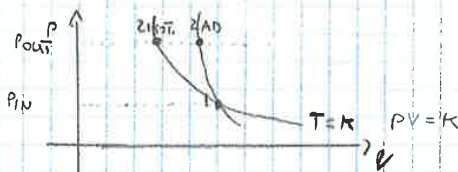
OBIETTIVO $P_1 \rightarrow P_2$



$A = \int v dp$

$1 \rightarrow 2 \quad e_{t, 1 \rightarrow 2} = - \int_1^2 v dp < 0 \text{ COMPRESSIONE}$

$2 \rightarrow 1 \quad e_{t, 2 \rightarrow 1} = - \int_2^1 v dp > 0 \text{ ESPANSIONE}$



$e_{c, 1 \rightarrow 2} < e_{c, 2 \rightarrow 1}$

$\Phi - W_t = G(P_2 - P_1)$

$\Phi - W_t = G C_p (T_2/T_1) \text{ ISOTERMA } \Rightarrow \Phi = W_t$

ALTRA CONSIDERAZIONE:

$$P_t = \frac{\delta}{\delta-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\delta}} \right]$$

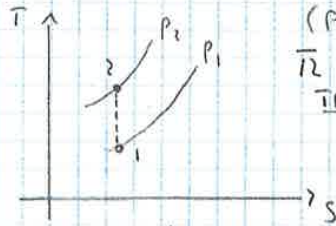
SE GAS IDEALE $Q_1 V_1 = R^* T_1$

$$= \frac{\delta}{\delta-1} R^* T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\delta}} \right]$$

$$= C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\delta}} \right], \quad \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\delta}} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$= C_p T_1 \left[1 - \frac{T_2}{T_1} \right] = C_p (T_1 - T_2) = h_1 - h_2$$

(PIANO DI GIBBS)



2 ISOBARE

($P_2 > P_1$)

T_2 (COMPRESSIONE)

TRASFORMAZIONE ISENTROPICA
(POT AVVENIRE SOLO SE:)

2 CONDIZIONI

- ADIABATICA
- REVERSIBILE

ADIABATICA $\Phi = 0$

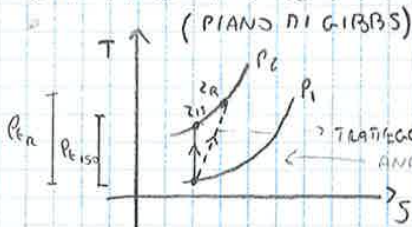
II° P.T.D. SA : $G(s_2 - s_1) = \frac{\Phi}{T} + \Sigma_i$

↑

SE OLTRE AD ESSERE ADIABATICA

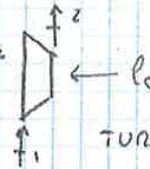
$\Rightarrow s_2 = s_1$

LA TRASFORMAZ. HA $\Sigma_i = 0$ (REVERSIBILE)



ZR STA' PER REALE
ZIS STA' PER ISOBATE

TRATTEGGIATA PERCHÉ NON È LINEARE
ANDAMENTO DEL η



TURBOCOMPRESSORE

(LEZIONE N° 19)

II° PT IN UNA COND. STAZIONARIA

$$G(s_2 - s_1) = \frac{\Phi}{T} + \Sigma_{in}$$

(REALISTICA) ① ADIABATICA $\Phi = 0$

hp: ② T. REVERSIBILE

\Rightarrow T. ISENTROPICA ($s_2 = s_1$)

I° P.T.D. SA :

$$\Phi - W_e = \frac{d(u + e_c + e_p)}{dt} + \sum_{k=1}^{NC} \pm G_k (h + e_c + e_p)_k$$

$= 0$ (STAZIONARIE) $G_1 = G_2 = G$

DIVIDENDO PER LA PORTATA G :

$$P_t = (h_1 - h_2)$$

GAS IDEALE :

$$P_t = C_p (T_1 - T_2) < 0 \quad \text{ESTERNO} \rightarrow \text{SISTEMA}$$

$$|P_t| = C_p (T_2 - T_1)$$

CICLI MOTORI A GAS

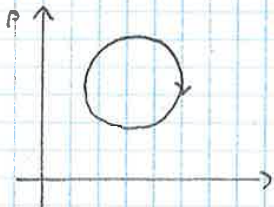
MOTORI PERCHÉ SONO IMPOSTATI PER DARE UN EFFETTO UTILE, LAVORO VERSO L'ESTERNO

A GAS: IL FLUIDO CHE VIENE UTILIZZATO È UN GAS NELLA NOSTRA TRATTAZIONE GASIOSE

CICLI CHIUSI (FORMATI DA SEQUENZE DI TRASF. FONDAMENTALI) = CICLI DI POLITROPICHE

LA CHIUSURA DI UN CICLO È FONDAMENTALE PERMIPPOTIANE LE CONDIZIONI DI GRADIENTI INIZIALI CHE SE NON VENGONO NATURALMENTE ANNULLATE DA TENDENZE NATURALI DEL TIPO MINIMIZZAZIONE DI GRADIENTI DI T O P TRA UN PUNTO E L'ALTRO DISCUSO DI CICLO CHIUSO → NECESSARIE LE CONDIZIONI DI GRADIENTI NECESSARIE PER DARE UN EFFETTO UTILE

PIANO DI CLAPEYRON



$$P_{E,C} = - \int_{\text{CICLO}} v dp$$

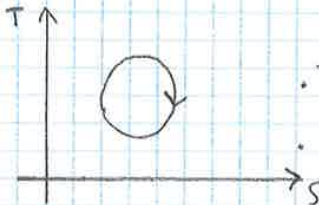
• CICLO MOTORE ⇒ $P_{E,C} > 0$ ⇒ VERSO ORARIO SEQUENZA DI TRASF. PERCORSE IN SENSO ORARIO

• I° P.T.D.: $L(C) = Q(C)$ CICLO MOTORE ⇒ $Q(C) > 0$ RICEVE PIÙ CALORE DI QUANTO NE CEDA ALL'ESTERNO ($Q^+ > Q^-$)

• AREA SOTTOESA DAL CICLO $\propto L(C) = Q(C)$

(CONSIDERAZIONI SUI PIANI)

PIANO DI GIBBS



$$q_c = \int_{\text{CICLO}} T ds$$

• CICLO MOTORE ⇒ $q_c > 0$ ⇒ VERSO ORARIO SEQUENZA DI TRASF. PERCORSE IN SENSO ORARIO

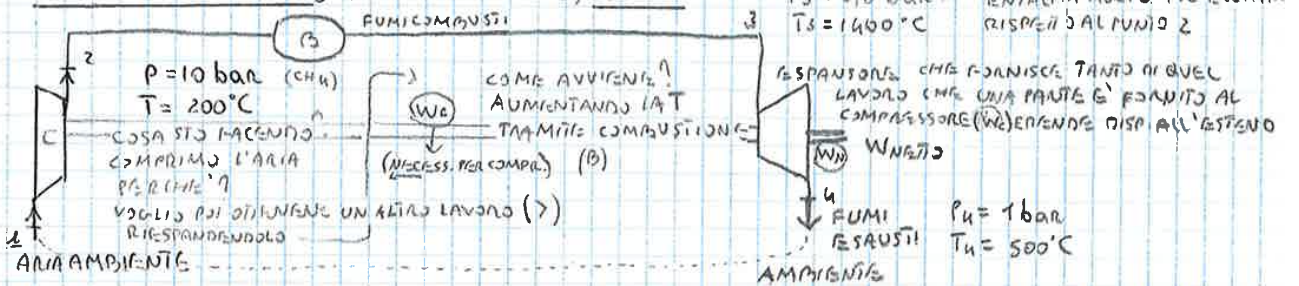
• AREA SOTTOESA DAL CICLO $\propto L(C) = Q(C)$

(CONSIDERAZIONE SUL RENDIMENTO)

$$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{Q^-}{Q^+}$$

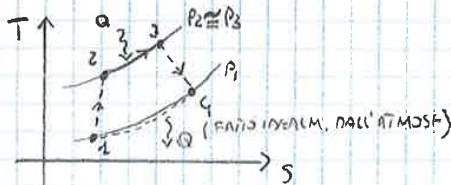
IL LAVORO NETTO DI CICLO = CALORE NETTO ($Q_N = Q^+ - Q^-$)
 Q^+ CALORE ASSORBITO (LA SPESA)
 Q^- CALORE CEDUTO

CICLO TURBOGAS (MACCHINA REALE) REALE



CICLO CHE NON È CHIUSO (LA CHIUSURA NEL CICLO = ATMOSFERA = COMPONENTE VIRTUALE)

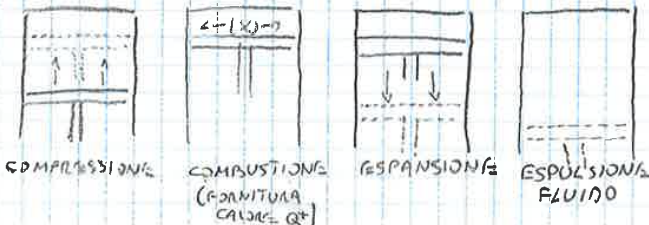
(PIANO DI GIBBS)



NOTA:

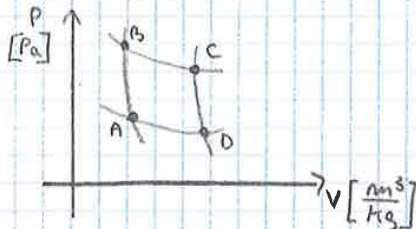
→ ALTERNATIVA ALLA MACCHINA REALE CHE COMPIE IL CICLO TURBOGAS:

MACCHINA VOLUMETRICA



PROPRIETÀ GENERALE:
CICLO A GAS POLITROPICHE OPPOSITE A 2 A 2:

(LEZIONE N° 21)



C = CURVA

$AB \quad PV^m = k$
 $BC \quad PV^m = k$
 $CD \quad PV^m = k$
 $DA \quad PV^m = k$

$C_1) P_A V_A^m = P_B V_B^m$
 $C_2) P_B V_B^m = P_C V_C^m$
 $C_3) P_C V_C^m = P_D V_D^m$
 $C_4) P_D V_D^m = P_A V_A^m$

$\Rightarrow P_A P_B P_C P_D V_A V_B V_C V_D = P_A P_B P_C P_D V_A V_B V_C V_D$
 $\Rightarrow V_A^{(m-m)} \cdot V_C^{(m-m)} = V_B^{(m-m)} \cdot V_D^{(m-m)}$
 $\Rightarrow \boxed{V_A V_C = V_B V_D}$

IL PRODOTTO INCROCIATO DEI VOLUMI MASSICI SI CONSERVA

E COSÌ (SENZA STARE A DIMOSTRARLO): $\boxed{P_A P_C = P_B P_D}$

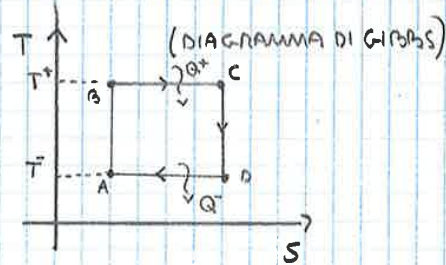
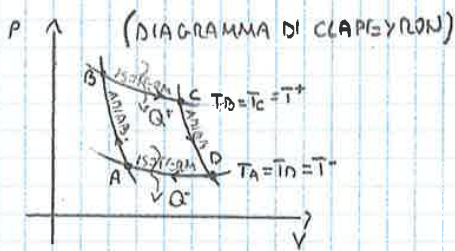
IL PRODOTTO INCROCIATO DELLE PRESSIONI MASSICHE SI CONSERVA

VALE ANCHE: $\boxed{T_A T_C = T_B T_D}$

IL PRODOTTO INCROCIATO DELLE TEMPERATURE MASSICHE SI CONSERVA

POSSIAMO PROCEDERE CON LO STUDIO DEI CICLI

CICLO DI CARNOT A GAS



$\eta = 1 - \frac{Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{T^-}{T^+} = 1 - \frac{T_A}{T_B} = 1 - \frac{T_D}{T_C}$

\overline{AB} : ADIABATICA: $\left(\frac{T_A}{T_B}\right) = \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1}$
 \overline{CD} : ADIABATICA: $\left(\frac{T_D}{T_C}\right) = \left(\frac{V_C}{V_D}\right)^{\gamma-1}$

POICHE' $T_A = T_D$ E $T_B = T_C \Rightarrow \frac{V_B}{V_A} = \frac{V_C}{V_D} \Rightarrow V_A V_C = V_B V_D$ CONFERMA DELLA PROPRIETÀ PRECEDENTEMENTE STUDIATA

DEFINIAMO:

$\rho_c = \frac{V_A}{V_B}$ RAPPORTO VOLUMETRICO DI COMPRESIONE

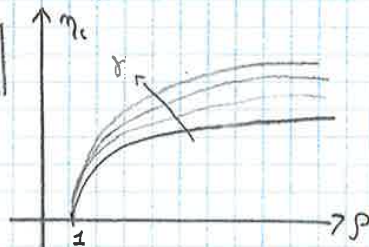
$\rho_e = \frac{V_B}{V_C}$ RAPPORTO VOLUMETRICO DI ESPANSIONE

POICHE' $\frac{V_A}{V_B} = \frac{V_D}{V_C} \Rightarrow \rho_c = \rho_e = \rho$ RAPPORTO VOLUMETRICO

DA CUI:

$\eta_c = 1 - \frac{T_A}{T_B} = 1 - \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1} = 1 - (\rho)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$

$\eta_c = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$



VISTO L'ANDAMENTO, NON HA PIÙ TANTO SENSO ANDARE AL DI SOPRA CERTI VALORI DI ρ A CAUSA DELLA NON LINEARITÀ NELL'ANDAMENTO E PER IL FATTO CHE LA DERIVATA DEL η TENDERE A DIMINUIRE CON L'AUMENTARE DI ρ

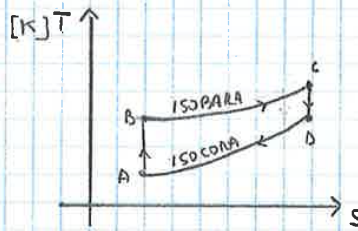
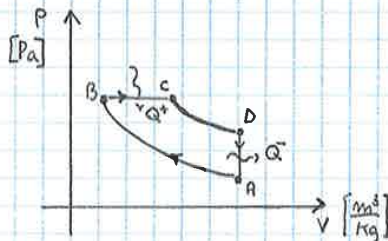
ESSENDO UN'ADIABATICA:

$$\left(\frac{T_B}{T_A}\right) = \underbrace{\left(\frac{P_B}{P_A}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}_{\beta_c} = \underbrace{\left(\frac{V_A}{V_B}\right)^{\gamma-1}}_{\beta_c} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \eta_B = 1 - \frac{1}{\beta_c^{(\gamma-1/\gamma)}} = \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{(\gamma-1)}}\right)$$

CICLO DIESEL

CICLO DI RIFERIMENTO DI MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA, VOLUMETRICO AD ACCENSIONE SPONTANEA.



NB: SUL PIANO DI GIACCS LE ISOBARE HANNO PENDENZA MINORE DELLE ISOCORE

AB: COMPRESSIONE ADIABATICA REVERSIBILE (ISENTROPICA)

BC: ISOBARA DI INSERIMENTO Q^+

CD: ESPANSIONE ADIABATICA REVERSIBILE (ISENTROPICA)

DA: ISOCORA DI CESSIONE Q^-

RENDIMENTO DEL CICLO DIESEL:

$$\eta = 1 - \frac{q^-}{q^+}$$

BC ISOBARA $q^+ = c_p (T_c - T_b)$

DA ISOCORA $q^- = c_v (T_a - T_d) < 0$ $q^- = c_v (T_d - T_a)$

$$\eta_D = 1 - \frac{c_v (T_d - T_a)}{c_p (T_c - T_b)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_a}{T_b} \frac{T_d/T_a - 1}{T_c/T_b - 1} \quad (\gamma = \frac{c_p}{c_v})$$

SVILUPPO COME:

$$\frac{T_d}{T_a} = \frac{T_d}{T_c} \cdot \frac{T_c}{T_b} \cdot \frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{V_c}{V_d}\right)^{\gamma-1} \cdot \frac{V_c}{V_b} \left(\frac{V_A}{V_B}\right)^{\gamma-1}$$

IN QUANTO: $\frac{T_d}{T_c} = \left(\frac{V_c}{V_d}\right)^{\gamma-1}$; $\frac{T_c}{T_b} = \frac{V_c}{V_b}$; $\frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{V_A}{V_B}\right)^{\gamma-1}$

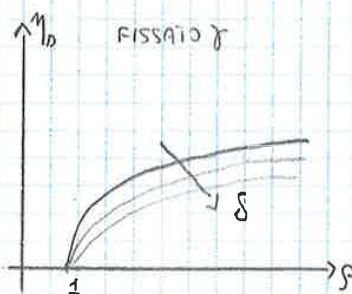
$$\frac{T_d}{T_a} = \left(\frac{V_c}{V_b} \frac{V_A}{V_B}\right)^{\gamma-1} \cdot \frac{V_c}{V_b} = \left(\frac{V_c}{V_b}\right)^{\gamma}$$

SI DEFINISCE:

$$\frac{V_c}{V_b} = \delta \quad \text{RAPPORTO DI INTRODUZIONE}$$

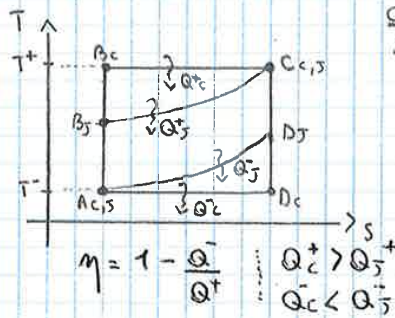
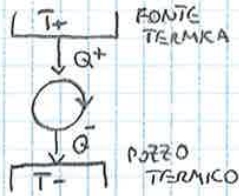
DA CUI:

$$\eta_D = 1 - \frac{1}{\beta^{(\gamma-1)}} \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\delta^{\gamma}-1}{\delta-1}$$



NEI CICLI DIESEL E' MEGLIO LAVORARE CON β ALTI (MA NON TROPPO PERCHÉ NON HATROPPO SENSO) E CON δ (RAPPORTO DI INTRODUZIONE) BASSI. COSÌ IL CICLO SI DEFINISCE MAGRO { β ALTO, δ BASSO

CONFRONTO A PARITÀ DI CONDIZIONI AL CONTANDO "ENERGETICHE", CIOÈ A PARITÀ DI T^+ (TEMPERATURA DI FORNITURA DI Q^+ AL CICLO) E T^- (TEMPERATURA DI RILASCIO DI Q^- DAL CICLO ALL'ESTERNO)



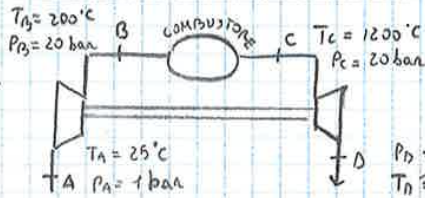
CONFRONTO TRA CICLO SOULE E CICLO DI CARNOT

$$\eta_c = \left(1 - \frac{Q_c^-}{Q_c^+}\right) > \eta_j = \left(1 - \frac{Q_j^-}{Q_j^+}\right)$$

CICLO DI CARNOT = RENDIMENTO PIÙ ALTO

TORNANDO AL CICLO SOULE:

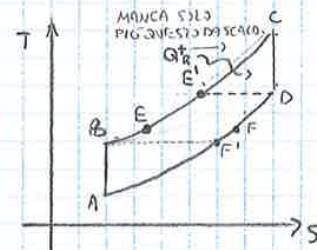
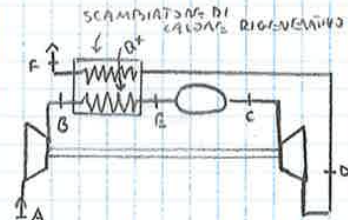
CICLO SOULE RIGENERATIVO:



$P_D = 1 \text{ bar}$
 $T_D = 500^\circ\text{C}$ PERCHÈ NON RIUTILIZZARE QUESTI?

POSSO PRENDERE QUESTI FUMI PER PRERISCALDARE L'AIRA PRIMA CHE ARRIVI AL COMBUSTORE \Rightarrow PER RISPARMIARE UN PJ DI COMBUSTIBILE. ESATTAMENTE CIÒ CHE FA' IL CICLO SOULE RIGENERATIVO

QUESTO PROCESSO AVVIENE NELLO SCAMBIATORE DI CALORE RIGENERATIVO



NEL CASO IDEALE E PUÒ ARRIVARE FINO A E'

$$\eta_{JR} = \frac{P_m}{q^+} = \frac{P_e - P_c}{q^+}$$

$$P_e = h_c - h_D = C_p(T_C - T_D) \quad \text{LAVORO DI ESPANSIONE}$$

$$P_c = h_B - h_A = C_p(T_B - T_A) \quad \text{LAVORO DI COMPRESSIONE}$$

$$Q_R^+ = h_c - h_{E'} = C_p(T_C - T_{E'}) = C_p(T_C - T_D) \quad \text{CALORE RIGENERATIVO}$$

$$\Rightarrow \eta_{JR} = \frac{C_p(T_C - T_D) - C_p(T_B - T_A)}{C_p(T_C - T_D)} = 1 - \frac{T_B - T_A}{T_C - T_D} = 1 - \frac{T_A}{T_C} \frac{\frac{T_B}{T_A} - 1}{1 - \frac{T_D}{T_C}}$$

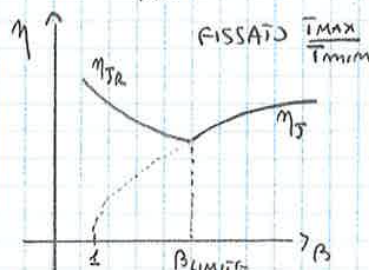
RESSENDO $\frac{T_B}{T_A} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$; $\frac{T_D}{T_C} = 1$ \Rightarrow

$$\eta_{JR} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \cdot \frac{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{1 - \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\eta_{JR} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

SI PUÒ TROVARE ANCHE NELLA FORMA:

$$\eta_{JR} = 1 - \frac{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{T_{max}/T_{min}}$$



CIÒ IMPLICA CHE ESISTE UN β LIMITE DOPO IL QUALE IL CICLO RIGENERATIVO NON AVVIENE PIÙ

DOPO DI CHE IL CICLO SEGUE L'ANDAMENTO DEL CICLO NON RIGENERATIVO

REGOLA DELLE FASI DI GIBBS

SISTEMA TO CARATTERIZZATO DA:

- 1) NUMERO DI COMPONENTI PARI A C
- 2) NUMERO DI FASI PARI A F (LIQUIDA, SOLIDA, VAPORE)

IL NUMERO DI GRADI DI LIBERTÀ "i" DEL SISTEMA, CIOÈ IL NUMERO DI VARIABILI TERMODINAMICHE CHE POSSONO VARIARE IN MODO INDIPENDENTE L'UNA DALL'ALTRA, È DEFINITO DALLA SEGUENTE REGOLA:

$$i = C - F + 2 \quad \text{REGOLA DELLE FASI DI GIBBS}$$

- 1) SISTEMA MONOCOMPONENTE C=1

$i = 3 - F$ CON UN SOLO STATO DI AGGREGAZIONE F=1
 $i = 2$

CASO CLASSICO DI UN SISTEMA COMPOSTO DA 1 SOLO GAS IDEALE (PV = nRT)

- 2) SISTEMA BI-COMPONENTE C=2

$i = 4 - F$ CON UN SOLO STATO DI AGGREGAZIONE F=1 MISCELA DI GAS
 $i = 3$ I = P, T + COMPOSIZIONE y_A O y_B FRAZIONE MOLARE: $y_A = \frac{m_A}{m_{TOT}}$
 POICHE' $y_A + y_B = 1$

- 3) SISTEMA MONOCOMPONENTE C=1

$i = 3 - F$ CON F=2 (DUE FASI) $i = 1$

AD ES. VAPORE E LIQUIDO

PASSAGGIO DI STATO

DEFINISCO VARIABILE INDIPENDENTE LA PRESSIONE P

=> CONSEGUENTE UNO E UNO SOLO VALORE DI TEMPERATURA T

- 4) SISTEMA MONOCOMPONENTE C=1

$i = 3 - F$ CON F=3 (TRE FASI)

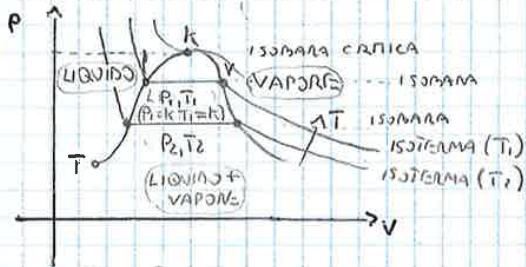
TUTTE LE VARIABILI SONO UNIVOCAMENTE DETERMINATE

=> NO GRADI DI LIBERTÀ; UNICO STATO TERMODINAMICO

CHÈ POSSIBILE COESISTENZA IN EQUILIBRIO DEI TRE

STATI DI AGGREGAZIONE (PUNTO TRIPLO)

PIANO PRESSIONE - VOLUME MASSIVO (DIAGRAMMA DI CLAPEYRON)



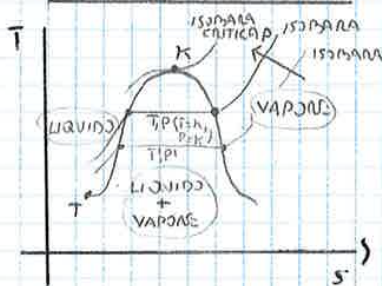
$P = - \int v dp$ NON HA PLESSO DI VALIDITÀ

DATA P (OPPURE DATA T) SI DEFINISCE UNIVOCAMENTE ANCHE LA COPPIA:

V_p VOLUME MASSICO A INIZIO EVAPORAZIONE ALLA DATA P (o T)

V_v VOLUME MASSICO A FINE EVAPORAZIONE ALLA DATA P (o T)

DIAGRAMMA DI GIRESS



$q = \int T ds$

IN GENERALE UNA COMPRESSIONE ADIABATICA:

$q - P_c = \Delta R \Rightarrow P_c = (h_{in} - h_{out})$
 $q=0$

DALL'EQ DELL'EN. CRITICA: $P_c = - \int v dp$

NEL CASO DI UN LIQUIDO: $v \approx k \Rightarrow P_c = -v(P_{out} - P_{in})$

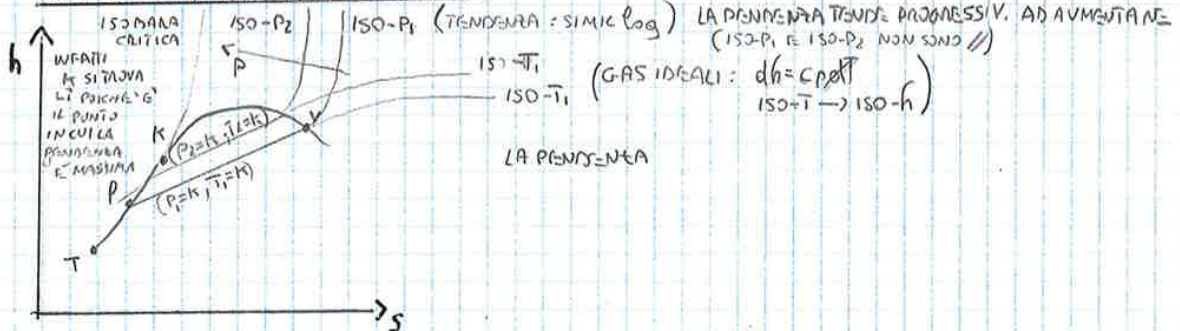
QUINDI NEL CASO DI UN LIQUIDO:

$\Delta h = v \Delta P$ MA CON V MOLTO PICCOLO ($H_2O: v = 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$)

Δh PICCOLO ANCHE PER ΔP MOLTO ELEVATO POICHÉ V MOLTO PICCOLO

↳ DA CUI: AUMENTO DI T MOLTO LIMITATO ANCHE A SEGUITO DI ΔP ELEVATI

DIAGRAMMA ENALPIA-ENTROPIA



ISTEMA TRENDE A UN COMPORTAMENTO ISO ENTROPICO

ISOBARA TRENDE A UN ANDAMENTO SIMIL LOGARITMICO

I P.T.D.: $q - P_c = dh \Rightarrow q = dh - v dp$

II P.T.D.: $q = T ds$

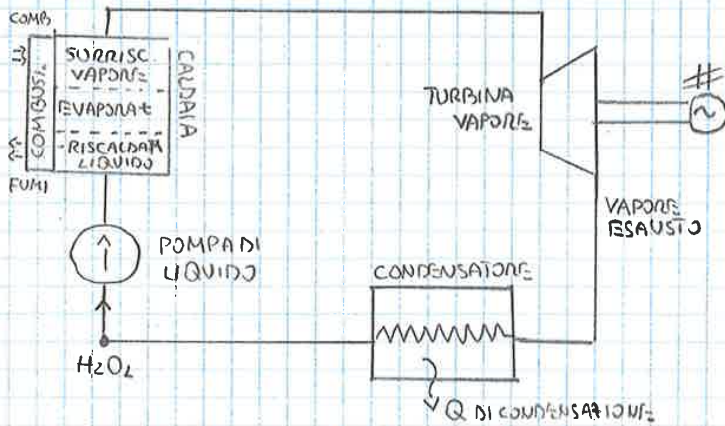
$\Rightarrow T ds = dh - v dp$

DERIVATA A P=C

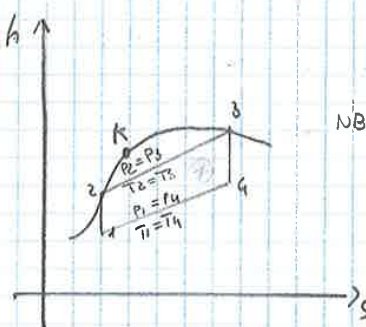
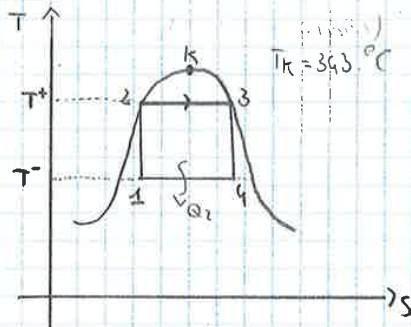
$T = \left(\frac{\partial h}{\partial s} \right)_P$

CICLI TERMODINAMICI MOTORI A VAPORE:

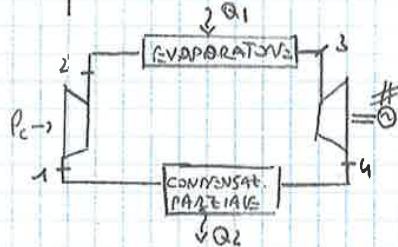
CICLI A COMBUSTIONE ESTERNA, PERCORSI DA UN'UNICA SPECIE CHIMICA CHE SI CONSERVA INALTERATA DAL PUNTO DI VISTA CHIMICO (IN GENERALE H₂O)



CICLO BENCHMARK: CICLO DI CARNOT A VAPORE



NB \bar{e}_3 e \bar{t}_4 NON SONO // !



$$|P_{el}| = h_2 - h_1$$

$$P_e = h_3 - h_4$$

$$q_1 = q_{EVAP} (T_{SAT} = T_2) = h_3 - h_2 = T_2 (s_3 - s_2)$$

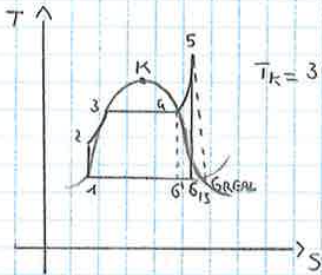
$$q_2 = (h_4 - h_1) = T_1 (s_4 - s_1)$$

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_1 (s_4 - s_1)}{T_2 (s_3 - s_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

RENDIMENTO DI CARNOT

CICLO RANKINE [RISORRISCALAMENTO]

(LEZIONE N° 29)



$T_K = 343^\circ\text{C}$

TROPPO H_2O_L PORTA DANNI (ALTE PALLE)

BISOGNA INNALZARE IL TITOLO $x_{G'}$

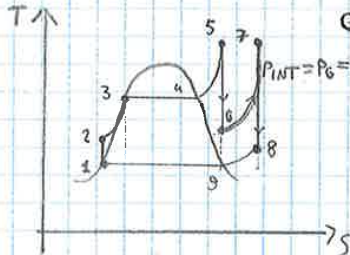
CON IL SURRISCALAMENTO 4-5 $x_{G'} \rightarrow x_G$; E' SUFFICIENTE?

NO IN CONDIZIONI DI LAVORO NORMALI

L'OBIETTIVO E' $x_G > 0,9$ (10% DI H_2O_L)

CICLO RANKINE CON UN SOLO SURRISCALAMENTO: NORMALMENTE $P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = 140 \text{ bar}$
 $T_3 \approx 650 - 700^\circ\text{C}$

$x_{G'} < 0,9$
 $x_{G''} < 0,9$



QUINDI:

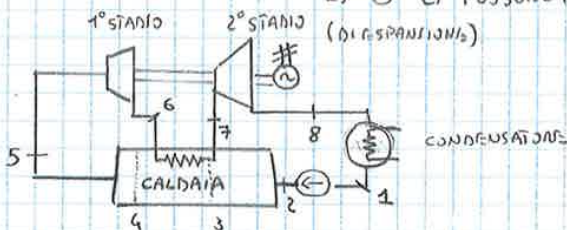
1^a ESPANSIONE FINO ALL'ISOBARA INTERMEDIA ($\rightarrow P_{INT} = P_6$)

2^a RISORRISCALAMENTO (NORMALMENTE $T_7 = T_5$)

8 VA A FINIRE NELLA ZONA IN CUI C'E' SOLO VAPORE \Rightarrow NON C'E' PIU' IL PROBLEMA DELLA PRESENZA DI H_2O_L ($x_8 = 1$)

(E' UN CASO QUESTO, CIOE' CHE 8 NELLA ZONA DI SOLO VAPORE; L'IMPORTANTE E' CHE $x_8 > 0,9$) \Rightarrow

\Rightarrow 3^a CI POSSONO ESSERE PIU' SURRISCALAMENTI



CONSIDERAZIONE:

NON E' DETTO CHE IL RENDIMENTO SIA MIGLIORE; PERO' BISOGNA COMUNQUE RISOLVERE IL PROBLEMA NEL TITOLO BASSO (CIOE' PRESENZA DI TROPPO $\text{H}_2\text{O}_L \rightarrow$ DANNI)

$$\eta = \frac{P_m}{q_1} = \frac{P_e - P_f}{q_1} = \frac{P_e}{q_1}$$

$$P_e = h_{1W} - h_{0W} \quad \text{IN TERMINI GENERALI}$$

$$q_1 = h_{0W} - h_{1W} = \int T ds \quad \text{IN TERMINI GENERALI}$$

$$P_{e, RIS} = (h_5 - h_6) + (h_7 - h_8)$$

$$q_{1, RIS} = \int_1^5 T ds + \int_6^7 T ds = (h_5 - h_2) + (h_7 - h_6)$$

$$\eta_{RIS} = \frac{(h_5 - h_6) + (h_7 - h_8)}{(h_5 - h_2) + (h_7 - h_6)}$$

SE NON FOSSE STATO AGGIUNTO IL RISURR.: $P_e = (h_5 - h_6)$
 $P_{e, RIS} > P_e$

SE NON FOSSE STATO AGGIUNTO IL RISURR.: $q_1 = \int_1^5 T ds = (h_5 - h_2)$
 $q_{1, RIS} > q_1$

SE NON FOSSE STATO AGGIUNTO IL SURR.: $\eta = \frac{(h_5 - h_6)}{(h_5 - h_2)}$
 $\eta_{RIS} > \eta$

\leftarrow DIPENDE CASO PER CASO (TENDENTE SI)

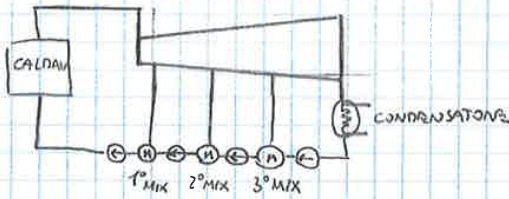
CON IL RISURR. L'EFFICIENZA PUO' ANCHE DIMINUIRE QUINDI MORALE NON C'E' UNACERTEZZA CHE AGGIUNGENDO UN RISURR. (E SOPRATTUTTO AGGIUNGENDONE PIU' DI UNO SI OTTENGANO SICURAMENTE UN MIGLIORAMENTO DELL'EFFICIENZA (PERCHE' E' VERO CHE AUMENTA IL LAVORO UTILE MA E' NECESSARIO PIU' QT)

ALTRA CONSIDERAZIONE: (ASPETTO POSITIVO)

AGGIUNGENDO UNO O PIU' SURR. P_e AUMENTA:

$W_e = G_{\text{H}_2\text{O}} \cdot P_e$ SE P_e AUMENTA A PARITA' DI W_e POSSO FAR LAVORARE IL CICLO CON MINORE PORTATA (TUTTO L'IMPIANTO E' PIU' PICCOLO, STESA MINORE)

LA FASE PIÙ DECISIVA, QUELLA DA 2 A 3, PUÒ ESSERE SURRISCALDATA DA UNO O PIÙ SPILLAMENTI:
 → PIÙ SPILLAMENTI (→ COSTI PIÙ ALTI)



...TANTE POMPE → MEGLIO GLI SCAMBIATORI A SUPERFICIE (CIOÈ A UNA PARETE DIVISORIA) ⇒
 ⇒ UNA POMPA INERTATA (= UNA PRIMA NELLA CALDAIA)



CICLI INVERSI

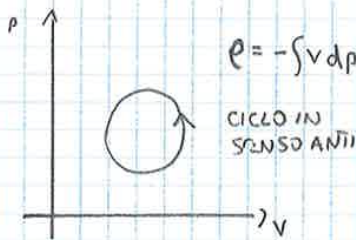
(LEZIONE N° 30)

CICLI TERMODINAMICI DI MACCHINE OPERANTI

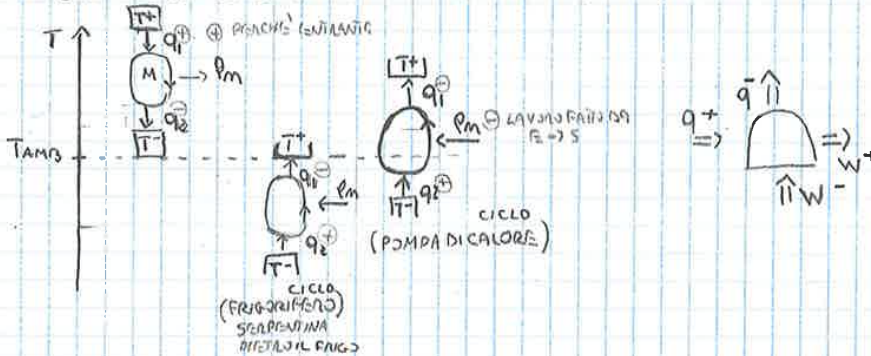
(MACCHINE CHE RICEVONO UN LAVORO NETTO DALL'ESTERNO, QUINDI HA SEGNO NEGATIVO)

(DI CONSEGUENZA IL CALORE SCAMBIATO TRA SISTEMA E DIVERSO HA SEGNO NEGATIVO)

(CIOÈ È MAGGIORE IL CALORE CEDUTO VERSO L'ESTERNO RISPETTO A QUELLO RICEVUTO)



CONSIDERANDO UNA MACCHINA BITERMICA



I° PI SISTEMA CHIUSO (CICLO) APPLICATO A CICLO INVERSO

$$Q(c) = L_m(c)$$

IN TERMINI MASSICI $q(c) = P_m(c)$

$$-|q_1| + q_2 = -|P_m|$$

$$|P_m| = |q_1| - q_2 \quad \text{oppure} \quad |q_1| = q_2 + |P_m|$$

DEFINIZIONE DI EFFICIENZA DEI CICLI INVERSI

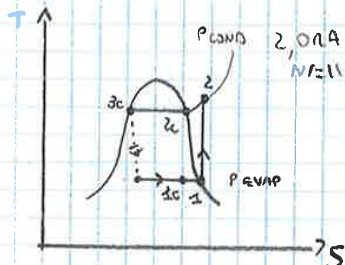
1) CICLO FRIGORIFERO (E_R)

$$E_{FR} = \frac{q_2^+}{|P_m^+|} = \frac{q_2^+}{|q_1^+ - q_2^+|} \quad [> 0]$$

2) POMPA DI CALORE (COP COEFFICIENT OF PERFORMANCE)

$$E_{PC} = COP = \frac{|q_1^-|}{|P_m^-|} = \frac{|q_1^-|}{|q_1^- - q_2^-|} \quad [> 1] \rightarrow \text{(SCELGO COME SPESA SOLO } P_m \text{ } q_2 \text{ È COME SE ME NE DIMENTICASSI È GRATIS)}$$

⇒ CICLO INVERSO A COMPRESIONE DI VAPORI



2, ORA (NON COME IN C. CARNOT), SI TROVA NEI VAPORI DEL VAPORE SURRISCALATO

1c → 1: EVAPORAZIONE COMPLETA

1 → 2 COMPRESIONE IN FASE VAPORI (2 VAPORI SURRISCALATO)

2 → 2c DESURRISCALAMENTO

2c → 3c CONDENSAZIONE

3c → 4 LAMINAZIONE ISENTROPICA

4 → 1 EVAPORAZIONE (FASE UTILE DEL CICLO FRIGORIFERO)

PCOND → PEVAP ESPANSIONE → POTENZIALMENTE OTTENGO LAVORO PERO'

$l_e = \int -v dp$ V MOLTO BASSO PERCHE' E' PRACTICAMENTE UN LIQUIDO

DA CUI $l_e \approx 0$

DA CUI: SI INSERISCE UNA VALVOLA DI LAMINAZIONE (STRUTTURATA)



EQ. E. CINETICA: $l_e + l_s + l_a + \int v dp + \Delta l_c + \Delta l_p = 0$

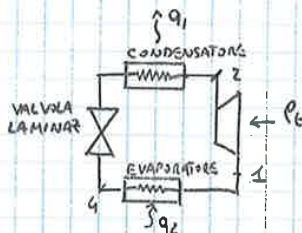
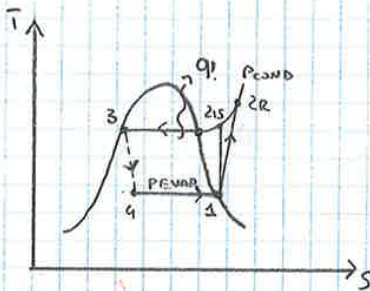
$l_a = -\int v dp = -v(P_4 - P_3) > 0$ PERCHE' $l_a > 0 \Rightarrow P_4 < P_3$

I° P.T.DSA: $q - l_e = \Delta h + \Delta l_c + \Delta l_p \rightarrow \Delta h = 0$ (⇒ ESPANSIONE TRAMITE UNA VALVOLA E' ISENTROPICA)

$h_3 = h_4$

II° P.T.DSA: $\Delta S = \int \frac{\tilde{q}}{T} + S_i \Rightarrow s_4 - s_3 = S_i > 0 \rightarrow s_4 > s_3$ (IRREVERSIBILE)

(LEZIONE N° 31)



$E_{FR} = \frac{q_2}{|l_c|}$

COMPRESIONE: $q - l_c = \Delta h = 0 \Rightarrow l_c = -\Delta h \quad l_c = h_1 - h_2 < 0 \Rightarrow |l_c| = h_2 - h_1$

EVAPORAZIONE: $q - l_e = \Delta h \quad q_2 = \Delta h = h_1 - h_4$

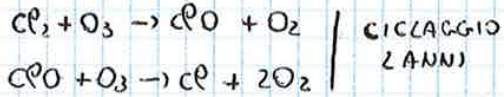
⇒ $E_{FR} = \frac{q_2}{|l_c|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$

$E_{FR} \uparrow (h_1 - h_4) \uparrow$

FLUIDI FRIGORIGENI:

- 1) STORICAMENTE: CFC (CLORO-FLUORO-CARBURI) E HCFC (IDRO-CLORO-FLUORO-CARBURI)
- 2a) R12 (O FREON 12): CF2Cl2 (AMBIENTI CIVILI E AUTOMOBILISTICI)
- 1b) R22 CHClF (AMBIENTE INDUSTRIALE)

PROTOCOLLO DI MONTREAL (1987) HA DEFINITO DIMISSIONE DI QUESTE TIPOLOGIE DI FLUIDI.



ATTUALMENTE UTILIZZABILI: HFC (IDRO-FLUORO-CARBURI)

R134a: CH_2FCF_3 TETRAFLUOROETANO (IL PIÙ UTILIZZATO DEGLI HFC)

SONO COMUNQUE GAS SERRA, CON GWP DI CIRCA 2000 ANCHE QUESTI NON SONO COSÌ ENERGETICI
 → SEMPRE PIÙ GRANDE L'INTERESSE NELL'UTILIZZARE FLUIDI ORGANICI NON CONTENENTI ALOGENI

NEL FUTURO: FLUIDI ORGANICI SENZA ALOGENI: ESEMPLO, LA CO2 (EFFETTO SERRA BASSO)

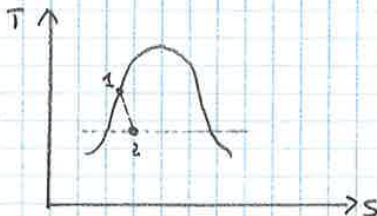
(NH3) (IN AMBITO INDUSTRIALE, PRINCIPALE FLUIDO REFRIGERANTE) AMMONIACA

ULTIMA CONSIDERAZIONE:



LAMINAZIONE ISENTROPICA

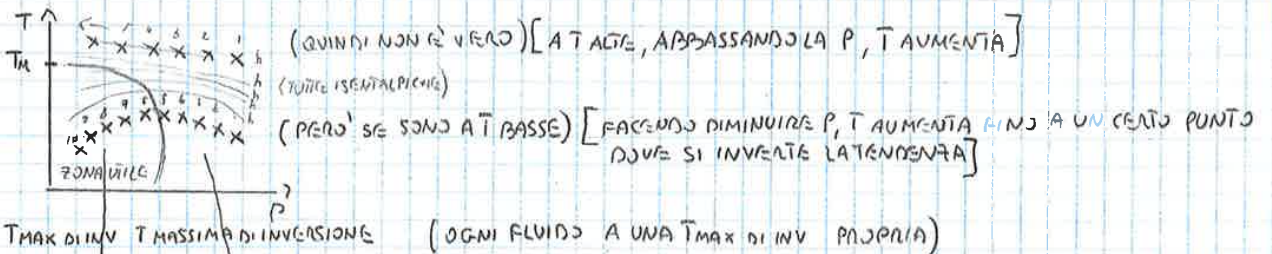
$$\begin{array}{l} P_2 < P_1 \\ h_2 = h_1 \\ S_2 > S_1 \end{array}$$



$$\begin{array}{l} P_2 < P_1 \\ T_2 < T_1 \end{array}$$

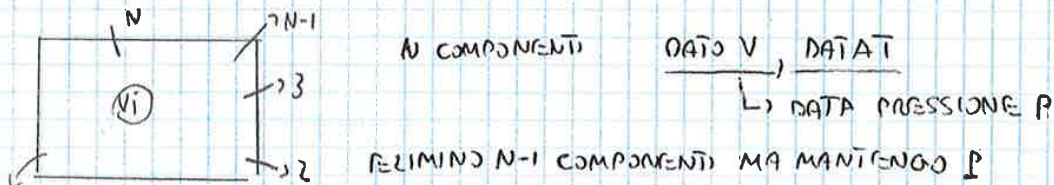
È SEMPRE VERO CHE LA LAMINAZIONE ABBASSI LA T? (NO)

APPROCCIO SPERIMENTALE:



$$\begin{array}{l} \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h > 0 \\ \text{ZONA UTILE PER} \\ \text{LAMINAZIONE} \\ \text{ISENTROPICA} \end{array} \quad \begin{array}{l} \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h < 0 \\ \text{NB:} \\ \Rightarrow \text{PER FARE UNA LAMINAZIONE ISENTROPICA:} \end{array}$$

⇒ BISOGNA STARE SOTTO T_{MAX DI INV} E NELLA ZONA CON $\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h > 0$
 $\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h = M_{ST}^2$ COEFFICIENTE SOULEY-THOMPSON ⇒ $M_{ST} > 0$



V_i = VOLUME PARZIALE COMPONENTE i -ESIMO

① $PV_i = m_i \bar{R}T$ $\left\{ \begin{array}{l} \text{POICHE' } m = \sum_{i=1}^N m_i \Rightarrow \boxed{V = \sum_{i=1}^N V_i} \end{array} \right.$ LEGGE DI AMAGAT-LENUC
 $PV = m \bar{R}T$ LEGGE DEI VOLUMI ADDITIV

(DATA UNA MISCELA A UNA DATA T, P : V_{TOT} = SOMMA DEI VOLUMI PARZIALI)

$y_i = \frac{m_i}{m} = \frac{V_i}{V}$ FRAZIONE MOLARE EQUIVALE ALLA FRAZIONE VOLUMICA

$H = \sum_{i=1}^N H_i = \sum_{i=1}^N m_i h_i$
 $h_m = \frac{H}{M} = \sum_{i=1}^N \frac{m_i}{M} h_i = \sum_{i=1}^N x_i h_i$
 $S_m = \sum_{i=1}^N x_i s_i$ $u_m = \sum_{i=1}^N x_i u_i$

CALORI SPECIFICI:

$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$ $c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$

CONSIDERO MISCELA:

$c_{v,m} = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{v,m} = \frac{\partial}{\partial T} \sum_{i=1}^N x_i u_i = \sum_{i=1}^N x_i \underbrace{\left(\frac{\partial u_i}{\partial T} \right)_v}_{c_{v,i}}$

$c_{v,m} = \sum_{i=1}^N x_i c_{v,i}$ $c_{p,m} = \sum_{i=1}^N x_i c_{p,i}$
 ~~$\gamma_m = \sum_{i=1}^N x_i \gamma_i$ NO!~~ MA: $\gamma_m = \frac{c_{p,m}}{c_{v,m}} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i c_{p,i}}{\sum_{i=1}^N x_i c_{v,i}}$

MISCELA \rightarrow SI PUO' AVERE CHE: (PROBLEMA)
 DURANTE LA CONDENSAZIONE



\Downarrow
 MISCELE CON COMPONENTI CONDENSABILI

\Rightarrow MISCELA DI N_2, O_2, Ar, CO_2 + VAPORE H_2O
ARIA UMIDA (PSICROMETRIA)

MISCELA QUALUNQUE DI GAS + H_2O SI PUO' AMMETTERE CON BUONA APPROSSIMAZIONE CHE IL VAPORE H_2O SERVA LA LEGGE DI STATO DEI GAS IDEALI

QUINDI: MISCELA IDEALE DI GAS IDEALI: $P = \sum_{i=1}^N p_i = \sum_{i=1}^{N-1} p_i + P_{H_2O,v}$

ENTALPIA ARIA UMIDA:

$$H = \sum_{i=1} H_i = H_a + H_v = M_a h_a + M_v h_v$$

$$h = \frac{H}{M_a} = h_a + x h_v \quad \left[\frac{kJ}{kg_a} \right]$$

NON È UNA BUONA IDEA RELATIVIZZARE L'ENTALPIA ALLA MASSA TOTALE (M_v+M_a) PERCHÉ LA M_v TIPICAMENTE CAMBIA

NELLE MISCELE ARIA E VAPORE LE GRANDIZZE MASSICHE SONO RELATIVIZZATE ALLA MASSA DELLA SOLA ARIA SECCA

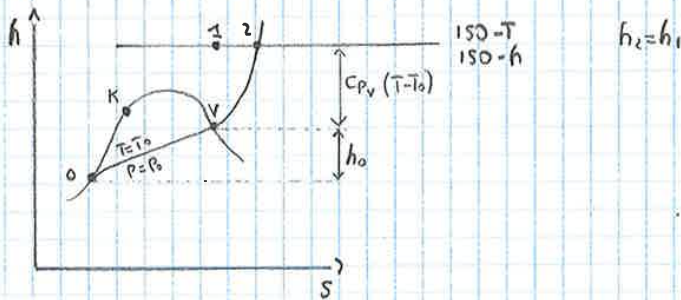
STATO DI RIFERIMENTO

(LEZIONE N° 33)

T₀ = 273,15 K H₂O IN FASE LIQUIDA

ARIA SECCA

$$h_a = c_{p_a} (T - T_0) = c_{p_a} T, \quad T \text{ TEMPERATURA IN } [^{\circ}C]$$



$$h_1 = h_2 = h_v = h_0 + c_{p_v} (T - T_0) = h_0 + c_{p_v} T, \quad h_0 = \text{ENTALPIA DI EVAPORAZIONE H}_2\text{O A } T = T_0 = 273,15 \text{ K}$$

USUALMENTE h₀ VIENE ESPRESSO R₀

$$h = c_{p_a} (T - T_0) + x [R_0 + c_{p_v} (T - T_0)]$$

$$h = c_{p_a} T + x (R_0 + c_{p_v} T) \quad \left[\frac{kJ}{kg_a} \right], \quad T \text{ IN } [^{\circ}C]$$

x UMIDITÀ ASSOLUTA $\left[\frac{kg_v}{kg_a} \right]$

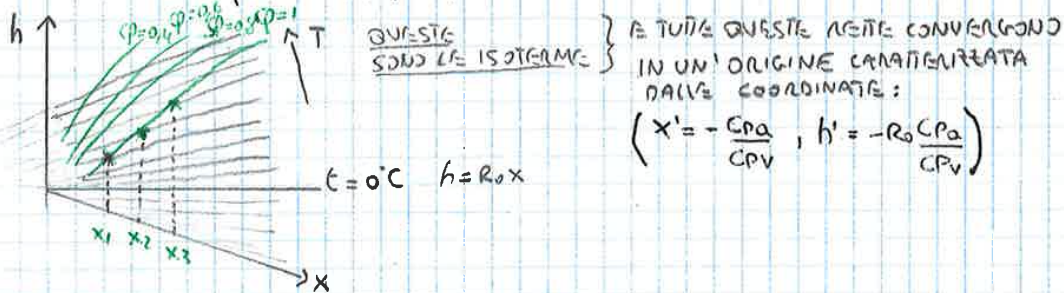
φ UMIDITÀ RELATIVA

h ENTALPIA SPECIFICA ARIA UMIDA $\left[\frac{kJ}{kg_a} \right]$

DIAGRAMMA DI MOLIER DELL'ARIA UMIDA

USUALMENTE P = PAMB = 101325 [Pa] PRESSIONE SUL LIVELLO DEL MARE $(R_0 + c_{p_v} T)$

$$h = c_{p_a} T + x (R_0 + c_{p_v} T) \quad (\text{SE PRENDIAMO T COME PARAMETRO, LA CURVA SARÀ: } h = A + Bx)$$



$$x = 0,622 \frac{\phi P_s(T)}{P - \phi \cdot P_s(T)}$$

ESEMPLO: φ = 1 (TROVO QUESTE) ...

$$x = 0,622 \frac{P_s(T)}{P - P_s(T)} \quad 101325 = P - P_s(T)$$

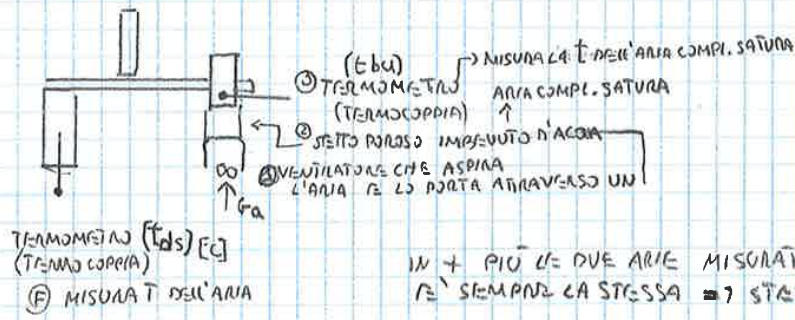
FISSATA T → TROVO P E QUINDI x
 1) T₁ → x₁
 2) T₂ → x₂
 3) T₃ → x₃
 UNENDO I TROVO LA CURVA φ=1

CURVE IN VERDE: CURVE ISO UMIDITÀ-RELATIVA ~ CURVE ISO-φ

QUESTO GRAFICO ERA POCO PRATICO ⇒ È STATA FATTA UNA MODIFICA ⇒

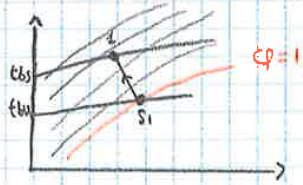
PSICROMETRO

STRUMENTO CHE DETERMINA LO STATO TERMODINAMICO DI UNA MISCELA DI ARIA UMIDA



IN + PIU' LE DUE ARIE MISURATE NON SONO DIVERSE!
 E' SEMPRE LA STESSA => STESSA ENTALPIA

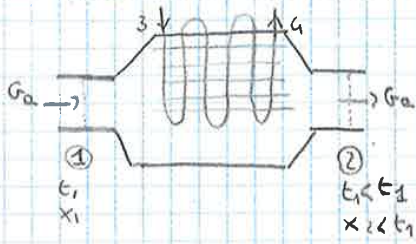
t_{bs} TEMP. A BULBO SECCO
 t_{bu} TEMP. A BULBO UMIDO = t_s TEMP. DI SATURAZ. ADIABATICA



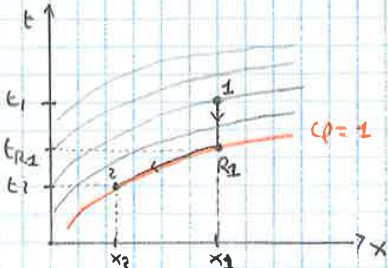
RIESEO COSI' A TROVARE TUTTE
 LE CARATTERISTICHE DELL'ARIA (NEL PUNTO 1)
 (NELLA VIDEOLEZIONE N° 33 ULTIMIO' E' SPIEGATO MOLTO BENE)

=> MI BASTANO DUE MISURE DI T (IN CONDIZ. DIVERSE) PER CONOSCERE LO STATO TERMODINAMICO
 DELL'ARIA (PRINCIPIO DI FUNZ. DELLO PSICROMETRO)

RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE:



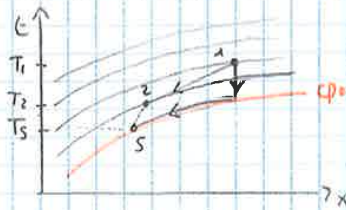
FLUIDO NELLA MASSERA: R134a IN EVAPORAZIONE $T_c = T_s$



1-2 RAFFREDDAMENTO SENSIBILE $x_1 = x_{R1}$

R1-2 RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE $x_2 < x_1$

IN REALTÀ IL PUNTO 2 NON POTREBBE ESSERE IL PUNTO S A T_S POICHÉ IO NON POSSO IMPORRE T₂; QUESTO È L'OBIETTIVO LA VARIABILE DIPENDENTE È T_S



[REALTÀ: NO 1-R1-2 MA 1-2]



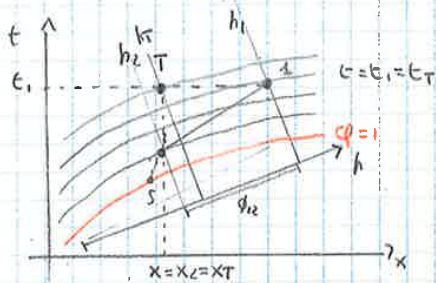
FAITORE DI BYPASS (DATO TARGA DEUMIDIFICAZIONE)

$$f_{bp} = \frac{h_2 - h_5}{h_1 - h_2} = \frac{x_2 - x_5}{x_1 - x_2}$$

NO $f_{bp} = \frac{h_2 - h_5}{h_1 - h_5}$

CASO IDEALE: $h_2 = h_5 \rightarrow f_{bp} = 0$

CASO REALE: $h_2 > h_5 \rightarrow f_{bp} > 0$ [PIÙ È PICCOLO MEGLIO È]



$$(h_1 - h_2) = (h_1 - h_i) + (h_i - h_2)$$

$$\Phi_{12} = G_a (h_1 - h_2) = G_a (h_1 - h_i) + G_a (h_i - h_2)$$

Φ_{L1}
FLUSSO TERMICO
LATENTE

NON HA EFFETTI
SULLA T MA SOLO
SULLA QUANTITÀ D'ACQUA
IN MISCELA

Φ_{T2}
FLUSSO TERMICO
SENSIBILE

HA EFFETTO SOLO
SULLA TEMPERATURA

CONDUZIONE TERMICA

EQUAZIONE GENERALE - NELLA CONDUZIONE TERMICA PONTE IN RELAZIONE FUNZIONALE:

- 1) IL FLUSSO TERMICO TRASMESSO (SPESSE OBIETTIVO DEL CALCOLO; VARIABILE DIPENDENTE) CAMPO DI TEMPERATURA DEL CORPO (O DEI CORPI)
- 2) PROPRIETÀ TERMOFISICHE DEL MATERIALE (O DEI MATERIALI) CHE COSTITUISCONO IL CORPO (PROPRIETÀ COSTITUTIVE)
- 3) MODALITÀ DI INTERAZIONE TERMICA TRA IL CORPO (SEDE DEL FENOMENO DI SCAMBIO TERMICO) E L'AMBIENTE ESTERNO; CONDIZIONI AL CONFINO.

1) SI APPLICA L'EQUAZIONE DI PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMO DINAMICA AL CORPO;

2) SI AGGIUNGE UN'EQUAZIONE COSTITUTIVA CHE INTRODUCERGLI EFFETTI DEL CAMPO DI TEMPERATURA E DELLE PROPRIETÀ TERMOFISICHE DEL MATERIALE

QUESTE EQUAZIONI SONO INTRODOTTE CONSIDERANDO UN'IDONEA PORTE, MA ACCETTABILE IN AMBITO MACROSCOPICO: CORPO CONTINUO: $\rho = \lim_{V \rightarrow 0} \frac{M}{V} > 0$

NEL CORPO CONTINUO, SI DEFINISCE CAMPO DI UNA GRANDEZZA TERMODINAMICA QUALUNQUE Z :
 $Z = Z(x, y, z, t)$

SI DEFINISCE QUINDI COME GRADIENTE SPAZIALE DELLA GRANDEZZA Z :

$$\text{grad } Z = \nabla Z = \frac{\partial Z}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial Z}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial Z}{\partial z} \vec{k}$$

I PTD: $\Phi - W_i = \frac{dU}{dt}$

$$[\Phi_s + \Phi_v] - W_i = \frac{dU}{dt}$$

$W_i = 0$

Φ_s : FLUSSO SCAMBIATO TRA CORPO ED ESTERNO ATTRAVERSO LA SUPERFICIE DI CONFINO S

Φ_v : FLUSSO GENERATO DA FENOMENI DI GENERAZIONE INTERNA (CHIMICI, ELETTOCHIMICI, ELETTROMAGNETICI, NUCLEARI) NEL VOLUME DI CONTROLLO

$$[\Phi_s + \Phi_v] = \frac{dU}{dt} \Rightarrow$$

$$-\int_S \vec{q}_s \cdot d\vec{s} + \int_V q_v dV = \int_V \frac{du}{dt} \rho \cdot dV$$

$\vec{q}_s \left[\frac{W}{m^2} \right]$ FLUSSO TERMICO PER UNITÀ DI SUPERFICIE S
 È UN TERMINALE VETTORIALE (NELLE 3 COORDINATE)

$q_v \left[\frac{W}{m^3} \right]$ FLUSSO TERMICO PER UNITÀ DI VOLUME V
 È UN TERMINALE SCALARE (ANCHE NON OMOGENEO)

ρ : DENSITÀ DEL CORPO

TRAMITE IL TEOREMA DELLA DIVERGENZA (GAUSS-GREEN)

$$\int_S \vec{q}_s \cdot d\vec{s} = \int_V \nabla \cdot \vec{q}_s \cdot dV$$

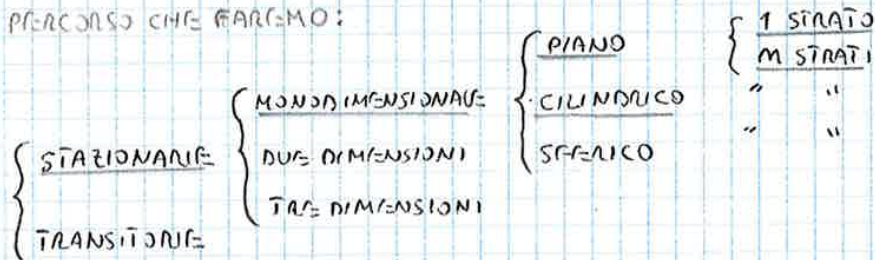
$\nabla \cdot \vec{q}_s$ DIVERGENZA DEL VETTORE \vec{q}_s

$$\nabla \cdot \vec{q}_s = \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}$$

$$\text{OTTENIAMO: } -\int_V \nabla \cdot \vec{q}_s \cdot dV + \int_V q_v \cdot dV = \int_V \frac{du}{dt} \rho \cdot dV \Rightarrow -\nabla \cdot \vec{q}_s + q_v = \rho \frac{du}{dt}$$

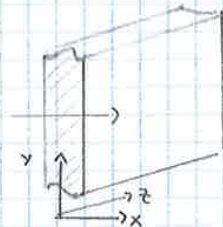
FINE STEP 1

PERCORSO CHE FAREMO:



REGIME STAZIONARIO MONODIMENSIONALE PIANO

- COND. STAZIONARIE
- $\lambda = k$
- MONODIMENSIONALE
- $q_v = 0$
- UNO STRATO



VARIA SOLO IN UNA DIREZIONE

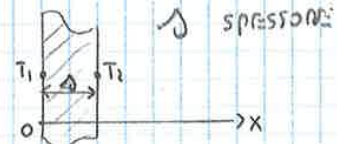
$$\lambda \nabla^2 T + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}, \quad \nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

MONODIMENSIONALE $\Rightarrow \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$ (COND. STAZIONARIE (CIOE' NON VARIA NEL TEMPO))

$$\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \quad \lambda = k \Rightarrow \frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \Rightarrow$$

$$\frac{dT}{dx} = C_1 \quad \int dT = \int C_1 dx \Rightarrow T = C_1 x + C_2$$



CONDIZIONI AL CONFINO $\left\{ \begin{array}{l} x=0 \quad T=T_1 \\ x=\Delta \quad T=T_2 \end{array} \right. \Rightarrow$

$$\Rightarrow \begin{cases} T_1 = C_1 \cdot 0 + C_2 \\ T_2 = C_1 \Delta + C_2 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} C_2 = T_1 \\ T_2 = C_1 \Delta + T_1 \Rightarrow T_2 - T_1 = C_1 \Delta \Rightarrow C_1 = \frac{T_2 - T_1}{\Delta} \end{cases} \Rightarrow T = \left(\frac{T_2 - T_1}{\Delta} \right) x + T_1$$

(IN QUINTO: $T = C_1 x + C_2$)

$$\phi = -\lambda A \frac{dT}{dx} = -\lambda A \frac{d}{dx} \left(\frac{T_2 - T_1}{\Delta} x + T_1 \right) = -\lambda A \frac{T_2 - T_1}{\Delta} = \frac{\lambda A}{\Delta} (T_1 - T_2)$$

$$\phi = \frac{\lambda A}{\Delta} (T_1 - T_2)$$



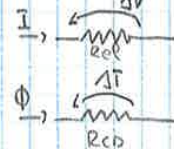
[E' COMODA L'ANALOGIA ELETTRICA]

FACCIAMO UN PARALLELISMO CON IL CASO ELETTRICO

$$\Delta V = R_{el} I \quad (\text{LEGGE DI OHM}) \quad R_{el}, \text{ RESISTENZA ELETTRICA}, I, \text{ CORRENTE}$$

$\frac{\Delta T}{\Delta V}$	$\frac{R_{el}}{R_{cd}}$
ϕ	I
R_{cd}	R_{el}

CADUTE DI TEMP. - CADUTE DI TENS.



$$\Delta T = R_{cd} \phi \quad \phi = \frac{\Delta T}{R_{cd}} \quad \text{ABBIAMO VISTO } \phi = \frac{\lambda A}{\Delta} (T_1 - T_2) \Rightarrow$$

$$R_{cd} = \frac{\Delta}{\lambda A} \Rightarrow \Delta T = \frac{\Delta}{\lambda A} \phi \Rightarrow \phi = \frac{\lambda A}{\Delta} \Delta T$$

SE ABBIAMO PIU' STRATI:



$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_1 = \phi_2 = \phi \\ \Delta T_{TOT} = R_{TOT} \phi \\ R_{TOT} = \sum_{i=1}^M R_i \end{array} \right. \quad R_i = \frac{\Delta_i}{\lambda_i A}$$

CONDUZIONE TERMICA STAZIONARIA MONODIMENSIONALE: GENERAZIONE (LEZIONE N° 39)

INTERNA DI CALORE ($q_v \neq 0$)

- COND. STAZIONARIA
- $\lambda = k$
- MONODIMENSIONALE
- $q_v = k$
- UNO STRATO

CASO PIANO

$$\lambda \nabla^2 T + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad , \quad \nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

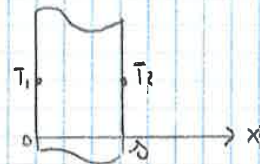
$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

$= 0$

$$\boxed{\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} + q_v = 0} \Rightarrow \frac{d^2 T}{dx^2} = -\frac{q_v}{\lambda}$$

$$\frac{dT}{dx} = -\frac{q_v}{\lambda} x + C_1 \quad \int dT = \int \left(-\frac{q_v}{\lambda} x + C_1 \right) dx$$

$$\boxed{T = -\frac{q_v x^2}{2\lambda} + C_1 x + C_2}$$



CONDIZIONI AL CONFINO:

$$\begin{cases} x=0 & T=T_1 \\ x=\delta & T=T_2 \end{cases} \quad \begin{cases} T_1 = -\frac{q_v}{2\lambda} \cdot 0 + C_1 \cdot 0 + C_2 \\ T_2 = -\frac{q_v}{2\lambda} \delta^2 + C_1 \delta + C_2 \end{cases} \quad \begin{cases} C_2 = T_1 \\ T_2 = -\frac{q_v}{2\lambda} \delta^2 + C_1 \delta + T_1 \end{cases}$$

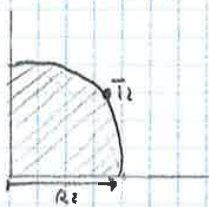
$$\begin{cases} T_2 - T_1 + \frac{q_v \delta^2}{2\lambda} = C_1 \delta \\ C_1 = \frac{T_2 - T_1}{\delta} + \frac{q_v \delta}{2\lambda} \end{cases}$$

$$\boxed{T = -\frac{q_v x^2}{2\lambda} + \left(\frac{T_2 - T_1}{\delta} + \frac{q_v \delta}{2\lambda} \right) x + T_1}$$

$$\phi = -\lambda A \frac{dT}{dx} = -\lambda A \left[-\frac{q_v}{\lambda} x + \left(\frac{T_2 - T_1}{\delta} + \frac{q_v \delta}{2\lambda} \right) \right] = \lambda A \frac{q_v}{\lambda} x - \lambda A \left(\frac{T_2 - T_1}{\delta} + \frac{q_v \delta}{2\lambda} \right) =$$

$$\boxed{\phi = A q_v x - \lambda A \left(\frac{T_2 - T_1}{\delta} + \frac{q_v \delta}{2\lambda} \right)}$$

CASO CILINDRICO CILINDRO PIENO



CONDIZIONI AL CONFINAMENTO

$$\begin{cases} R=0 \Rightarrow \phi=0 \Rightarrow \frac{dT}{dr}=0 \\ R=R_2 \Rightarrow T=T_2 \end{cases}$$

$$T = -\frac{q_v}{4\lambda} r^2 + c_1 \ln r + c_2$$

$$\frac{dT}{dr} = -\frac{q_v}{2\lambda} 2r + \frac{c_1}{r} = 0 \Rightarrow \frac{q_v r}{\lambda} = \frac{c_1}{r} \Rightarrow c_1 = \frac{q_v r^2}{\lambda} \Big|_{r=0} \quad c_1 = 0$$

$$T = -\frac{q_v}{4\lambda} r^2 + c_2$$

$$T_2 = -\frac{q_v}{4\lambda} R_2^2 + c_2 \Rightarrow c_2 = T_2 + \frac{q_v R_2^2}{4\lambda}$$

$$T = -\frac{q_v r^2}{4\lambda} + \frac{q_v R_2^2}{4\lambda} + T_2$$

$$T = \frac{q_v}{4\lambda} (R_2^2 - r^2) + T_2$$

MECCANISMO NELLA CONDUZIONE

ARRIVANTE A LIVELLO MICROSCOPICO (COMP. FONONICA / ONDE, FONONI, PICCOLE VIBRAZIONI / ELETTRONI LIBERI / COMP. ELETTRONICA)

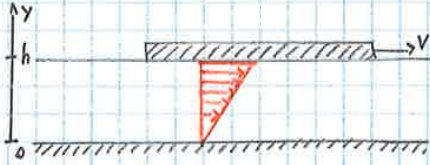
CONDUITIVITA' PIU' ALTE = NEI SOLIDI (NEI LIQUIDI, E ANCORA DI PIU' NEI GAS, CONDUITIVITA' PIU' BASSA: POICHE' LE MOLECOLE SONO PIU' DISIANTI TRA LORO; INFATTI L'ARIA E' UN BUON ISOLANTE TERMICO, NON PER NULLA VENGONO USATI MATTONI CAVI PER ISOLARE...)

PREMESSA ALLA CONVEZIONE

ALCUNI CONCETTI SUL MOTO DEI FLUIDI

FORZE DI TIPO VISCOSO

VISCOSITA' : E' UNA PROPRIETA' DEL FLUIDO CHE ESPRIME L'ATTITUDINE A PRODURRE AZIONI DI ATRITO INTERNO.



$v = A \cdot y + B$

$$\begin{cases} y=0 & v=0 & 0 = A \cdot 0 + B & B=0 \\ y=h & v=v_1 & v_1 = A \cdot h + B & A = \frac{v_1}{h} \end{cases}$$

$v = \frac{v_1}{h} y$

$\frac{dv}{dy} = \frac{v_1}{h}$

$\frac{F}{A} = \tau$

$\tau \propto \frac{dv}{dy}$

$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}$ [Pa] [Pa·s] [kg/ms]

μ = VISCOSITA' DINAMICA

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ [m²/s] [kg/ms] [kg/m³]

ν = VISCOSITA' CINEMATICA

ρ = DENSITA'

FLUIDI NEWTONIANI

$\mu = \mu(\text{SOSTANZA}, \rho, T)$

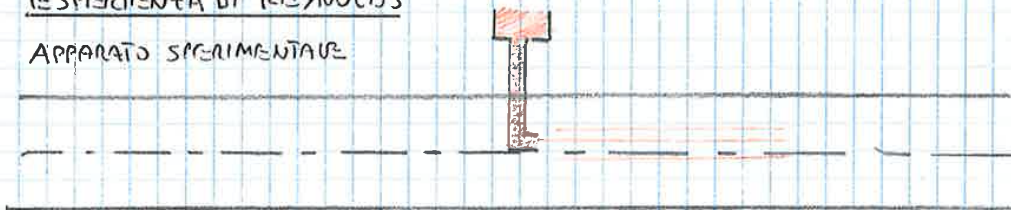
FLUIDI NON NEWTONIANI

$\mu = \mu(\text{SOST}, \rho, T, v)$ v = VELOCITA'

REGIME DI CAMPO DINAMICO

ESPERIENZA DI REYNOLDS

APPARATO Sperimentale



TUBO TRASPARENTE IN CUI HA IMMESSO UNA SOST. COLORATA CON PROPRIETA' SIMILI A QUELLE DEL FLUIDO

MODIFICANDO LA PORTATA OSSERVAVA IL TRACCIANTE

PORTATE BASSE = TRACCIANTE LINEARE

(AUMENTANDO LE PORTATE)

A UNA CERTA PORTATA = TRACCIANTE NON LINEARE

REGIMI DIVERSI

REGIME LAMINARE ZONA TRANSIZIONE REG. MOTO TURBOLENTO

NUMERO DI REYNOLDS

(ADIMENSIONALE)

$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_c}{\mu} = \frac{v \cdot d_c}{\nu}$ d_c DIMENSIONE CARATTERISTICA

NUMERO OLTR E IL QUALE MOTO: DA LAMINARE A TURBOLENTO

TIPICI DI CONVEZIONE

- 1) CONVEZIONE FORZATA IMPUNGO FORZA A UN CAMPO DI MOTTO (TRASCUR. LA C. NATURALE)
- 2) CONVEZIONE NATURALE SEMPRE PRESENTE
- 3) CONVEZIONE MISTA (SIA FORZATA CHE NATURALE) MOLTO COMPLESSA

ORDINI DI GRANDINEZZA DEL COEFFICIENTE CONVETTIVO

TIPO DI CONVEZIONE	ORDIN. DI GRANDINEZZA α [W/m^2K]
GAS IN CONV. NATURALE	10^1
GAS IN CONV. FORZATA	10^2
LIQUIDI IN CONV. NATUR.	$10^1 \div 10^3$
LIQUIDI IN CONV. FORZATI	$10^0 \div 10^4$
CAMBIAMENTI DI STATO: EVAP. O CONDENS.	$10^3 \div 10^5$

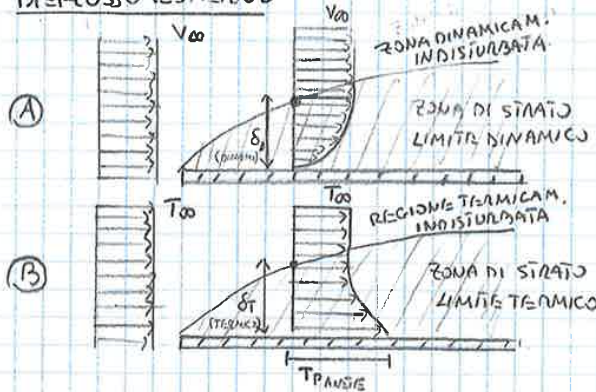
SCOPPO =
DISSIPARE IL CALORE

CONVEZIONE FORZATA

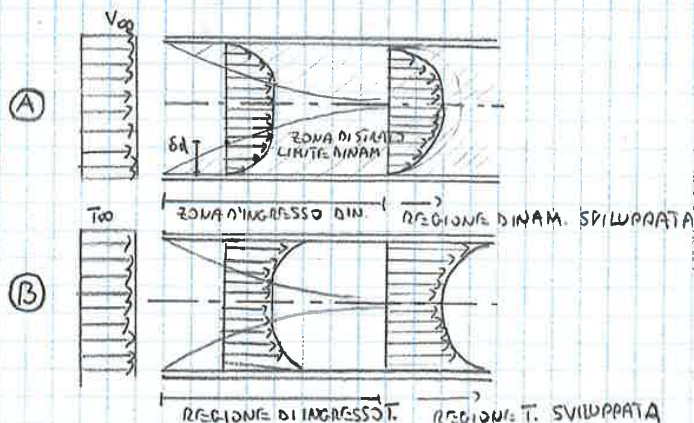
STRATO LIMITE

- A) DINAMICO
- B) TERMICO

DE-FLUSSO ESTERNO



DE-FLUSSO INTERNO



ESEMPI DI CORRELAZIONI ADIMENSIONALI PER LA CONVEZIONE

FORZATA NEI CONDOTTI A SEZIONE CIRCOLARE

$$Nu = A \cdot Re^B \cdot Pr^C$$

IPOTESI: FLUSSO COMPLETAMENTE SVILUPPATO

DITUS BOELFELER $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^m$

$m = 0,3$ FLUIDO CHE SI RAFFRESCA

$m = 0,4$ FLUIDO CHE SI RISCALDA

$Re > 10^4$ (TURBOLENTO)

$0,7 < Pr < 160$

$Re < 2300$ (LAMINARE)

$Nu = 3,66$

CAMBIO DI GEOMETRIA

$D_{equiv} = 4 \frac{AREA}{PERIMETRO}$

(DIAMETRO IDRAULICO EQUIVALENTE)

CONVEZIONE NATURALE

OSSERVAZIONE SULLA VELOCITA' COEFF PIU' BASSI

MECCANISMO AITAVESO CUI SI ATTRA LA C.N.

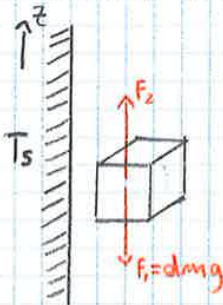
CONDIZIONI NECESSARIE:

1) CAMPO DI FORZE DI MASSA

2) LA DENSITA' $\rho = f(T)$

NB: - SALTO DI T. TRA SUP. ED ESTERNO
- FLUIDO IN CAMPO GRAVITAZ.

CONSIDERIAMO UNA PARETE PIANA VERTICALE



$F_1 = -dm|g| = -\rho dv|g|$

$F_2 = +\rho dv|g|$

$R = F_1 + F_2 = -\rho dv|g| + \rho_{\infty} dv|g| = (\rho_{\infty} - \rho) dv|g| =$

$= (\frac{\rho_{\infty}}{\rho} - 1) \rho dv|g| = (\frac{\rho_{\infty}}{\rho} - 1) dm|g| =$

$= dm \left[\left(\frac{\rho_{\infty}}{\rho} - 1 \right) |g| \right] = dm \alpha_{cv}, \alpha_{cv} = \left(\frac{\rho_{\infty}}{\rho} - 1 \right) |g|$

$T_p > T_{\infty}$

ALL'AUMENTARE DELLA TEMPERATURA LA DENSITA' DIMINUISCE

$\rho < \rho_{\infty} \Rightarrow \alpha_{cv} > 0$

MOTO CONVETTIVO ASCENDENTE (VICINO A PARETE CALDE L'ARIA TENDERE A SALIRE VERSO L'ALTO)

$T_p < T_{\infty}$

AL DIMINUIRE DELLA TEMPERATURA LA DENSITA' CRESCE

$\rho > \rho_{\infty} \Rightarrow \alpha_{cv} < 0$

MOTO CONVETTIVO DISCENDENTE

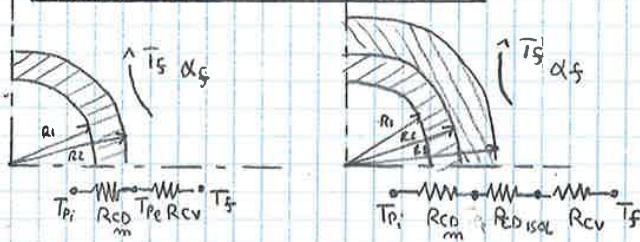
LEGHIAMO DIRETTAMENTE L' α_{cv} ALLA TEMPERATURA :

→

(LEZIONE N° 43)

APPLICAZIONE CONDIZIONE - CONVEZIONE

RAGGIO CRITICO DI ISOLAMENTO



$$R_{TOT} = R_{cond} + R_{cond,isol} + R_{cv}$$

$$R_{TOT} = \frac{\rho_m \frac{R_2}{R_1}}{2\pi l \lambda_m} + \frac{\rho_m \frac{R_3}{R_2}}{2\pi l \lambda_{isol}} + \frac{1}{\alpha 2\pi l R_3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{TOT} = f(R_3)$$

$$\Phi = R \Delta T \quad \Delta T = \frac{\Phi}{R}$$

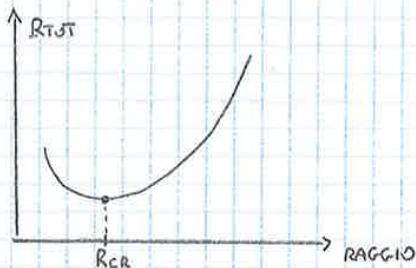
ΔT GRANDE \Rightarrow R PICCOLO

$$\frac{dR_{TOT}}{dR_3} = 0 \Rightarrow \frac{1}{R_3} \cdot \frac{1}{2\pi l \lambda_{isol}} - \frac{1}{R_3^2} \cdot \frac{1}{\alpha 2\pi l} = 0 \Rightarrow \frac{1}{R_3 \lambda_{isol}} = \frac{1}{R_3^2 \alpha} \Rightarrow \boxed{R_3 = \frac{\lambda_{isol}}{\alpha}}$$

$$\boxed{R_{CR} = \frac{\lambda_{isol}}{\alpha}}$$

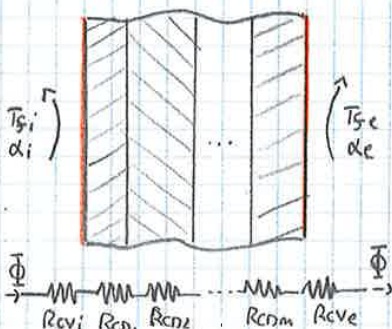
RAGGIO CRITICO DI ISOLAMENTO

QUANDO VOGLIO ISOLARE OPPURE QUANDO VOGLIO RIDURRE L'ISOLAMENTO TERMICO



COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO

GEOMETRIA PIANA



$$\boxed{\Phi = K_g A \Delta T}$$

($K_g = U_g = H_g$)
 COEFF. GLOBALE DI SCAMBIO
 RACCHIUDE TUTTI I MECCANISMI
 DI SCAMBIO TERMICO TENENDO
 CONTO SIA DELLA CONDUZIONE CHE
 DELLA CONVEZIONE.

$$\Delta T = R_{TOT} \Phi$$

$$\Phi = \frac{\Delta T}{R_{TOT}}$$

$$R_{TOT} = R_{cv1} + \sum_{j=1}^m R_{condj} + R_{cv2} = \frac{1}{\alpha_i A} + \sum_{j=1}^m \frac{\Delta_j}{\lambda_j A} + \frac{1}{\alpha_e A}$$

$$\Delta T = \left[\frac{1}{\alpha_i A} + \sum_{j=1}^m \frac{\Delta_j}{\lambda_j A} + \frac{1}{\alpha_e A} \right] \Phi$$

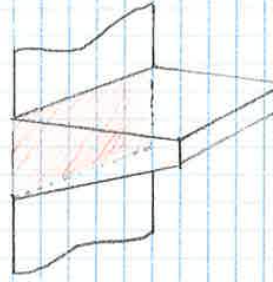
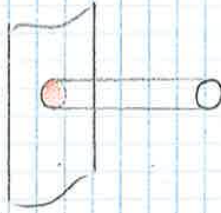
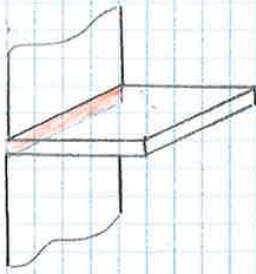
$$\Phi = \frac{\Delta T}{\left[\frac{1}{\alpha_i A} + \sum_{j=1}^m \frac{\Delta_j}{\lambda_j A} + \frac{1}{\alpha_e A} \right]} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{A} \left[\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^m \frac{\Delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \right]}$$

$$\Phi = \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^m \frac{\Delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \right]} \cdot A \Delta T = K_g A \Delta T, \quad \boxed{K_g = \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^m \frac{\Delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \right]}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

SUPERFICI AVENTATE O SUPERFICI ESTESE

OBIETTIVO: MIGLIORARE LO SCAMBIO TERMICO

$$\Phi = k A \Delta T$$



IN ROSSO = RADICE DELL'ALTEA

RICHIAMI MATEMATICI

CI SERVIRANNO:

FUNZIONI IPERBOLICHE:

$$\sinh x = \frac{e^x - e^{-x}}{2}$$

$$\cosh x = \frac{e^x + e^{-x}}{2}$$

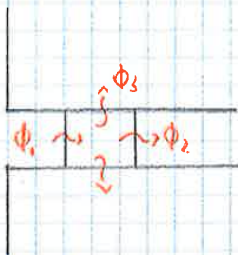
$$\tanh x = \frac{\sinh x}{\cosh x}$$

EQ. DIFFERENZIALI DI 2° GRADO

$$\frac{d^2 y}{dx^2} - m^2 y = 0$$

$$y = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx}$$

IPOTESI: $T_{rad} = k$; $T_s = k$; $\alpha_s = k$; COND. STATIONARIE; ALTEE PICCOLE $= T = T(x)$



$$|\Phi_1| = -2A \frac{dT}{dx}$$

$$|\Phi_2| = -2A \frac{d}{dx} (T + dT)$$

$$|\Phi_3| = \alpha (P \cdot dx) (T - T_s) \quad , P \text{ PERIMETRO}$$

$$|\Phi_1| = |\Phi_2| + |\Phi_3|$$

$$-2A \frac{dT}{dx} = -2A \frac{d}{dx} (T + dT) + \alpha (P \cdot dx) (T - T_s) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow -2A \frac{dT}{dx} = -2A \frac{dT}{dx} - 2A \frac{dT}{dx} \frac{dx}{dx} + \alpha (P \cdot dx) (T - T_s) \Rightarrow$$

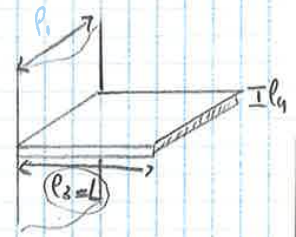
$$\Rightarrow 2A \frac{d^2 T}{dx^2} - \alpha P (T - T_s) = 0 \quad \text{ASSUMIAMO: } \theta = T - T_s \quad d\theta = dT$$

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - \frac{\alpha P}{2A} \theta = 0$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha \cdot P}{2A}} \quad P \text{ PERIMETRO}$$

$$\boxed{\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0}$$

EQ. CARATTERISTICA \Rightarrow SOLUZIONE: $\theta = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx}$



QUINDI CAZZO È IL PERIMETRO
 → IL PERIMETRO È: $P = 2P_1 + 2P_4$
 → L'AREA È: $A = P_1 \cdot P_4$

$$\phi = -\lambda A \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=0} \quad (\text{IN } x=0) \text{ (ALLA BASE DELL'ALZATA)}$$

$$\frac{dT}{dx} = \frac{d\theta}{dx} = \theta_0 \frac{1}{\cosh mL} (-m) \sinh [m(L-x)]$$

$$\boxed{\phi_{(x=0)} = -\lambda A \theta_0 \frac{(-m) \sinh(m \cdot (L-0))}{\cosh mL} = \lambda A \theta_0 m \frac{\sinh mL}{\cosh mL} = \lambda A \theta_0 m \operatorname{Tgh}(mL)} \quad (\text{CON PUNTA ADIABATICA})$$

CONDIZIONI AL CONFINO (B3) (ALZATA FINITA) CON PUNTA NON ADIABATICA.

PER:

$$x=L \Rightarrow \phi = \alpha \cdot A (T - T_{\infty}) = \text{CONVEKTIVO}$$

$$= -\lambda A \left(\frac{dT}{dx} \right)_{(x=L)} \quad \text{CONDUTTIVO}$$

SALTANDO I PASSAGGI OTTIENIAMO:

$$\theta = \theta_0 \frac{\cosh(m(L-x)) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh(m(L-x))}{\cosh(mL) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh(mL)}$$

$$\phi = \theta_0 \sqrt{\alpha \lambda A^2 P} \frac{\frac{\alpha}{\lambda m} + \operatorname{Tgh}(mL)}{1 + \frac{\alpha}{\lambda m} \operatorname{Tgh}(mL)}$$

ALZATA INFINITA FLUSSO DI CONDUZIONE ($\phi = -\lambda A \frac{dT}{dx}$ con $\frac{dT}{dx} = \frac{d\theta}{dx}$)

$$\theta = \theta_0 e^{-mx}, \quad \theta = T - T_{\infty}$$

$$\phi = \lambda A \theta_0 m e^{-mx}$$

$$\phi_{(x=0)} = \lambda A \theta_0 m$$

ALZATA FINITA CON PUNTA ADIABATICA FLUSSO DI CONDUZIONE = FLUSSO DI CONVEKTIONE ($\phi = -\lambda A \frac{dT}{dx}$ con $\frac{dT}{dx} = \frac{d\theta}{dx}$)

$$\theta = \theta_0 \frac{\cosh(m(L-x))}{\cosh(mL)}$$

$$\phi = \lambda A \theta_0 m \frac{\sinh(m(L-x))}{\cosh(mL)}$$

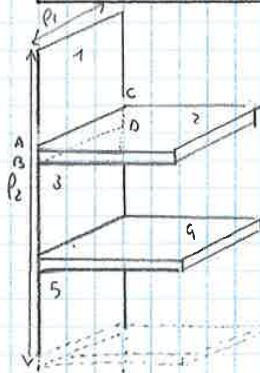
$$\phi_{(x=0)} = \lambda A \theta_0 m \operatorname{Tgh}(mL)$$

ALZATA FINITA CON PUNTA NON ADIABATICA FLUSSO DI CONDUZIONE = FLUSSO DI CONVEKTIONE

$$\theta = \theta_0 \frac{\cosh(m(L-x)) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh(m(L-x))}{\cosh(mL) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh(mL)} \quad \left(\phi = -\lambda A \frac{dT}{dx} = \alpha A \Delta T \right)$$

$$\phi_{(x=0)} = \theta_0 \sqrt{\alpha \lambda A^2 P} \frac{\frac{\alpha}{\lambda m} + \operatorname{Tgh}(mL)}{1 + \frac{\alpha}{\lambda m} \operatorname{Tgh}(mL)}$$

BANCHI AERATI



$$S_{LIMB=RA} = (p_1 - p_2) - N \cdot A$$

$$A = \bar{A}_B \cdot \bar{A}_C = (1 + 3 + 5)$$

$$S_B = S_{BANCO} = S_{LIMB=RA} + N S_{AERATA}$$

$$= (1 + 2 + 3 + 4 + 5 + \dots)$$

$$E_B = \frac{\Phi_B \text{ REAVE}}{\Phi_B \text{ SENZA AERATE}} \quad \text{EFFICACIA DEL BANCO}$$

$$\eta_B = \frac{\Phi_B \text{ REAVE}}{\Phi_B \text{ IDEAVE}} \quad \text{EFFICIENZA DEL BANCO}$$

$$\Phi_B \text{ SENZA AERATE} = \alpha \cdot (p_1 - p_2) \cdot \theta_0$$

$$\Phi_B \text{ IDEAVE} = \alpha \cdot S_B \cdot \theta_0$$

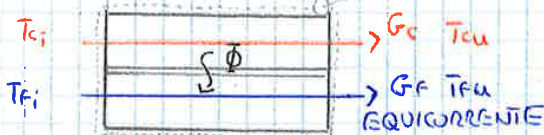
$$\Phi_B \text{ REAVE} = \Phi_{SUBLIM=RA} + N \Phi_{a \text{ REAVE}} = \alpha S_{LIMB} \theta_0 + N \eta_a \Phi_{a \text{ IDEAVE}} = \alpha S_{LIMB} \theta_0 + N \eta_a (\alpha S_a \theta_0)$$

$$\boxed{\eta_B} = \frac{\Phi_B \text{ REAVE}}{\Phi_B \text{ IDEAVE}} = \frac{\alpha S_{LIMB} \theta_0 + N \eta_a \alpha S_a \theta_0}{\alpha S_B \theta_0} = \frac{S_{LIMB} + N \eta_a S_a}{S_B} = \frac{(S_B - N S_a) + N \eta_a S_a}{S_B} =$$

$$= \frac{1 - N S_a (1 - \eta_a)}{S_B}$$

SCAMBIATORE DI CALORE (CONTATTO A SUPERFICIE; MECC. CONV. MONOFASE; A PASSAGGIO SINGOLO; EQUICORR.)

NOTA: IL I PIDSA LOSTO APPLICANDO A QUESTO VOLUME DI CONTROLLO



SISTEMA APERTO -> I PIDSA

$$\dot{\Phi} - \dot{W}_E = \left[\frac{d\dot{\Phi}}{dt} \right]_{VC} + \sum_{k=1}^m \pm G_k h_k$$

NB (REGIME) = 0

SCAMBIATORE ADIABATICO => $\dot{\Phi} = 0$

QUINDI L'UNICA EQUAZIONE CHE REGOLA IL FUNZIONAMENTO DI UNO SCAMBIATORE E' IL BILANCIO ENERALDICO

$\dot{\Phi}$ QUESTO E' IL FLUSSO DAL SISTEMA VERSO L'ESTERNO
 \dot{W}_E LAVORO FATTO ALL'INTERNO (NON C'E' \dot{W}_E !)
 IN CONDIZIONE DI REGIME NON SI HA VARIAZIONE DI ENERGIA INTERNA. SOLO INIZIALMENTE (IN UN TRANSITORIO PER PORTARE ALLE PROPRIE TEMPERATURE TUTTI I COMPONENTI)

$$G_c h_{c,u} + G_f h_{f,u} - G_c h_{c,i} - G_f h_{f,i} = 0$$

$$G_c (h_{c,i} - h_{c,u}) = G_f (h_{f,u} - h_{f,i})$$

$$\dot{\Phi}_{(c \rightarrow f)}$$

SONO UGUALI PERCHÉ DI ADIABATICITÀ

CALORE CEDUTO DAL FLUIDO CALDO = CALORE RICEVUTO DAL FLUIDO FREDDO

DA CUI:

$$\rightarrow dh = c dt$$

$$G_c c_c \Delta T_c = G_f c_f \Delta T_f$$

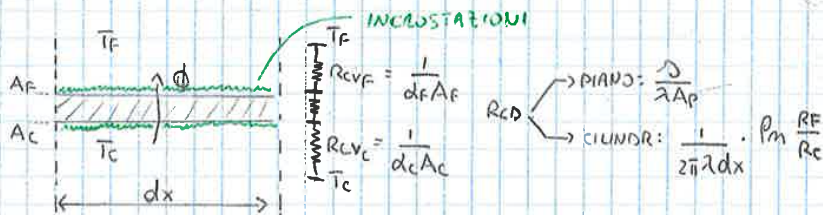
$$G_c c_c (T_{c,i} - T_{c,u}) = G_f c_f (T_{f,u} - T_{f,i})$$

$\rightarrow G \cdot c = C'$ CAPACITÀ TERMICA NEL FLUIDO

$$\left[\frac{kg}{s} \right] \cdot \left[\frac{J}{kgK} \right] = \left[\frac{W}{K} \right]$$

$$C'_c \Delta T_c = G_f \Delta T_f = \dot{\Phi}_{(c \rightarrow f)}$$

COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO:



$$R_T = \frac{\Delta T}{\dot{\Phi}} = R_{cvc} + \frac{R_{fc}}{A_c} + R_{cd} + \frac{R_{ff}}{A_f} + R_{cvf}$$

CARATTERISTICA COSTRUTTIVA

R_{fc}, R_{ff} RESISTENZE DI FOULING $\left[\frac{km^2}{W} \right]$

SCAMBIATORE DEGRADATO

$$U = (R_T \cdot A)^{-1}$$

COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO

U ESPRIME LE CARAT. DELL' SCAMBIATORE (REGIME STABO-FLUIDODINAMICO, MATERIALI) IN TERMINI DI CAPACITÀ DI SCAMBIO TERM.

• CASO PIANO: $A_c = A_f = A$ $U = (R_T \cdot A)^{-1}$

• CASO CILINDRICO: $A_c \neq A_f$ $U_c = (R_T \cdot A_c)^{-1}$; $U_f = (R_T \cdot A_f)^{-1}$

NEL MODELLO SEGUENTE SI FA L'IPOTESI SEMPLIFICATIVA:

- 1) LE PROPRIETÀ TERMOFISICHE FLUIDI SONO COSTANTI ($\alpha_{cv} = k$, $\alpha_{cm} = k$) => $U \cong k$
- 2) REGIME DI MOTO DEI DUE FLUIDI = COSTANTE
- 3) λ MATERIALE DI PARETE DI SCAMBIO = COSTANTE
- 4) SPESORE DI PARETE DI SCAMBIO = COSTANTE

$$|\Phi| = UA \bar{\Delta T}_{mlp}$$

$$\Delta T_{mlp} = \frac{(\Delta T_i - \Delta T_f)}{P_m \left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_f} \right)}$$

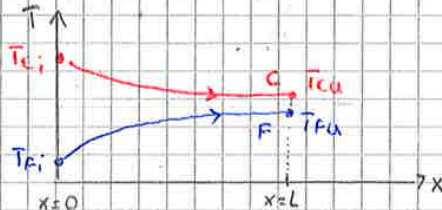
$$= \frac{\Delta T_f - \Delta T_i}{P_m \frac{\Delta T_f}{\Delta T_i}}$$

DIFFERENZA DI TEMPERATURA
MEDIA LOGARITMICA NELLO SCAMBIO DI CALORE

ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE LUNGO L'ASSE DELLO SCAMBIORE:

COME ANDAMENTO QUALITATIVO (L'ANDAMENTO ANALITICO E' ESPRESSO DALLA RELAZIONE VISTA)

EQUICORRENTE:

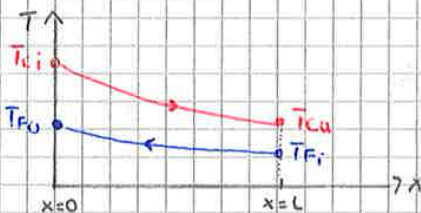


IN QUESTO CASO: $\Delta T_c = (T_{ci} - T_{cu}) > \Delta T_f = (T_{cu} - T_{ci})$

SE E' COST: $\Delta T_c > \Delta T_f \Rightarrow C_f > C_c$

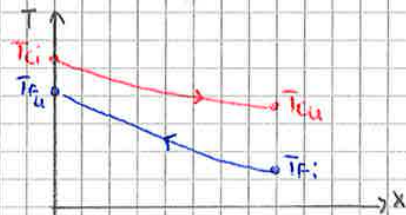
IL FLUIDO CHE HA UNA MAGGIORE VARIAZIONE DELLA SUA TEMPERATURA E' IL FLUIDO CHE HA UNA MINORE CAPACITA' TERMICA

CONTROCORRENTE:



$\Delta T_c > \Delta T_f$

$C_f > C_c$



$\Delta T_f > \Delta T_c$

$C_c > C_f$

IN EQUICORRENTE T_c SEMPRE $>$ T_f

IN CONTROCORRENTE SI PUO' OTTENERE CHE $T_{cu} > T_{ci}$ (RICORDA IN DIVERSE PARTI DELLO SCAMBIORE)

DATI: T_c E T_f Φ (CI DE' A PAIRIA DI Φ)

$\Delta T_{mlp,c} < \Delta T_{mlp,c}$

A PAIRIA DI Φ :

$\Phi = U \cdot A_e \Delta T_{mlp}$

POICHE' $\Delta T_{mlp,c} > \Delta T_{mlp,e}$

$\Rightarrow A_{cc} > A_{eq}$

QUINDI LA CONFIG. IN CONTROCORRENTE, POICHE' HA LA CARATTERISTICA DI AVERE UNA ΔT_{mlp} PIU' ALTA PUO' EFFETTUARE LO STESSO SCAMBIO TERMICO CON UNA MINORE AREA DI SCAMBIO. (VANTAGGIO!)

\Rightarrow DA PREFERIRE.

EQUICORRENTE STANDARD:

$$E = \frac{1 - \exp\left[-N\bar{\nu} \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}}$$

ESEMPI PIÙ NOTI!

CONTROCORRENTE STANDARD:

$$E = \frac{1 - \exp\left[-N\bar{\nu} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \cdot \exp\left[-N\bar{\nu} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}$$

SCAMBIO TERMICO PER IRRAGGIAMENTO: NB: IRRAGGIAMENTO = FENOMENO SPECTRALE

(CIOÈ FUNZIONE NELLA LONG. D'ONDA)
E FENOMENO DIREZIONALE

① FREQUENZA: $\nu \left[\frac{1}{s}\right] = [Hz]$

② LUNGHEZZA D'ONDA: $\lambda = \frac{c}{\nu}$, c VELOCITÀ DELLA RADIAZ. EM. NEL MEZZO DI PROPAGAZIONE

$c = \frac{c_0}{m}$, c_0 VELOCITÀ NELLA RADIAZ. EM NEL VUOTO

$c_0 = 2,998 \cdot 10^8 \left[\frac{m}{s}\right]$

m INDICE DI RIFRAZIONE DEL MEZZO

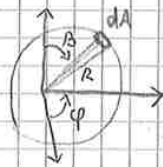
GAS: $m \approx 1$

③ ENERGIA ASSOCIATA: $E_\nu = h \cdot \nu$ [J], h COSTANTE DI PLANCK
ALLA RADIAZIONE
ELETTROMAGNETICA

$h = 6,6256 \cdot 10^{-34}$ [J·s]

IRRAGGIAMENTO = FENOMENO SPECTRALE = FUNZIONE NELLA LUNGHEZZA D'ONDA

FENOMENO DIREZIONALE = ESPRESSO INTRODUCENDO IL CONCETTO FUNZIONALE



CON L'ANGOLO SOLIDO $d\omega = \frac{dA}{R^2} \approx d\theta = \frac{d\phi}{R}$

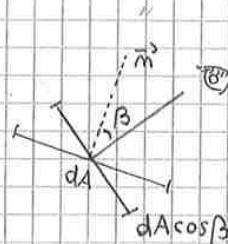
$dA = R d\beta R \sin\beta d\phi = R^2 \sin\beta d\beta d\phi$

GRANDIZZE ENERGETICHE:

1) INTENSITÀ MONOCROMATICA DIREZIONALE

$$i_{\lambda,r} = \frac{\partial^3 \Phi}{\partial A \cos\beta \cdot \partial \lambda \cdot \partial \omega} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot Mm \cdot Sr} \right]$$

m^3 (SQUADRANTE)



2) INTENSITÀ DIREZIONALE

$$I_r = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial A \cos\beta \partial \omega} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot Sr} \right] \quad (I_r = \int_{\lambda} i_{\lambda,r} d\lambda)$$

3) EMISSIONE EMISFERICA MONOCROMATICA

$$e_{\lambda} = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial A \partial \lambda} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot Mm} \right] \quad (e_{\lambda} = \int_{\omega} i_{\lambda,r} d\omega = \int_0^{2\pi} d\phi \int_0^{\pi/2} i_{\lambda,r} \cos\beta \sin\beta d\beta)$$

4) EMISSIONE EMISFERICA

$$E = \frac{\partial \Phi}{\partial A} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (E = \int_{\lambda} e_{\lambda} d\lambda)$$

TERMODINAMICA

1) $Q = Q(P) = \int \phi(t) dt$
 $L = L(P) = \int w(t) dt$ } AZIONI, FUNZIONI DEL PROCESSO

2) FORZE DI SUPERFICIE F^s ($F_{ES}^s + F_{SE}^s = 0$) N, T, L^s, W^s
FORZE DI CAMPO F^d ($F_{ES}^d + F_{SE}^d = 0$) L^d, W^d
FORZE INTERNE F^i N, T, L^i, W^i

3) SE IL CAMPO DI FORZE E' CONSERVATIVO:

$L_{ES}^d(P) = -\Delta E_P \Rightarrow W_{ES}^d(P) = -\frac{dE_P}{dt}$

4) $w_i(t) = \int_A P_i(t) \vec{m} \wedge \vec{v}(t) dA$ (hp) OMOG. LINEARE $\Rightarrow P_i = k$
 $w_i(t) = P_i(t) \int_A \vec{m} \wedge \vec{v}(t) dA$ $\frac{dV(t)}{dt} = \int_A \vec{m} \wedge \vec{v}(t) dA$
 $w_i(t) = P_i(t) \frac{dV(t)}{dt}$ } SOLO PER OMOGENE LINEARE!
 $\Rightarrow L_i(P) = \int P_i(V, T) dV$

5) NEL CASO DI FLUIDO OMOGENEO NON LINEARE:

$L_i(P) = L_i(P)^{LINEARE} - L_i^a(P) \Rightarrow W_i(t) = W_i(t)^{LINEARE} - W_i^a(t)$

6) $w_{ES}(t) = \frac{dE_c(t)}{dt} - w^i(t)$

(EQUAZIONE DELL'ENERGIA CINETICA)

$w_{ES}(t) + w^i(t) - \frac{dE_c(t)}{dt} = 0$

$-w_{SE}(t) + w^i(t) - \frac{dE_c(t)}{dt} = 0$

$w_{SE}(t) - w^i(t) + \frac{dE_c(t)}{dt} = 0$ SE NON E' LINEARE:

$w_{SE}(t) - (w_i^{UN}(t) - w_i^a(t)) + \frac{dE_c(t)}{dt} = 0$

$w_{SE}^s(t) + w_{SE}^d(t) + \frac{dE_c(t)}{dt} - w_i^{UN}(t) + w_i^a(t) = 0$ SE IL CAMPO E' CONSERVATIVO:

$w_{SE}^s(t) + \frac{dE_P(t)}{dt} + \frac{dE_c(t)}{dt} - w_i^{UN}(t) + w_i^a(t) = 0$

$w_{SE}(t) + w_o(t) + \frac{dE_P(t)}{dt} + \frac{dE_c(t)}{dt} - w_i^{UN}(t) + w_i^a(t) = 0$ (W_o POTENZA DI DEF.)
 → (W_E POTENZA TECNICA)

⊙ $w_E(t) + w_o(t) + \frac{dE_P(t)}{dt} + \frac{dE_c(t)}{dt} - P_i(t) \frac{dV(t)}{dt} + w_i^a(t) = 0$

⊙ $L_E(P) + L_o(P) + \Delta E_P + \Delta E_c - \int P_i(V, T) dV + L_i^a(P) = 0$
 (L_i^{UN}(P))

FRANNE
 → LEGATO ALLE SUPERF. VERSO L'EST.
 IN CONDIZIONI DI PRESS. AMB. P₀

10) $dV = \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T dP$ EQUAZIONE DELLA TRASFORMAZIONE

$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P$
 [K⁻¹]

COEFF. DI DILATAZIONE CUBICA

ESPRIME LA VARIAZIONE DI VOLUME PER UNITA' DI VARIAZIONE DI T A P=K RISPETTO AL VOLUME INIZIALE

$\kappa_T = -\frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T$
 [Pa⁻¹]

COMPRESSIBILITA' ISOTERMA

ESPRIME LA VARIAZIONE DI VOLUME PER UNITA' DI VARIAZIONE DI P A T=K RISPETTO AL VOLUME INIZIALE

QUINDI:

$\Rightarrow dV = \beta V dT - \kappa_T V dP$

11) 1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

⊙ PROCESSO CICLICO

$Q(P) = L_{SE}(P)$

⊙ PROCESSO NON CICLICO

$Q(P) - L_{SE}(P) = \Delta E$

x $\Delta E = E(x_2) - E(x_1)$ ENERGIA TOTALE DEL SISTEMA (GRANDEZZA ESTENSIVA)

(= DIFFERENZA TRA I VALORI DELLE FUNZIONI POTENZIALI E TRA STATO FINALE E INIZIALE)

x VECTORE RAPPRESENTANTE LE PROPRIETA' TD INDIPENDENTI.

NB: QUINDI L'ENERGIA TOTALE NON E' DEFINITA IN MODO ASSOLUTO. E' QUINDI UNA GRANDEZZA CALCOLABILE "A MENO DI UNA COSTANTE".

PER IL CALCOLO NEL SUO VALORE GENERICAMENTE DEFINISCO UNO STATO TD DI RIF. x_0

ASSUMENDO $E(x_0) = 0 \Rightarrow E(x) = E(x) - E(x_0)$

→ CONSIDERANDO ORA $L_{SE}(P) = L_i(P) - \Delta E_c$ OTTIENIAMO:

$Q(P) - L_i(P) = \Delta E - \Delta E_c = \Delta U$ (ENERGIA SEPARATA DELLA COMPONENTE CINETICA MACROSCOPICA)

x $\Delta U = U(x_2) - U(x_1)$ ENERGIA (TOTALE) INTERNA DEL SISTEMA (GRANDEZZA ESTENSIVA)

ANCHE L'ENERGIA INTERNA NON E' DEFINITA IN MODO ASSOLUTO. E' QUINDI UNA GRANDEZZA CALCOLABILE "A MENO DI UNA COSTANTE".

ASSUMENDO $U(x_0) = 0 \Rightarrow U(x) = U(x) - U(x_0)$

DEFINIAMO GRANDEZZE SPECIFICHE (MASSICHE)

$e = \frac{E}{M} \left[\frac{J}{kg} \right]; \quad u = \frac{U}{M} \left[\frac{J}{kg} \right]$

NB: (1° PTD):

VALE ANCHE: $|\Phi_1| - |\Phi_2| = W$
 [W] [W] [W]

15) PROCESSO ADIABATICO

NB: SOLO IN UN SISTEMA ADIABATICO L'ENTROPIA NON PUO' DIMINUIRE

$\Phi(t) = 0$

$\frac{ds}{dt} \geq 0$

= 0 T. REVERSIBILE

> 0 SE SI HANNO FENOMENI DI IRREVERSIBILITA'

$\Delta S > 0$ (DETERMINA UNA FRECCIA DEL TEMPO)

$S_2 = S_1$ SE LA TRASF. E' REVERSIBILE

=> $(S_2 > S_1)$ CLAUSIUS: L'UNIVERSO PUO' EVOLVERE SOLO NEL VERSO DELL'AUMENTO DI ENTROPIA.

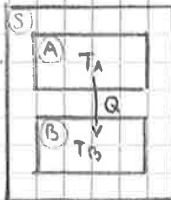
16) SISTEMA ADIABATICO : DUE TERMOSTATI

NB: ADIABATICA REVERSIBILE => T. ISENTROPICA

TERMOSTATI :

1) SISTEMI REVERSIBILI $\Delta S = \int_T \frac{\Phi(t)}{T} dt$

2) CAPACITA' TERMICA INFINITA (C -> infinity) => $T \Delta S = \int_T \Phi(t) dt$



A) $T \Delta S_A = -Q$

B) $T \Delta S_B = +Q$

APPLICO IL 2° P.T.O AL SISTEMA ADIABATICO S

$\Delta S_S = \Delta S_A + \Delta S_B \geq 0$

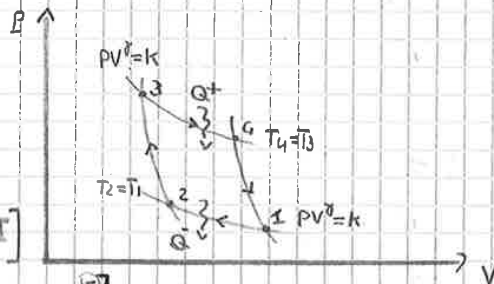
$\Delta S_S = \frac{-Q}{T_A} + \frac{Q}{T_B} \geq 0$

=> $\Delta S_S = \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A}\right) Q \geq 0$

NB: LO SCAMPIO T. E' FEN. IRR. => CALORE DA TERM. A (T) A TERM. B (T)

17) CICLO DI CARNOT

- CICLO REVERSIBILE $\Delta S = \int_T \frac{\Phi(t)}{T} dt$
- CICLO CHIUSO $\Delta S = 0$
- PERCORSO DA UN FLUIDO CHE SEGUE LA LEGGE DEI GAS IDEALI [P = R * T / V]



1) 1-2 COMPRESSIONE ISOTERMA [-Q] [T2 = T1 = T-]

2) 2-3 COMPRESSIONE ADIABATICA [Q=0] [PV^gamma = PV^gamma]

3) 3-4 ESPANSIONE ISOTERMA [+Q] [T4 = T3 = T+]

4) 4-1 ESPANSIONE ADIABATICA [Q=0] [PV^gamma = PV^gamma]

$\Delta S = \int_T \frac{\Phi(t)}{T} dt$
 $\Delta S = 0 \Rightarrow \int \frac{dQ}{T} = 0 \Rightarrow \frac{-Q^-}{T^-} + \int_{T_2}^{T_3} \frac{dQ}{T} + \frac{Q^+}{T^+} + \int_{T_4}^{T_1} \frac{dQ}{T} = 0 \Rightarrow \frac{-Q^-}{T^-} + \frac{Q^+}{T^+} = 0$

OBTENIAMO: $\frac{Q^-}{Q^+} = \frac{T^-}{T^+}$ RELAZIONE FONDAM. DEL CICLO DI CARNOT

RENDIMENTO DEL CICLO DI CARNOT

$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{Q^-}{Q^+}$ CASO GENERALE

$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{T^-}{T^+}$ CARNOT

CARNOT AVEVA INTUITO QUESTO DALLA PRATICA:

(L_m / Q^+) NB: NON SI PUO' TRASFORMARE TUTTO IL Q+ RICEVUTO

$L_m = \eta_c Q^+ = \left[1 - \frac{T^-}{T^+}\right] Q^+$, $\left[1 - \frac{T^-}{T^+}\right]$ FATTORE DI CARNOT

LIMITE DI CARNOT PER IL η DELLE MACCHINE T.

$\eta \leq \eta_c = 1 - \frac{T^-}{T^+}$ η_c RENDIMENTO LIMITE

(= EQUIVAL. MECC. DI Q) (DEF. NICONTENUTO EXEN.)

20) RELAZIONI DI MAXWELL

RELAZIONI TRA DERIVATE PARZIALI DI GRANDEZZE TERMODINAMICHE:

I) $\left(\frac{\partial T}{\partial V}\right)_S = -\left(\frac{\partial P}{\partial S}\right)_V$

PER LE

DIMOSTRAZIONI

II) $\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_S = \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_P$

FARE RIF. AL LIBRO "CALI-GREGORIO"

III) $\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T$

(BALZANO!)

IV) $\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P = \left(\frac{\partial S}{\partial P}\right)_T$

21) * $\lambda_V = T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V$ RELAZIONE DI CLAUSIUS-CLAPEYRON

DIM. 1 (TRAMITE $u(V,T)$)

$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T dV + \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V dT$ (1)

$dU = (\lambda_V - P)dV + C_V dT$ (2)

$\begin{cases} 1^{\circ} \text{ PR.} \\ 2^{\circ} \text{ PR.} \end{cases} \left\{ \begin{array}{l} dQ - dL = dU \Rightarrow dQ = dU + PdV \\ dS = \frac{dQ}{T} \Rightarrow dQ = TdS \end{array} \right\} \Rightarrow$

$\Rightarrow TdS = dU + PdV$ DERIVO RISP. V

$T \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T = \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T + P$

$\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T = T \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T - P$

$\left. \begin{array}{l} \text{DALLA RELAZIONE (III) DI MAXWELL:} \\ \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V \end{array} \right\}$

$\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T = \left(T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V - P\right)$ (3)

SOSTIT. LA (3) NELLA (1) E CONFRONTAN

DO LA (1) CON LA (2), OTTIENIAMO:

$\lambda_V = T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V$ (C.V.D.)

DIM. 2 (TRAMITE $S(V,T)$)

$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T dV + \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_V dT$

$dS = \frac{\lambda_V}{T} dV + \frac{C_V}{T} dT$

$\left. \begin{array}{l} \text{DALLA RELAZIONE DI MAXWELL (III):} \\ \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V \end{array} \right\}$

SOSTITUENDO NELLA (1) E CONFRONTANDO CON LA (2),

OTTENIAMO:

$\frac{\lambda_V}{T} = \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V$

$\lambda_V = T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V$ (C.V.D.)

26) ENERGIA LIBERA DI GIBBS

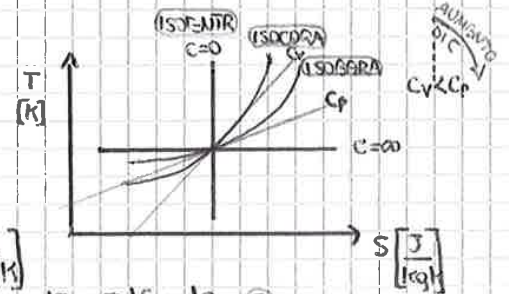
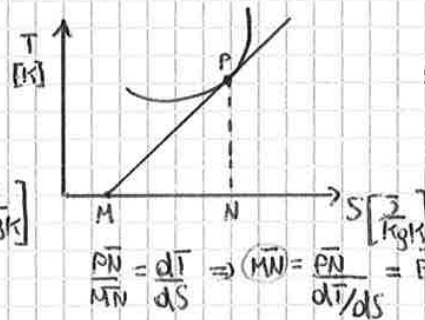
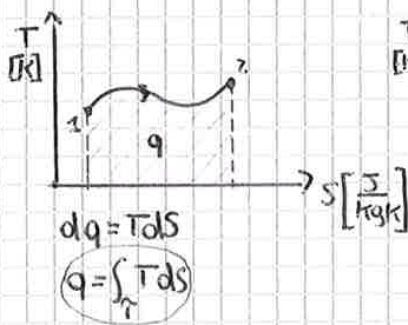
[1] $G = H - TS$

- GRANDEZZA ESTENSIVA ($G(x)$ FUNZIONE DI STATO)
- E' CALCOLABILE "A MENO DI UNA COSTANTE" $G(x) = G(x) - G(x_0)$, $G(x_0) = 0$
- GRANDEZZA SPECIFICA: $g = \frac{G}{m} \left[\frac{J}{kg} \right] = h - Ts$

$dG = dH - d(TS) = dH - Tds - SdT$
 $= vdp - SdT$ NB!

$dG = vdp - SdT$

PIANO TD DI GIBBS



27) SISTEMI APERTI

SIST. DI RIFERIMENTO

LAGRANGIANO

- VARIABILI INDIP.: t, x_0 (COORD. ORIGINI)
- VARIABILI DIPEND.: $x = x(t, x_0)$

EULERIANO

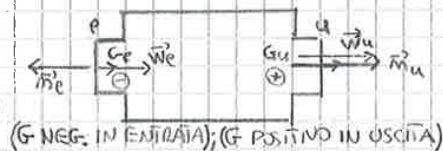
- VARIABILI INDIP.: t, x (COORD. SINGOLA PARTIC.)
- VARIABILI DIPEND.: $x_0 = x_0(x, t)$

PORTATA DI MASSA

$G(t) = \rho_{im} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M(\Delta t)}{\Delta t} \left[\frac{kg}{s} \right]$

$G = \rho A \vec{w} \cdot \vec{w}$

\vec{w} VELOCITA' DEL FLUIDO
 A SEZ. ATTRAVERSA
 ρ DENSITA' DEL FLUIDO



(G NEG. IN ENTRATA); (G POSITIVO IN USCITA)

DERIVATA MATERIALE

$\frac{dz}{dt} = \left[\frac{dz}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k z_k$
 CONTR. LEGATO ALLE VARIAZIONI IN VC CONTR. LEGATO ALLA PORTATA DI MASSA

ESEMPIO: $\frac{du}{dt} = \left[\frac{du}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k u_k$

z_k GRANDEZZA ESTENSIVA SPECIFICA (MASSICA)

NB: FUNZIONAMENTO STAZIONARIO:

$\frac{dz}{dt} = \left[\frac{dz}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k z_k = (G_u z_u - G_e z_e)$
 $\frac{dz}{dt} = 0$ (se z_e ed z_u)

30) EQUAZIONE DI BERNOULLI [SOTTOCASO DELL'EQ DELL'ENERGIA CINETICA]

- hp: • FLUIDO INCOMPRESSIBILE: $\frac{dV}{dt} = 0$ • $w_o(t) = 0$
 • REG. STAZIONARIO: $\frac{dE_c(t)}{dt} = 0, \frac{dE_p(t)}{dt} = 0$
 • $\dot{Q}_{IN} = \dot{Q}_{OUT} (e, u)$

CONSIDERANDO: $w_e(t) + w_a(t) + G [(e_p + e_c)_u - (e_p + e_c)_e] + v \frac{dP}{dt} = 0$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d(PV)}{dt} &= \frac{P \frac{dV}{dt}}{dt} + v \frac{dP}{dt} = v \frac{dP}{dt} \\ \frac{d(PV)}{dt} &= \left[\frac{d(PV)}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} G_k (PV)_k = G [(PV)_u - (PV)_e] \end{aligned} \right. \Rightarrow v \frac{dP}{dt} = G [(PV)_u - (PV)_e]$$

$w_e(t) + w_a(t) + G [(e_p + e_c + PV)_u - (e_p + e_c + PV)_e] = 0$

$\left\{ \begin{aligned} w(t) &= \rho_{lim} \frac{L}{\Delta t} \rightarrow \frac{L}{\Delta t} \Rightarrow \frac{w(t)}{G(t)} = \frac{L(P)}{M} = P(P) \\ G(t) &= \rho_{lim} \frac{M(\Delta t)}{\Delta t} \end{aligned} \right.$

$P_e(P) + P_a(P) + (e_p + e_c + PV)_u - (e_p + e_c + PV)_e = 0$

$\left\{ \begin{aligned} e_c &= \frac{w^2}{2} ; v = \frac{1}{\rho} \\ e_p &= g z \end{aligned} \right.$

$(g z + \frac{w^2}{2} + \frac{P}{\rho})_e = (g z + \frac{w^2}{2} + \frac{P}{\rho})_u + P_e(P) + P_a(P)$

EQUAZIONE DI BERNOULLI: SOTTOCASO DELL'EQ EC NEL CASO DI FLUIDI INCOMPRESSIBILI

31) PRIMO PRINCIPIO DELLA TD PER SISTEMI APERTI

$Q - L_{SE} = \Delta E, \quad Q - L_i = \Delta E - \Delta E_c = \Delta U, \quad Q - L_{SE} = \Delta U + \Delta E_c \Leftrightarrow \Phi - W_{SE} = \frac{dU + dE_c}{dt - dt}$

$\Phi - W_{SE} = \frac{dU}{dt} + \frac{dE_c}{dt}$
 $\Phi - (W_{SE}^s + W_{SE}^d) = \frac{dU}{dt} + \frac{dE_c}{dt}$
 $\Phi - (W_e + W_o + W_{sp} + \frac{dE_p}{dt}) = \frac{dU}{dt} + \frac{dE_c}{dt}$

✓ POTENZA TERMICA SCAMBIATA CON L'ESTERNO

$W_{sp} = \frac{d(PV)}{dt} = \left[\frac{d(PV)}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} G_k (PV)_k$
 $\frac{dE_c}{dt} = \left[\frac{dE_c}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} G_k e_{ck}$
 $\frac{dE_p}{dt} = \left[\frac{dE_p}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} G_k e_{pk}$
 $\frac{dU}{dt} = \left[\frac{dU}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} G_k u_k$

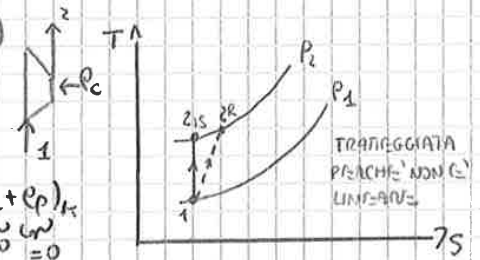
$\Phi - [W_e + W_o] = \frac{d}{dt} (u + e_c + e_p)_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k (u + PV + e_c + e_p)_k$
 $\Phi - [W_e + W_o] = \frac{d}{dt} (u + e_c + e_p)_{vc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k (h + e_c + e_p)$

- hp: • STAZIONARITA': $\frac{d}{dt} (u + e_c + e_p)_{vc} = 0$
 • $\dot{Q}_{IN} = \dot{Q}_{OUT} (e, u)$
 • $w_o = 0$

$\Phi - W_e = G [h + e_c + e_p]_u - (h + e_c + e_p)_e$ RICHIAMANDO: $\frac{W_e(t)}{G(t)} = \frac{L(t)}{M} = P(t)$
 $q - P_e = (h + e_c + e_p)_u - (h + e_c + e_p)_e$

34) RENDIMENTO ISENTROPICO DI COMPRESSIONE ($P_2 > P_1$)

T. ISENTROPICA } - ADIABATICA $\Phi(C) = 0$
 } - REVERSIBILE



IPTD : $\Phi - W_t = \left(\frac{d(U + E_c + E_p)}{dt} \right)_{VC} + \sum_{k=1}^{NC} \pm G_k (h + e_c + e_p)_{kT}$
 $\frac{d\Phi}{dt} = 0$ (STAZIONARITA') $(G_1 = G_2 = G)$
 $\frac{W_t}{G} = \frac{L}{M} = \rho$

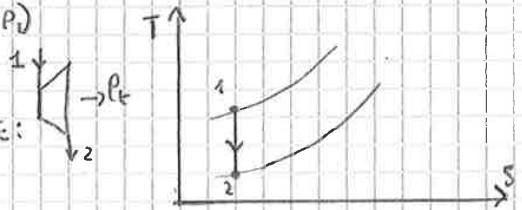
$\Rightarrow W_t = G(h_1 - h_2)$

$\Rightarrow \rho_t = (h_1 - h_2)$ SE IL GAS E' IDEALE : $\rho_t = C_p(T_1 - T_2)$ (< 0) , $|\rho_t| = (h_2 - h_1) = C_p(T_2 - T_1)$

$\eta_{ISO} = \frac{\rho_{t, ISO}}{\rho_{t, REAL}} = \frac{h_{2, ISO} - h_1}{h_{2, REAL} - h_1}$ SE IL GAS E' IDEALE : $\eta_{ISO} = \frac{C_p(T_{2, ISO} - T_1)}{C_p(T_{2, REAL} - T_1)} = \frac{T_{2, ISO} - T_1}{T_{2, REAL} - T_1}$

RENDIMENTO ISENTROPICO DI ESPANSIONE ($P_2 < P_1$)

$\rho_t = (h_1 - h_2)$ SE IL GAS E' IDEALE : $\rho_t = C_p(T_1 - T_2)$



$\eta_{ISO} = \frac{\rho_{t, REAL}}{\rho_{t, ISO}} = \frac{h_1 - h_{2, REAL}}{h_1 - h_{2, ISO}}$ SE IL GAS E' IDEALE :

$\eta_{ISO} = \frac{C_p(T_1 - T_{2, REAL})}{C_p(T_1 - T_{2, ISO})} = \frac{T_1 - T_{2, REAL}}{T_1 - T_{2, ISO}}$

35) POLITROPICA

$dq = \lambda v dv + c_v dt$, $q = \frac{Q}{m} \left[\frac{J}{kg} \right]$
 $dq = c dt$ T. GENERALE

NB: $c dt = \lambda v dv + c_v dt \Rightarrow (c - c_v) dt + \lambda v dv$

CONSIDERANDO $dt = \frac{p dv + v dp}{R^*}$ OTTIENIAMO :

$(c - c_v)(p dv + v dp) + R^* p dv = 0$

$(c - c_v)(p dv + v dp) + (c_p - c_v) p dv = 0$

$c_p p dv + c_v v dp - c_p p dv - c_v v dp + c_p p dv - c_v v dp = 0$

$-c_v v dp + c_p p dv + c_v v dp - c_p p dv = 0$

$(c - c_p) p dv + (c - c_v) v dp = 0$

$\frac{(c - c_p) p dv}{(c - c_v) v dp} = 0$, PER DEFINIZIONE : $m = \frac{(c - c_p)}{(c - c_v)}$

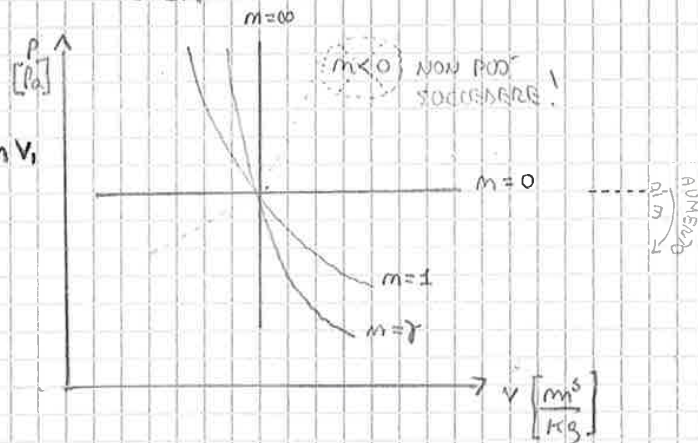
$m p dv + v dp = 0$

$m \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0$

$p^m p + m^p m v = p^m p_1 + m^p m v_1$

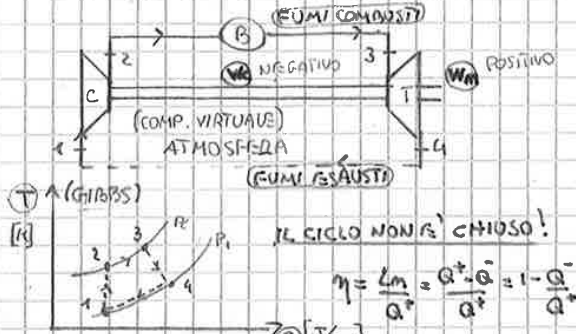
$p v^m = p_1 v_1^m = k$

$\begin{cases} p v^m = k \\ T v^{m+1} = k \\ T p^{\frac{1-m}{m}} = k \end{cases}$



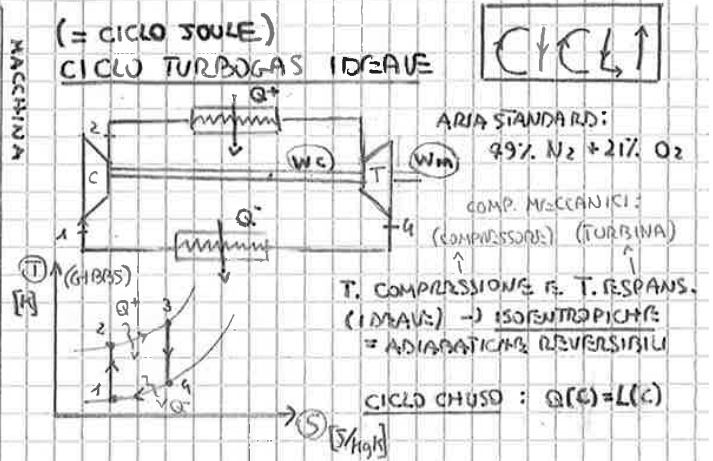
- $m = \infty$ ISOCORA
- $m = 0$ ISOBARA
- $m = 1$ ISOTERMA
- $m = \gamma$ ADIABATICA

37) CICLO TURBOGAS REALE



ALTERNATIVA ALLA MACCHINA REALE: CHE COMPIE IL CICLO TURBOGAS E' LA MACCHINA VOLUMETRICA

(= CICLO SOULE) CICLO TURBOGAS IDEALE

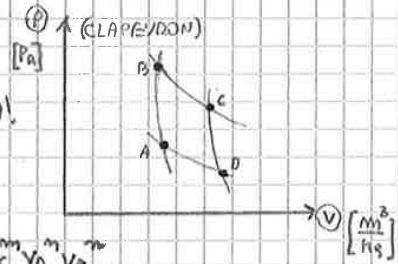


38) 4 POLITROPICHE OPPOSITE (CICLO CHIUSO): IL PRODOTTO INCROCIATO SI CONSERVA

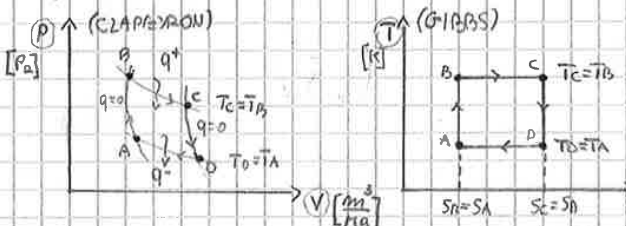
$V_A V_C = V_B V_D$
 $P_A P_C = P_D P_B$
 $T_A T_C = T_D T_B$

DIM: $P_A V_A^m = P_B V_B^m$
 $P_B V_B^m = P_C V_C^m$
 $P_C V_C^m = P_D V_D^m$
 $P_D V_D^m = P_A V_A^m$
 $P_A P_C V_C^m V_D^m = P_B P_D V_B^m V_A^m$
 $V_A^{(m-m)} V_C^{(m-m)} = V_B^{(m-m)} V_D^{(m-m)}$
 $V_A V_C = V_B V_D$ (C.V.D.)

VALE SOLO SE
 AMBIDUE
 COPPIE DI T.
 DELLO STESSO TIPO!
 (=) NO C. DIESEL



39) CICLO DI CARNOT A GAS



DUE ISOTERMIE (UNA DI COMPL. UNA DI ESPANS.)
 DUE ADIABATICHE REVERSIBILI = ISENTROPICHE
 (UNA DI COMPL. E UNA DI ESPANS.)
 SI PARTE CON L'AD. DI COMPRESIONE

AD. } ADIABATICHE R.

$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{q^+ - q^-}{q^+} = 1 - \frac{q^-}{q^+} = 1 - \frac{T^-}{T^+} = 1 - \frac{T_A}{T_B} = 1 - \left(\frac{V_A}{V_B}\right)^{\gamma-1} = 1 - \left(\frac{V_C}{V_D}\right)^{\gamma-1}$

POICHE' $\left\{ \begin{aligned} P_A V_A^{\gamma-1} &= P_B V_B^{\gamma-1} \\ P_C V_C^{\gamma-1} &= P_D V_D^{\gamma-1} \end{aligned} \right.$

$P_C = \frac{P_A}{V_A/V_C}$ RAPPORTO VOLUMETRICO DI COMPRESIONE

$\frac{V_A}{V_B} = \frac{V_C}{V_D} \Rightarrow V_B V_D = V_A V_C$ PRODOTTO INCROCIATO

$P_D = \frac{P_C}{V_C/V_D}$ RAPPORTO VOLUMETRICO DI ESPANSIONE

$P_C = P_D = \beta$ RAPPORTO VOLUMETRICO

OBTENIAMO: $\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\gamma-1}}$

$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{q^+ - q^-}{q^+} = 1 - \frac{q^-}{q^+} = 1 - \frac{T^-}{T^+} = 1 - \frac{T_A}{T_B} = 1 - \left(\frac{P_B}{P_A}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \left(\frac{P_C}{P_D}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

POICHE' $\left\{ \begin{aligned} T_A P_A^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} &= T_B P_B^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \\ T_C P_C^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} &= T_D P_D^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \end{aligned} \right.$

$\beta_C = \frac{P_B}{P_A}$ RAPPORTO MANOMETRICO DI COMPRESIONE

$\frac{P_B}{P_A} = \frac{P_C}{P_D} \Rightarrow P_B P_D = P_A P_C$ PRODOTTO INCROCIATO

$\beta_D = \frac{P_C}{P_D}$ RAPPORTO MANOMETRICO DI ESPANSIONE

$\beta_C = \beta_D = \beta$ RAPPORTO MANOMETRICO

OBTENIAMO: $\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$

CONSIDERAZIONE MOLTO IMPORTANTE:

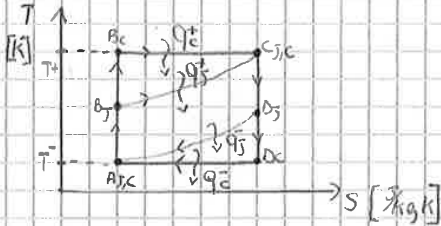
$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{q^+ - q^-}{q^+} = \frac{m(q^+ - q^-)}{m q^+} = \frac{q^+ - q^-}{q^+} = 1 - \frac{q^-}{q^+}$

$\eta = \frac{L_m}{Q^+}$ E' SBAGLIATO! [PARCHE' $L_m = m(q^+ - q^-)$ E $\eta = \frac{m(q^+ - q^-)}{q^+} \neq \frac{q^+ - q^-}{q^+}$]

43) CONFRONTO TRA IL CICLO SOULE E IL CICLO DI CARNOT

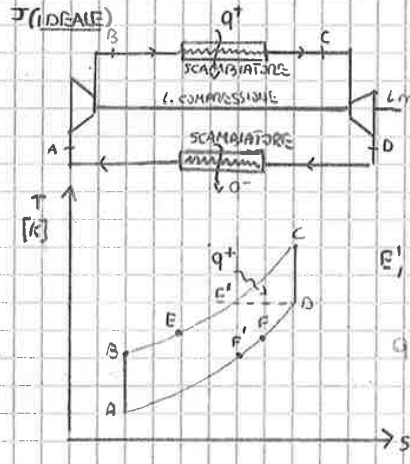
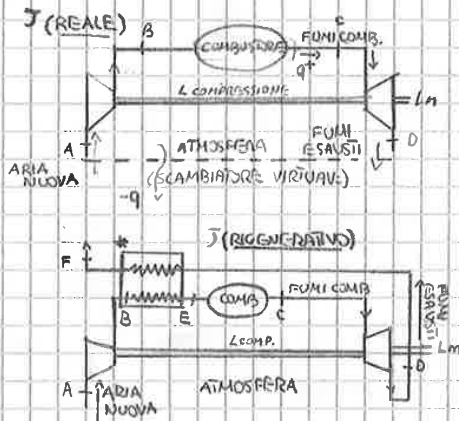
CONFRONTO A PARITÀ DI CONDIZIONI AL CONTORNO "ENERGETICHE"

CIOÈ A PARITÀ DI T^+ (T. FORNITURA Q^+) E T^- (T. DI RILASCIO DI Q^-)



$$q_c^+ > q_s^+ \Rightarrow \eta_c = 1 - \frac{q_c^-}{q_c^+} > 1 - \frac{q_s^-}{q_s^+} = \eta_J$$

44) CICLO SOULE RICENERATIVO



E', F' CASO IDEALE! IMPOSSIBILE NELLA REALTÀ

Q_{B-E}^+ CALORE GRATUITO NON LO CONSIDERIAMO NEL RENDIMENTO!

$$\eta_{JR} = \frac{P_m}{q^+} = \frac{P_c - P_e}{q^+} = \frac{W_m}{q^+} = \frac{W_e - W_c}{\Phi^+} = \frac{G(P_c - P_e)}{Gq^+}$$

RICORDANDO IL 1° P. TD PER SISTEMI APERTI:

$$\Phi - [W_i + W_o] = \sum_{k=1}^n \dot{Q}_k \left(u + P_k v + e_k + e_p \right) + \sum_{k=1}^n \dot{Q}_k \left(u + P_k v + e_k + e_p \right) k$$

NEL NOSTRO CASO:

$$-W_c = G(h_u - h_e) \Rightarrow W_e = G(h_e - h_u), \text{ RICORDANDO: } P_c = \frac{W_e}{G}$$

$$P_c = h_e - h_u$$

$$P_e = h_c - h_o = c_p(T_c - T_o)$$

$$P_c^+ = h_A - h_B \text{ (NEGATIVO)} \Rightarrow P_c^+ = h_o - h_u = c_p(T_o - T_u)$$

$$Q_R^+ = c_p(T_c - T_c^+) = c_p(T_c - T_o)$$

QUINDI:

$$\eta_{JR} = \frac{P_m}{q^+} = \frac{P_c - P_e}{q^+} = \frac{c_p(T_c - T_o) - c_p(T_o - T_u)}{c_p(T_c - T_o)} = 1 - \frac{T_o - T_u}{T_c - T_o} = 1 - \frac{T_u}{T_c} \frac{T_o/T_u - 1}{T_o/T_c - 1}$$

ESSENDO: $\frac{T_u}{T_o} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ E $\frac{T_o}{T_c} = \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$ POICHE: $T_A P_A^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_B P_B^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$ (ADIABATICA AB) $\Rightarrow \frac{T_B}{T_A} = \left(\frac{P_A}{P_B}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

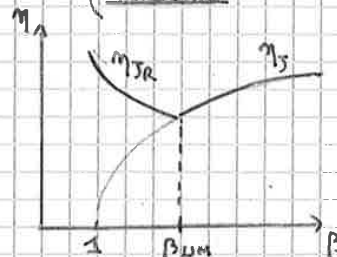
PER IL PROD. INCRUCCIATO: $T_u T_c = T_o T_o \Rightarrow \frac{T_o}{T_c} = \frac{T_u}{T_o} = \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$

OBTENIAMO:

$$\eta_{JR} = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}} \frac{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} - 1} = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}} \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

NB:

ESISTE UN β LIMITE DOPO IL QUALE IL CICLO RICENERATIVO NON AVVIENE PIÙ DOPPIOCHE IL CICLO SEGUE L'ANDAM. DEL CICLO NON RICENERATIVO



48) TITOLO (x)

$$x = \frac{m_v}{m_{TOT}} = \frac{m_v}{m_v + m_L} ; \quad x = \frac{V - V_L}{V_V - V_L} ; \quad x = \frac{h - h_L}{h_v - h_L} ; \quad x = \frac{S - S_L}{S_v - S_L}$$

DIM:

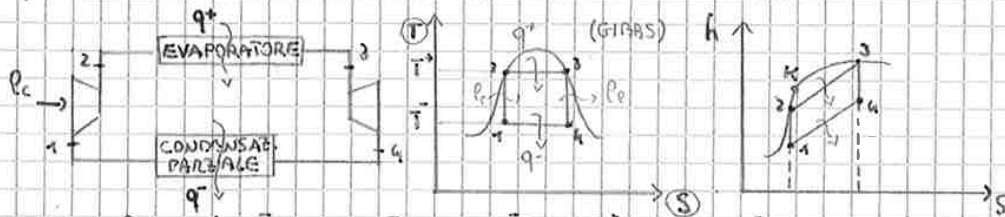
$x = \frac{V - V_L}{V_V - V_L}$ POICHE' $V = \frac{V}{m_{TOT}} = \frac{m_L V_L}{m_{TOT}} + \frac{m_v V_v}{m_{TOT}} = \frac{m_L V_L + m_v V_v}{m_{TOT}} = (1-x) V_L + x V_v$

$m_L = (1-x) m_{TOT}$ POICHE' $x = \frac{m_v}{m_v + m_L} \Rightarrow \frac{m_v}{m_v + m_L} = \frac{m_v}{m_v + m_L} = \frac{m_v(1-x)}{x}$

$m_L = \frac{m_v(1-x)}{x}$ $\Rightarrow V = (1-x) V_L + x V_v \Leftrightarrow V = V_L - x V_L + x V_v$

$\Rightarrow x (V_v - V_L) = V - V_L$ (CVD)
($V_v - V_L$)

49) CICLO DI CARNOT A VAPORE: CICLO BENCHMARK



$$\bar{q} = \int dq = \int_1^4 \bar{T} ds$$

$$q^+ = \int dq = \int_2^3 \bar{T} ds$$

$\eta = \frac{P_m}{q^+} = \frac{q^+ - \bar{q}}{q^+} = 1 - \frac{\bar{q}}{q^+} = 1 - \frac{T^-(S_4 - S_1)}{T^+(S_3 - S_2)} = 1 - \frac{T^-}{T^+}$

CICLI

49) CICLO HIRM-RANKINE

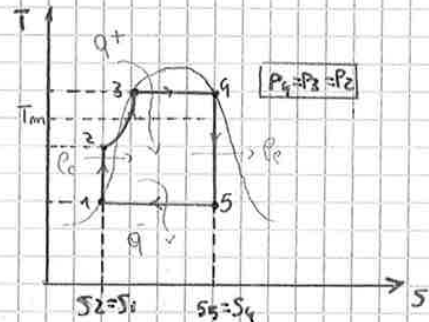
1 → 2 COMPRESSIONE ADIABATICA REV (ISOENTR.) (Pc)

2 → 3 RISCALDAMENTO LIQUIDO
 { 2 LIQ. SOTTORISC.
 3 LIQ. SATURO } (q+)

3 → 4 PASSAGGIO DI STATO: EVAPORAZIONE (q+)

4 → 5 ESPANSIONE ADIABATICA REV. (ISOENTR.) (Pc)

5 → 1 RAFFREDDAMENTO (q-)



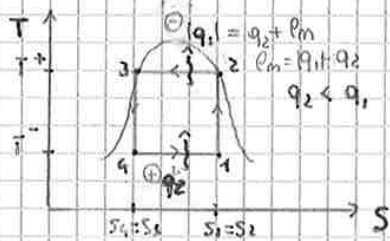
$\eta = \frac{P_m}{q^+} = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} = \frac{q^+ - \bar{q}}{q^+} = 1 - \frac{\bar{q}}{q^+}$

$q^+ = (h_4 - h_2) = (h_4 - h_3) + (h_3 - h_2) = \int_{S_2}^{S_4} T ds = T_m (S_4 - S_2)$ ($S_3 - S_1 = S_4 - S_2$)

$q^- = (h_5 - h_1) = \int_{S_1}^{S_5} \bar{T} ds = T_1 (S_5 - S_1)$

$\eta = 1 - \frac{\bar{q}}{q^+} = 1 - \frac{h_5 - h_1}{h_4 - h_2} = 1 - \frac{T_1 (S_5 - S_1)}{T_m (S_4 - S_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_m}$

52) CICLI INVERSI A VAPORE



- 1 → 2 COMP. ADIAB. REV. (ISENTR.) (e_c)
- 2 → 3 ISOTERMA (q^-) CONDENSAZIONE
- 3 → 4 ESP. ADIAB. REV. (ISENTR.) (e_e)
- 4 → 1 ISOTERMA (q^+) REVAPORAZIONE

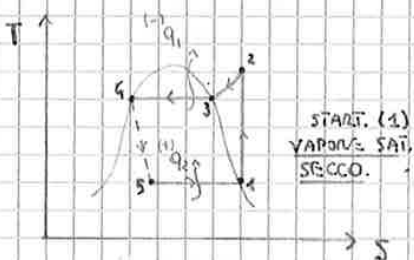
PERCENTUALE
SARABBE
NIPER
STO CREDITO Q
X CONDENSARE

$$\epsilon_{FR} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T^-(s_1 - s_4)}{T^+(s_2 - s_3) - T^-(s_1 - s_4)} = \frac{T^-}{T^+ - T^-} = \frac{1}{\frac{T^+}{T^-} - 1}$$

$$\epsilon_{PC} = \frac{q_1}{q_1 - q_2} = \frac{T^+(s_3 - s_2)}{T^+(s_3 - s_2) - T^-(s_1 - s_4)} = \frac{T^+}{T^+ - T^-} = \frac{1}{1 - \frac{T^-}{T^+}}$$

$(\epsilon = \frac{q_2}{P_m})$
CICLO FRIGORIFERO
EFFETTO UTILE: BUITANE AVORI q^+
CICLO POMPA DI CALORE
EFFETTO UTILE: BUITANE AVORI q^+
 $(\epsilon = \frac{q^+}{P_m})$

53) CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI VAPORE

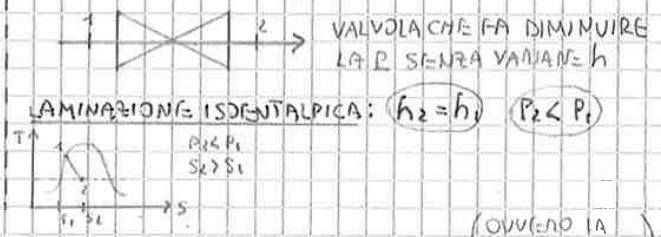
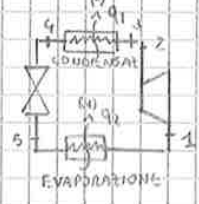


- 1 → 2 COMPRESSIONE ADIAB. REV. (ISENTR.)
- 2 → 3 DESUPERSCALDAMENTO
- 3 → 4 PASSAGGIO DI STATO: CONDENSAZIONE
- 4 → 5 LAMINAZIONE: ISENTALPICA $P_5 < P_4, h_5 = h_4, s_5 > s_4$
- 5 → 1 PASSAGGIO DI STATO: EVAPORAZIONE

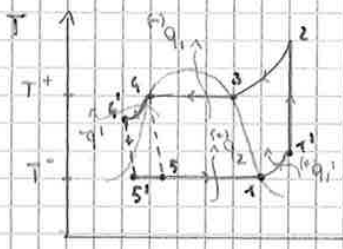
$$\epsilon_{FR} = \frac{q_2}{P_m} = \frac{q_2}{P_c}$$

$$\epsilon_{FR} = \frac{q_2}{P_c} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}$$

P_c E' TRASCURABILE $(P_m = P_c \cdot e_c^{T^+ - T^-} = P_c)$
⇒ NON SI UTILIZZA UNA TURBINA MA UNA → VALVOLA DI LAMINAZIONE

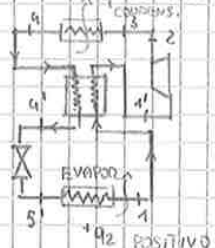


54) INTRODUZIONE SOTTORAFFREDDAMENTO



AFFINCHE IL VALORE q_2 SIA MINORE = PER RIUSCIRE A SOTTRARRE PIU' CALORE q_2 (OBB. C.FRIG.)
PER FARLO BISOGNA CEDERE: PIU' CALORE IN 2 → 4
FINO A SOTTORAFFREDDARE IL LIQUIDO 2 → 4'
SI DEVE AUMENTARE ANCHE IL LAVORO DI COMPRESSIONE (2' → 2)

$$\epsilon_{FR} = \frac{q_2}{P_c} = \frac{h_1 - h_{5'}}{h_2 - h_{1'}}$$



PER MIGLIORARE IL ϵ DEVO RIDURRE IL TITOLO DI S
PER RIUSCIRE A SOTTRARRE PIU' CALORE q_2 (OBB. C.FRIG.)
PER FARLO BISOGNA CEDERE: PIU' CALORE IN 2 → 4
FINO A SOTTORAFFREDDARE IL LIQUIDO 2 → 4'
SI DEVE AUMENTARE ANCHE IL LAVORO DI COMPRESSIONE (2' → 2)
SOTTORAFFREDDAMENTO 4 → 4': $-q_1$ CEDUTO
 $-q_1$ VIENE ASSORBITO DA UNO SCAMBIAITORE → q_1^+
CHE E' IL q_1^+ NEL TRATTO 1 → 1' ⇒ A GRATIS
⇒ EFFETTO UTILE CHE VOGLIO OTTENERE:

$$q_2 = h_1 - h_{5'}$$

TRASMISSIONE DEL CALORE

LIQUIDI E GAS: MOLECOLE DISTANTI
 ARIA BUON ISOLANTE T.

- 1) **CONDUZIONE**: MECCANISMO DI SCAMBIO TERMICO SENZA MOVIMENTO MACROSCOPICO DI MATERIA; MECCANISMO TIPICO DEI SOLIDI. (ESISTE ANCHE NEI FLUIDI)

$$\phi = \ominus \lambda A \frac{dT}{ds}$$

λ = COEFF. DI CONDUZIONE TERMICA / CONDUCEBILITÀ TERMICA

IL \ominus POICHÉ SI OPpone AL GRADIENTE DI TEMPERATURA (PASSA DA T PIÙ ALTE A T PIÙ BASSE)

- 2) **CONVEZIONE**: MECCANISMO DI SCAMBIO TERMICO CON MOVIMENTO MACROSCOPICO DI MATERIA; TIPICO DEI FLUIDI. (TIPICO PROCESSO DI SCAMBIO FLUIDO-PARTE SOLIDA)

NEWTON:

$$\phi = \alpha A (T_p - T_f)$$

α = COEFF. DI CONVEZIONE TERMICA / SCAMBIO CONVECTIVO

$$\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

- 3) **RAGGIAMENTO**: UNICO MECCANISMO CHE NON NECESSITA DI UN SUPPORTO MATERIALE; È BASATO SUL TRASPORTO DI ENERGIA IN FORMA TERMICA DA PARTE DELLA RADIAZIONE ELETTROMAGNETICA.

$$\phi = \sigma A (T_1^4 - T_2^4)$$

$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$ COEFF. DI STEFAN BOLZEMANN

CONDUZIONE

$$\nabla \cdot \vec{q} = \frac{du}{dt} \Leftrightarrow [\phi_s + \phi_v] - w_i = \frac{du}{dt} \Leftrightarrow \int_S \vec{q}_s \cdot d\vec{S} + \int_V q_v \cdot dV = \int_V \rho \frac{du}{dt} dV$$

TRAMITE IL TEOREMA DELLA DIVERGENZA

OBTENIAMO:

$$\int_S \vec{q}_s \cdot d\vec{S} = \int_V \nabla \cdot \vec{q}_s \cdot dV \quad - \int_V \nabla \cdot \vec{q}_s \cdot dV + \int_V q_v \cdot dV = \int_V \rho \frac{du}{dt} dV \quad - \nabla \cdot \vec{q}_s + q_v = \rho \frac{du}{dt}$$

DEFINIAMO: ϕ_s = FLUSSO SCAMBIATO TRA CORPO ED ESTERNO ATTRAVERSO LA SUP. S

ϕ_v = FLUSSO GENERATO DA FENOMENI DI GENERAZIONE INTERNA NEL VOLUME V

$\left[\frac{W}{m^2} \right]$ \vec{q}_s = FLUSSO TERMICO PER UNITÀ DI S (TERMINI VETTORIALI)

$\left[\frac{W}{m^3} \right]$ q_v = FLUSSO TERMICO PER UNITÀ DI V

TRAMITE L'EQUAZIONE FENOMENOLOGICA DI FOURIER

$$\vec{q}_s = \begin{pmatrix} q_x \\ q_y \\ q_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \\ \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \\ \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \end{pmatrix} = -\lambda \nabla T$$

$$\lambda = \lambda(x, y, z, t)$$

- GRANDEZZA DIREZIONALE
- FUNZIONE DEL CAMPO
- FUNZIONE DEL T

$\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = \lambda$ CONDIZIONE DI ISOTROPIA

$\lambda(x, y, z, t) = \lambda(T)$ CORPO OMOGENEO

$\lambda = k$ NON DIPENDENTE DA T

$$\nabla \cdot \lambda \nabla T + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \Leftrightarrow \lambda \nabla^2 T + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{IN COND. STAZIONARIE: } \frac{\partial T}{\partial t} = 0$$

$$\lambda \nabla^2 T + q_v = 0$$

EQUAZIONE DI POISSON

CONDIZIONE STAZIONARIA

$$\lambda = k$$

$$\lambda \nabla^2 T = 0$$

EQUAZIONE DI LAPLACE

CONDIZIONE STAZIONARIA

$$\lambda = k$$

$$q_v = 0$$

$$\lambda \nabla^2 T = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

EQUAZIONE DI FOURIER

$$\lambda = k$$

$$q_v = 0$$

7) REGIME STAZIONARIO MONODIMENSIONALE PIANO CON $q_v \neq 0$

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + q_v = 0 \Rightarrow \frac{dT}{dx^2} = -\frac{q_v}{\lambda} \Rightarrow \frac{dT}{dx} = -\frac{q_v}{\lambda} x + c_1 \Rightarrow \int dT = \int \left(-\frac{q_v}{\lambda} x + c_1\right) dx \Rightarrow$$

$$\boxed{T = -\frac{q_v}{\lambda} \frac{x^2}{2} + c_1 x + c_2}$$

COND. AL CONTORNO $\begin{cases} x=0 & T=T_1 \\ x=S & T=T_2 \end{cases}$

$$\begin{cases} T_1 = -\frac{q_v}{\lambda} \cdot 0 + c_1 \cdot 0 + c_2 \\ T_2 = -\frac{q_v}{\lambda} \frac{S^2}{2} + c_1 S + T_1 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} c_2 = T_1 \\ c_1 = \frac{T_2 - T_1}{S} + \frac{q_v S}{2\lambda} \end{cases}$$

$$\boxed{T = -\frac{q_v}{\lambda} \frac{x^2}{2} + \left(\frac{T_2 - T_1}{S} + \frac{q_v S}{2\lambda}\right) x + T_1}$$

$$\Phi = -\lambda A \frac{dT}{dx} = -\lambda A \left(-\frac{q_v}{\lambda} x + \frac{T_2 - T_1}{S} + \frac{q_v S}{2\lambda}\right) = A q_v x - \lambda A \left(\frac{T_2 - T_1}{S} + \frac{q_v S}{2\lambda}\right)$$

$$\boxed{\Phi = A q_v x - \lambda A \left(\frac{T_2 - T_1}{S} + \frac{q_v S}{2\lambda}\right)}$$

8) REGIME STAZIONARIO MONODIMENSIONALE CILINDRICO CON $q_v \neq 0$

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial R^2} + q_v = 0 \Rightarrow \lambda \frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left(R \frac{dT}{dR}\right) + q_v = 0 \Rightarrow \frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left(R \frac{dT}{dR}\right) = -\frac{q_v}{\lambda} \Rightarrow \int d\left(R \frac{dT}{dR}\right) = \int -\frac{q_v R}{\lambda} dR$$

$$\Rightarrow R \frac{dT}{dR} = -\frac{q_v R^2}{\lambda} + c_1 \Rightarrow \int dT = \int \left(-\frac{q_v R}{\lambda} + \frac{c_1}{R}\right) dR \Rightarrow T = -\frac{q_v R^2}{2\lambda} + c_1 \ln R + c_2$$

$$\boxed{T = -\frac{q_v R^2}{4\lambda} + c_1 \ln R + c_2}$$

COND. AL CONTORNO $\begin{cases} R=R_1 & T=T_1 \\ R=R_2 & T=T_2 \end{cases}$

$$\begin{cases} T_1 = -\frac{q_v R_1^2}{4\lambda} + c_1 \ln R_1 + c_2 \\ T_2 = -\frac{q_v R_2^2}{4\lambda} + c_1 \ln R_2 + c_2 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_1 - T_2 = -\frac{q_v}{4\lambda} (R_1^2 - R_2^2) + c_1 \ln \frac{R_1}{R_2} \\ c_1 = \frac{T_1 - T_2 + \frac{q_v}{4\lambda} (R_1^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_1}{R_2}} \end{cases}$$

$$\Phi = -\lambda A \frac{dT}{dR} = -\lambda A \left[-\frac{q_v R}{2\lambda} + \frac{c_1}{R}\right] = -\lambda A \pi R \rho \left[-\frac{q_v R}{2\lambda} + \frac{c_1}{R}\right] = q_v \pi R^2 \rho - 2\lambda \pi \rho c_1$$

$$\boxed{\Phi = q_v \pi R^2 \rho - 2\lambda \pi \rho \left[\frac{T_1 - T_2 + \frac{q_v}{4\lambda} (R_1^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_1}{R_2}}\right]}$$

9) CILINDRO PIENO

$$T = -\frac{q_v R^2}{4\lambda} + c_1 \ln R + c_2$$

COND. AL CONTORNO $\begin{cases} R=0 & \Phi=0 & \frac{dT}{dR}=0 \\ R=R_2 & T=T_2 \end{cases}$

$$\begin{cases} \frac{dT}{dR} = -\frac{q_v R}{2\lambda} + \frac{c_1}{R} \Rightarrow \frac{q_v R}{2\lambda} = \frac{c_1}{R} \Rightarrow c_1 = \frac{q_v R^2}{2\lambda} \Big|_{R=0} \Rightarrow c_1 = 0 \\ T_2 = -\frac{q_v R_2^2}{4\lambda} + c_2 \Rightarrow c_2 = T_2 + \frac{q_v R_2^2}{4\lambda} \end{cases}$$

$$\boxed{T = \frac{q_v}{4\lambda} (R_2^2 - R^2) + T_2}$$

12) CONDUZIONE - CONVEZIONE

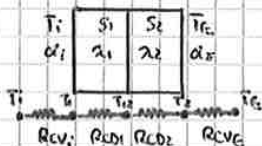
⊙ GEOMETRIA PIANA

$$\Delta T_{TOT} k_g A = \Phi$$

$$\Delta T_{TOT} = R_{TOT} \Phi, \quad R_{TOT} = \sum_{k=1}^{N_s} R_k$$

$$\left[\frac{k}{W} \right] R_{cv} = \frac{1}{\alpha A}$$

$$\left[\frac{k}{W} \right] R_{cd} = \frac{s}{\lambda A}$$



$$T_i - T_1 = R_{cv1} \Phi \Rightarrow T_1 = T_i - \Phi R_{cv1}$$

$$T_1 - T_{12} = R_{cd1} \Phi \Rightarrow T_{12} = T_1 - \Phi R_{cd1}$$

...

$$\frac{1}{k_g} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_e}$$

$$\left[\frac{W}{m^2} \right] k_g = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_e} \right)^{-1}$$

ATTENZIONE:
OPPURE $\left[\frac{W}{m^2 C} \right]$

($k_g = U$)

COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO

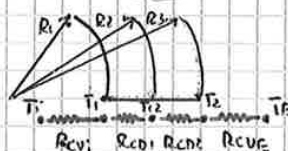
⊙ GEOMETRIA CILINDRICA

$$\Delta T_{TOT} k_g A = \Phi$$

$$\Delta T_{TOT} = R_{TOT} \Phi$$

$$\left[\frac{k}{W} \right] R_{cv} = \frac{1}{\alpha A}, \quad A = 2\pi r L$$

$$\left[\frac{k}{W} \right] R_{cd} = \frac{\rho_m \left(\frac{R_e}{R_i} \right)}{\lambda 2\pi L}$$



$$\left[\frac{k}{W} \right] R_c = \frac{\lambda_{isol}}{d_{isol}} \quad \text{RAGGIO CRITICO DI ISOLAMENTO}$$

$$\frac{1}{k_g} = \frac{1}{\alpha_i} + R_i \sum_{j=1}^m \frac{\rho_m \left(\frac{R_e}{R_i} \right)_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \cdot \frac{R_i}{R_e}$$

$$k_g = \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_i \sum_{j=1}^m \frac{\rho_m \left(\frac{R_e}{R_i} \right)_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \cdot \frac{R_i}{R_e} \right)^{-1}$$

13) SCAMBIATORE DI CALORE

$$\Phi = UA \Delta T_m$$

EQUICORRENTE:

$$\Delta T_{m,eq} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_u}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_u}} = \frac{(T_{ci} - T_{fi}) - (T_{cu} - T_{fu})}{\ln \frac{(T_{ci} - T_{fi})}{(T_{cu} - T_{fu})}}$$

CONTROCORRENTE:

$$\Delta T_{m,cc} = \frac{(T_{ci} - T_{fu}) - (T_{cu} - T_{fi})}{\ln \frac{(T_{ci} - T_{fu})}{(T_{cu} - T_{fi})}}$$

EFFICACIA

$$\epsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{max}}$$

$$\Phi_{max} = C_{min} \Delta T_{max}$$

$$C_{min} = \min(C_c; C_f), \quad C_c = G_c C_{p,c} = \left[\frac{kg}{s} \right] \left[\frac{J}{kg K} \right] = \left[\frac{J}{s K} \right] = \left[\frac{W}{K} \right]$$

$$I^o \text{PTD (SA)} = \Phi - [W_t + W_d] = \frac{dU}{dt} + \frac{d(PV)}{dt} + \frac{dE_c}{dt} + \frac{dE_p}{dt} + \sum_{k=1}^{NC} G_k (h_{e,k} + p_k)$$

$$-G_c h_{c,e} + G_c h_{c,u} - G_f h_{f,e} + G_f h_{f,u} = 0$$

$$G_c (h_u - h_e)_c + G_f (h_u - h_e)_f = 0$$

$$G_f (h_u - h_e)_f = -G_c (h_u - h_e)_c$$

$$G_f (h_u - h_e)_f = G_c (h_e - h_u)_c$$

$$G_f C_{p,f} (T_u - T_e)_f = G_c C_{p,c} (T_e - T_u)_c$$

$$G_f \Delta T_f = G_c \Delta T_c = \Phi$$

NB: PER LA SOLUZIONE DI QUESTI ESERCIZI
FARE RIFERIMENTO AGLI SVOLGIMENTI
DOPO IL DIVISORE GIALLO.

ESERCITAZIONE ← STA' PER GLI ES.
VISTI A LEZIONE.

PER LA COPISTERIA: CREARE UNA SEZIONE CONTENENTE
SOLO I TESTI DEI PROBLEMI E POI
SCANNERIZZARE SOLO LA PARTE IMPEDENTE
AGLI SVOLGIMENTI, DA ME' CONTROLLATI,
DOPO IL DIVISORE GIALLO.
OPPURE, SE NON VOGLIO RISCRIVERE I TESTI,
METTO A POSTO GLI ES. DI ESERCITAZIONE.
E SCANNERIZZO SOLO PARTE ROSSA.

ESERCIZIO 1.2

ESERCITAZIONE

UNA MASSA DI MERCURIO (Hg) SI TROVA A UNA $T_1 = 0^\circ C$ E VIENE RISCALDATA, A $P = K$, A UNA $T_2 = 20^\circ C$. CALCOLARE LA VARIAZIONE PERCENTUALE DI VOLUME, SAPENDO CHE $\beta = 0,182 \times 10^{-3} K^{-1}$ E $K_T = 4 \times 10^{-6} bar^{-1}$

DATI

$t_1 = 0^\circ C$

$t_2 = 20^\circ C$

$P = K \quad P_1 = P_2$

$\beta = 0,182 \times 10^{-3} K^{-1} ; K_T = 4 \times 10^{-6} bar^{-1}$

$\frac{V_2 - V_1}{V_1} \times 100 = ?$

$dv = \beta v dT - K_T v dP \quad dP = 0 \Rightarrow$

$dv = \beta v dT$

$\int_{V_1}^{V_2} \frac{dv}{v} = \int_{T_1}^{T_2} \beta dT$

$P_m \frac{V_2}{V_1} = \beta (T_2 - T_1)$

$\frac{V_2}{V_1} = e^{\beta (T_2 - T_1)}$

$\frac{V_2 - V_1}{V_1} = \frac{V_2}{V_1} - 1 = e^{\beta (T_2 - T_1)} - 1 = e^{0,182 \cdot 10^{-3} (20 - 0)} - 1 = 0,0037$

$\frac{V_2 - V_1}{V_1} \cdot 100 = 0,37\% \quad \text{AUMENTO DI VOLUME.}$

VARIAZIONE PERCENTUALE DI VOLUME

$= \frac{V_2 - V_1}{V_1} \cdot 100 = (\dots) \%$

ESERCIZIO 1.3 $\bar{M}_{He} = 4,003 [g/mol]$ (DA TABELLA)

UNA MASSA DI 8 kg DI ELIO È FATTA PASSARE A $T = K$ ALL'INTERNO DI UN COMPRESSORE VOLUMETRICO A CILINDRO E PISTONE DA UNO STATO A, $T_1 = 300 K$ E $V_{SPECIFICO} = 35 l/kg$, A UNO STATO FINALE B, $V_{SPECIFICO} = 20 l/kg$. CALCOLARE I VALORI DI LAVORO E CALORE SCAMBIATI CON L'ESTERNO, TRASCURANDO L'ANALTO INTERNO, QUELLO ESTERNO E LE VARIAZIONI DI P_{EC} E P_{EP} , UTILIZZANDO L'EQ. DI STATO DEI GAS. EFFETTUARE IL CALCOLO DEL CALORE SCAMBIATO CON L'ESTERNO NEL CASO DI UTILIZZO DELL'EQ. DI VAN DER WAALS.

DATI

$\bar{M}_{He} = 4,003 [g/mol] ; M_{He} = 8 kg ; T = K = 300 K ; V_1 = 35 \cdot 10^{-3} [m^3/kg] ; R^* = \frac{R}{\bar{M}} \left[\frac{J/kmol \cdot K}{kg/kmol} \right]$
 $\Rightarrow R^*_{He} = \frac{R}{\bar{M}} = \frac{8314 J/kmol \cdot K}{4,003 kg/kmol} = 2077 J/kg \cdot K ; V_2 = 20 \cdot 10^{-3} [m^3/kg]$

CALCOLO DEL CALORE:

$(Q(P)) = M \cdot q(P) = M \cdot \int_{T_1}^{T_2} (z_v dv + c_v dt) \stackrel{\text{GAS IDEALE}}{=} M \cdot \int_{T_1}^{T_2} (P dv + c_v dt) \stackrel{\text{ISOTERMA}}{=} M \cdot \int_{V_1}^{V_2} P dv = M \cdot \int_{V_1}^{V_2} \frac{R^* T}{v} dv = M \cdot R^* T \int_{V_1}^{V_2} \frac{dv}{v} = M \cdot R^* T \rho_m \frac{V_2}{V_1} = 8 \cdot 2077 \cdot 300 \rho_m \left(\frac{20 \cdot 10^{-3}}{35 \cdot 10^{-3}} \right)$
 $= -2,79 \cdot 10^6 [J] = -2,79 [MJ]$

ESERCITAZIONE

TRASFORMAZIONE ② → ③

ESSENDO ADIABATICA: $Q(P) = 0$

$$PV^\gamma = P_2 V_2^\gamma$$

$$P_2 = \frac{MR^* T_2}{V_2} = \frac{30 \cdot 10^{-3} \cdot 296,77 - 223,15}{9 \cdot 10^{-3}} = 2203,77 \text{ [Pa]}$$

$$= 2,21 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

$$L(P) = m \int_{V_2}^{V_3} P dv$$

GRAND. SPECIF.

$$P = \frac{P_2 V_2^\gamma}{V^\gamma}$$

SCEGLIAMO:

$$\Rightarrow L(P) = \int_{V_2}^{V_3} P dv = P_2 V_2^\gamma \int_{V_2}^{V_3} \frac{dv}{v^\gamma} = \frac{P_2 V_2^\gamma}{1-\gamma} (V_3^{1-\gamma} - V_2^{1-\gamma}) = \frac{2,21 \cdot 10^5 \cdot (9 \cdot 10^{-3})^{1,399}}{(1-1,399)} \left((3 \cdot 10^{-3})^{0,399} - (9 \cdot 10^{-3})^{0,399} \right) = -2739 \text{ [J]}$$

TRASFORMAZIONE ③ → ①

$$T_1 = 223,15 \text{ [K]}$$

$$V_3 = V_1 = R \Rightarrow L(P) = m \int_{V_3}^{V_1} P dv = 0$$

$$T_3 = \frac{P_3 V_3}{MR^*}$$

$$P_3 = \frac{P_2 V_2^\gamma}{V_3^\gamma} = P_2 \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^\gamma = (3)^{1,399} \cdot 2206 \cdot 10^5 = 10,266 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

(PER ADIABATICA)
POICHE' $P_3 V_3^\gamma = P_2 V_2^\gamma = PV^\gamma$

$$T_3 = \frac{P_3 V_3}{MR^*} = \frac{10,266 \cdot 10^5 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{0,03 \cdot 296,77} = 349,91 \text{ [K]}$$

$$Q(P) = \int_{T_3}^{T_1} C_v dT = C_v (T_1 - T_3) \quad \text{CON } C_v = C_v \cdot m = m \cdot \frac{R^*}{\gamma-1} = \frac{0,03 \cdot 296,77}{0,399} = 22,31 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$= 22,31 (223,15 - 349,91) = -2739 \text{ [J]}$$

DURANTE L'INTERO PROCESSO:

$$L(P_{TOT}) = L(P_1) + L(P_2) + L(P_3) = 2183 - 2739 + 0 = -557 \text{ [J]}$$

$$Q(P_{TOT}) = Q(P_1) + Q(P_2) + Q(P_3) = 2183 + 0 - 2739 = -557 \text{ [J]}$$

SI OSSERVA CHE NEL PROCESSO CICLICO $L = Q$

ESERCIZIO 1.6

UN PEZZO DI METALLO ALLA PRESSIONE DI 1[atm] ALLA TEMPERATURA DI 20[C] E VOLUME DI $5 \cdot 10^{-3} [m^3]$ SUBISCE UN AUMENTO DI TEMPERATURA DI 12[C] E UN AUMENTO DI VOLUME DI $0.5 [cm^3]$. CALCOLARE LA PRESSIONE FINALE, SAPENDO CHE $\beta_3 = 5 \cdot 10^{-5} [K^{-1}]$ E $\kappa_T = 1.2 \cdot 10^{-6} [Atm^{-1}]$

DATI

$$P_i = 1 [atm] = 101325 [Pa]$$

$$T_i = 20 [C] = 293,15 [K] \quad \Delta T = 12 [C]$$

$$V_i = 5 \cdot 10^{-3} [m^3] \quad \Delta V = 0.5 \cdot 10^{-6} [m^3] = 0.0005 \cdot 10^{-3} [m^3]$$

$$T_f = 32 [C] = 305,15 [K]$$

$$V_f = 5,0005 \cdot 10^{-3} [m^3] \quad V_f = V_i + \Delta V = (5 + 0.0005) \cdot 10^{-3} [m^3]$$

$$\beta_3 = 5 \cdot 10^{-5} [K^{-1}]$$

$$\kappa_T = 1.2 \cdot 10^{-6} [Atm^{-1}] = \frac{1.2 \cdot 10^{-6}}{101325} = 1.184 \cdot 10^{-11} [Pa^{-1}]$$

$$P_f = ?$$

SOLUZIONE:

$$dP = \frac{\beta_3 dT}{\kappa_T} - \frac{1}{\kappa_T V} dV$$

$$\Delta P = \frac{\beta_3 (T_f - T_i)}{\kappa_T} - \frac{1}{\kappa_T} \ln\left(\frac{V_f}{V_i}\right) = \frac{1}{\kappa_T} \left(\beta_3 (T_f - T_i) - \ln\left(\frac{V_f}{V_i}\right) \right) = \frac{1}{1.184 \cdot 10^{-11}} \left(5 \cdot 10^{-5} (12) - \ln\left(\frac{5.0005}{5}\right) \right) =$$

$$P_f = P_i + \Delta P = 101325 + 42230152 = 42331477 [Pa] = 42230152 [Pa]$$

ESERCIZIO 1.7

CALCOLARE LA VARIAZIONE DI PRESSIONE CHE BISOGNA FORNIRE A UNA CERTA MASSA DI ACQUA PERCHÉ LA MASSA VOLUMICA ρ AUMENTI DELLO 0.5% A TEMPERATURA COSTANTE. (PER L'ACQUA A 28[C] E 1[atm] CON $\kappa_T = 4.5 \cdot 10^{-5} [Atm^{-1}]$)

DATI

$$P_2 = P_1 + \Delta P, \quad \rho = \text{MASSA VOLUMICA} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\Delta \rho = 0.5\% (\rho_1) = 0.5 \cdot 10^{-2} \rho_1 \Rightarrow P_2 = P_1 (1 + 0.005) = 1.005 P_1$$

$$P_1 = 1 [atm] = 101325 [Pa]$$

$$\kappa_T = 4.5 \cdot 10^{-5} [Atm^{-1}] = \frac{4.5 \cdot 10^{-5}}{101325} [Pa^{-1}] = 4.44 \cdot 10^{-10} [Pa^{-1}]$$

[NOTA: $\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2}$]

$$T_1 = 28 [C] = 301,15 [K] = K, \quad \Delta P = ?$$

$$dP = \frac{\beta_3 dT}{\kappa_T} - \frac{1}{\kappa_T V} dV, \quad dT = 0$$

$$\Delta P = -\frac{1}{\kappa_T} \int_{V_i}^{V_f} \frac{dV}{V} = -\frac{1}{\kappa_T} \ln\left(\frac{V_f}{V_i}\right) = -\frac{1}{\kappa_T} \ln\left(\frac{P_i}{P_f}\right) = +\frac{1}{\kappa_T} \ln\left(\frac{P_f}{P_i}\right) = \frac{1}{4.44 \cdot 10^{-10}} \ln(1.005) = 1.12 \cdot 10^7 [Pa]$$

ESERCIZIO 1.9

UN CILINDRO È RIEMPIUTO DA ARIA A PRESSIONE DI 1 bar E TEMPERATURA DI $20 \text{ [}^\circ\text{C]}$. INIZIALMENTE IL VOLUME È DI 1000 cm^3 . SE IL SISTEMA VIENE SCALDATO A PRESSIONE COSTANTE FINO A RAGGIUNGERE LA TEMPERATURA DI $260 \text{ [}^\circ\text{C]}$, CALCOLARE GLI SCAMBI DI ENERGIA CON L'ESTERNO IN FORMA DI CALORE E DI LAVORO NELLE FORZE INTERNE. ASSUMERE CHE IL GAS SIA PERFETTO E NON VISCOSO.

DATI

$$P_1 = 1 \text{ [bar]} = 100\,000 \text{ [Pa]} = 10^5 \text{ [Pa]} = h \quad \text{RICORDIAMO: } 1 \text{ [atm]} = 101\,325 \text{ [Pa]}$$

$$T_1 = 20 \text{ [}^\circ\text{C]} = 293.15 \text{ [K]}$$

$$V_1 = 1000 \text{ [cm}^3] = 10^{-3} \text{ [m}^3]$$

$$T_2 = 260 \text{ [}^\circ\text{C]} = 533.15 \text{ [K]}$$

$$Q(P), L(P) = ?$$

$$R^* = 287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

$$C_p = 1005 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

$$(P,T) \quad \ell(P) = \int_{V_1}^{V_2} (-v dP + R^* dT) = \int_{T_1}^{T_2} R^* dT = R^* (T_2 - T_1) = 287 (533.15 - 293.15) = 68\,880 \text{ [J]} = 68 \text{ [kJ]}$$

$$v = \frac{V}{m} \Rightarrow m = \frac{V}{v} \quad , v_1 = \frac{R^* T_1}{P} = \frac{287 \cdot 293.15}{10^5} = 0.841 \text{ [m}^3]$$

$$\Rightarrow m = \frac{V}{v_1} = \frac{10^{-3}}{0.841} = 1.19 \cdot 10^{-3} \text{ [kg]}$$

$$\Rightarrow \ell(P) = m \ell(P) = 1.19 \cdot 10^{-3} \cdot 68\,880 = 81.9 \text{ [J]}$$

ALTR0 PROCEDIMENTO:

$$(V,T) \quad \ell(P) = \int P dV = P (V_2 - V_1) \quad v_1 = \frac{R^* T_1}{P} = 0.841 \text{ [m}^3]; \quad v_2 = \frac{R^* T_2}{P} = \frac{287 \cdot 533.15}{10^5} = 1.53 \text{ [m}^3]$$

$$= 10^3 (1.53 - 0.841) = 68\,914 \text{ [J]}$$

$$\Rightarrow \ell(P) = m \cdot \ell(P) = 1.19 \cdot 10^{-3} \cdot 68\,914 = 82 \text{ [J]}$$

$$(P,T) \quad q(P) = \int_{V_1}^{V_2} (-v dP + c_p dT) = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p (T_2 - T_1) = 1005 (533.15 - 293.15) = 241\,200 \text{ [J]}$$

$$\Rightarrow Q(P) = m q(P) = 1.19 \cdot 10^{-3} \cdot 241\,200 = 287.03 \text{ [J]}$$

ALTR0 PROCEDIMENTO:

$$q(P) = \int_{V_1}^{V_2} (P dV + c_v dT) \quad \text{NON CONVENIENTE!}$$

ESERCIZIO 1.11

SI FA ENTRARE DEL VAPORE D'ACQUA ALLA PRESSIONE COSTANTE DI 20 [bar] NEL CILINDRO DI UNA MACCHINA A VAPORE. L'ALTEZZA DEL CILINDRO (= DIAMETRO) È DI 200 [mm] E LA CORSA DEL PISTONE È DI 300 [mm]. CONSIDERANDO CHE:

- $W_{ATTE} = 0$; $W_0 = 0$; $\frac{dE_C}{dt} = 0$; $\frac{dE_P}{dt} = 0$

QUANTO LAVORO VIENE COMPIUTO DAL VAPORE A OGNI ESPANSIONE?

DATI

$P = 20 \text{ [bar]} = 20 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} = 10^6$

$D = 200 \text{ [mm]} = 0.2 \text{ [m]}$

$H = 300 \text{ [mm]} = 0.3 \text{ [m]}$

$A = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 3.14 \left(\frac{0.2}{2}\right)^2 = 0.0314 \text{ [m}^2\text{]} = 3.14 \cdot 10^{-2} \text{ [m}^2\text{]}$

$Q(P) = \int_{V_i}^{V_f} P dV = P(V_f - V_i)$

$V_i = 0 \rightarrow V_f = A \cdot H = 3.14 \cdot 10^{-2} \cdot 0.3 = 9.42 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]}$

$Q(P) = P V_f = 20 \cdot 10^5 \cdot 9.42 \cdot 10^{-3} = 18840 \text{ [J]}$

ESERCIZIO 1.12 ESERCIZIO PERDITA TEMPO: CAUSA = INTEGRALE PARTIZIONE!

LA COMPRESSIBILITÀ ISOTERMA SPECIFICA (CUI È RIFERITA ALL'UNITÀ DI MASSA) DELL'ACQUA (LIQUIDA) È ESPRESSA DALLA FORMULA: $k_T = \frac{c}{v(p+b)}$

OVVE C E b DIPENDONO SOLO DALLA TEMPERATURA. SE SI COMPIME 1 [kg] D'ACQUA DA 1 [atm] A 500 [atm] ALLA TEMPERATURA DI 60 [C] = COSTANTE, QUANTO LAVORO VIENE COMPIUTO SUL SISTEMA? SI ASSUME CHE:

A 60°C $b = 2700 \text{ [atm]}$ e $c = 0.125 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{g}}\right]$

hp: $W_{ATTE} = 0$; $W_0 = 0$; $\frac{dE_C}{dt} = 0$; $\frac{dE_P}{dt} = 0$

DATI

$k_T = \frac{c}{v(p+b)}$, $b = 2700 \text{ [atm]}$, $c = 0.125 \text{ [atm]}$ A 60 [C] = K

$m = 1 \text{ [kg]}$

$P_i = 1 \text{ [atm]} = 101325 \text{ [Pa]}$

$P_f = 500 \text{ [atm]} = 50662500 \text{ [Pa]}$

$L(P) = ?$

DALLA EQ. DELLA TRASF: $dv = \beta v dt - k_T v dP$

$$L(P) = m \cdot l(P) = 1 \cdot \int P dV = \int P (-k_T v dP) = - \int \frac{c}{(P+b)} dP = - (c \cdot P - c \cdot b \cdot \ln(P+b)) \Big|_{P_i}^{P_f} =$$

$$= -c \cdot (P_f - P_i) + c \cdot b (\ln(P_f + b) - \ln(P_i + b)) = -c(P_f - P_i) + c \cdot b \ln \frac{P_f + b}{P_i + b} =$$

$$= -0.125 \cdot 10^{-3} \cdot 49970233 \cdot 10^5 + 0.125 \cdot 10^{-3} \cdot 2.74 \cdot 10^8 \cdot (0.169) = -5.2 \cdot 10^2 \text{ [J]}$$

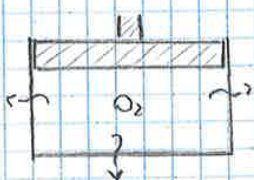
IL LAVORO COMPIUTO SUL SISTEMA È UGUALE E OPPOSTO A QUELLO DEL SISTEMA SULL'ESTERNO.

ESERCIZIO 1.10 (2.9)

ESERCITAZIONE

ESERCIZIO 2.2 (B!)

ALL'INTERNO DI UN CILINDRO SI COMPRIME OSSIGENO GASSOSO SECONDO UNA TRASFORMAZIONE POLITROPICA DA $P_1 = 1 \text{ bar}$ A $P_2 = 4 \text{ bar}$, SE LA TEMPERATURA INIZIALE $T_1 = 15^\circ\text{C}$, CALCOLARE LA TEMPERATURA FINALE, NELL'IPOTESI CHE, ISTANTE PER ISTANTE, IL CALORE SCAMBIATO CON LE PARETI SIA PARI A 1/3 DEL LAVORO FORNITO, SI CONSIDERI NELLO STATO L'ASSUNTO, L'OSSIGENO COME UN FLUIDO OMOGENEO PRIVO DI ATTRITO, PER CUI VALE L'EQ. DI STATO DEI GAS IDEALI, E CON CALORI SPECIFICI COSTANTI ($C_v = 649 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$)



$T_{\text{FINALE}} = ?$

DATO FONDAMENTALE: $\bar{M}_{O_2} = 32 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$

(NON È DATO!)

NB: POLITROPICA $\Rightarrow V \neq K; P \neq K$

Dobbiamo scoprire m:

NON POSSIAMO FARE L'IP: $V=K$!

TRASFORMAZIONE POLITROPICA: $PV^m = K \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$

PRIMO PRINCIPIO DELLA TD

$Q(P) - L(P) = \Delta U$

$-\frac{2}{3}L(P) = \Delta U$, poiché $Q(P) = \frac{1}{3}L(P)$

$L(P) = \int_{V_1}^{V_2} P dV = P_1 V_1^m \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V^m} = \frac{1}{1-m} P_1 V_1^m \left[V_2^{-m+1} - V_1^{-m+1} \right] = \frac{1}{1-m} P_1 V_1 \left[\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{1-m} - 1 \right]$

CONSIDERANDO: $P_1 V_1^{m-1} = P_2 V_2^{m-1} \Rightarrow$

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

$\Rightarrow L(P) = \frac{1}{1-m} P_1 V_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$

ΔU PER GAS IDEALE

$\Delta u = C_v \Delta T$

$\Delta U = M \Delta u = M C_v (T_2 - T_1)$

TURNANDO A: $-\frac{2}{3}L(P) = \Delta U \Rightarrow$

$\Rightarrow -\frac{2}{3} \left[\frac{1}{1-m} P_1 V_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \right] = M C_v (T_2 - T_1) \Rightarrow$

$\Rightarrow \frac{1}{1-m} \frac{P_1 V_1}{T_1} = -\frac{3}{2} M C_v \Rightarrow m = \frac{2}{3} \frac{P_1 V_1}{M C_v} + 1$, M NON NOTA

$P_1 V_1 = m_m R T_1 \Rightarrow \frac{P_1 V_1}{T_1} = m_m R$

$\bar{M}_{O_2} = 32 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$

$m = \frac{2}{3} \frac{m_m R}{M C_v} + 1 = \frac{2}{3} \frac{R}{\frac{M C_v}{m_m}} + 1 = \frac{2}{3} \frac{R}{\bar{M}_{O_2} C_v} + 1 = \frac{2}{3} \frac{8315}{32 \cdot 649} + 1 = 1.27$

$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1-m}{m}} = 288,15 \cdot 4^{\frac{1-1.27}{1.27}} = 38,6,7 \text{ [K]}$

$= 288,15 \cdot \left(\frac{1}{4}\right)^{\frac{1-1.27}{1.27}} = 214,6 \text{ [K]}$

ESERCIZIO 2.4

MA SCUSA, SE È $PV = K \Rightarrow T = K$ $\Delta U = C_v \Delta T = 0$!! PROBABILMENTE NON È UN GAS IDEALE

DURANTE UNA TRASFORMAZIONE RESTRITTA DALLA CURVA $PV = K$ (ISOTERMA) LA PRESSIONE DI UN FLUIDO AUMENTA DA UN VALORE INIZIALE $P_1 = 10$ [bar] AL VALORE FINALE $P_2 = 40$ [bar], E L'ENERGIA INTERNA AUMENTA DI 12 [kcal]. IL VOLUME INIZIALE È $V_1 = 0.1$ [m³]; DETERMINARE IL CALORE SCAMBIATO TRA IL SISTEMA E L'ESTERNO, IPOTIZZANDO CHE IL LAVORO È IL SISTEMA SIA FERMO RISPETTO A UNA TERZA INIZIALE DI RIFERIMENTO.

NB: $1 \text{ [cal]} = 4.186 \text{ [J]}$

DATI

- $T = K$ (ISOTERMA)
- $P_1 = 10$ [bar] = 10^6 [Pa]
- $P_2 = 40$ [bar] = $4 \cdot 10^6$ [Pa]
- $\Delta U = 12$ [kcal]
- $V_1 = 0.1$ [m³]
- $Q(P) = ?$

SVOLGIMENTO

$$Q(P) - L_{SE}(P) = \Delta U \quad \left. \begin{array}{l} L(P) = L_i(P) - \Delta E_c \\ L_i(P) = \int P dV = \int (-V dP + R^2 dT) \end{array} \right\} Q(P) = L_i(P) + \Delta U$$

$$L_i(P) = \int P dV = \int (-V dP + R^2 dT) \quad PV = P_1 V_1 \Rightarrow V = \frac{P_1 V_1}{P}$$

$$= \int -\frac{P_1 V_1}{P} dP = -P_1 V_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = P_1 V_1 \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = 10^6 \cdot 0.1 \cdot \ln\left(\frac{10}{40}\right) = -138629 \text{ [J]}$$

$$\Delta U = 12 \text{ [kcal]} = 12 \cdot 1000 \cdot 4.186 = 5.03 \cdot 10^4 \text{ [J]}$$

$Q(P) = L_i(P) + \Delta U = (-13.86 + 5.03) \cdot 10^4 = -8.83 \cdot 10^4 \text{ [J]} = -88.3 \text{ [kJ]}$

ESERCIZIO 2.5

UNA MASSA m DI GAS È CONTENUTA IN UN CILINDRO A PERFETTO ISOLAMENTO TERMICO. IL GAS È LASCIATO ESPANDERE CON UN PISTONE CON UNA VARIAZIONE DELLA SUA ENERGIA INTERNA DI -300 [J]. CALCOLARE IL LAVORO EFFETTUATO DAL GAS, IPOTIZZANDO CHE IL LAVORO DELLE FORZE D'ATTO SIA TRASC. E IL SISTEMA SIA FERMO RISPETTO A UNA TERZA INIZIALE DI RIF. CALCOLARE INOLTRE LA P E IL V FINALE DEL GAS, NELL'IPOTESI CHE LA CURVA DI TRASFORMAZIONE SIA DESCRITTA DALL'EQ: $PV^2 = K$, ESSENDO RISPETTIVAMENTE $P_1 = 200$ [Pa] E $V_1 = 2$ [m³]

DATI

- $\Delta U = -300$ [J]
- $L(P) = ?$
- $P_1 = 200$ [Pa]
- $V_1 = 2$ [m³]
- $PV^2 = K$
- $P_2, V_2 = ?$

SVOLGIMENTO

$$Q(P) - L_{SE}(P) = \Delta U \quad Q(P) = 0 \Rightarrow L_{SE} = -\Delta U = 300 \text{ [J]}$$

$$L_{SE}(P) = L_i(P) - \Delta E_c \quad PV^2 = P_1 V_1^2 \Rightarrow P = \frac{P_1 V_1^2}{V^2}$$

$$L_{SE}(P) = L_i(P) = \int P dV = P_1 V_1^2 \int V^{-2} dV = \frac{P_1 V_1^2 V^{-(2-1)}}{(1-2)} \Big|_{V_1}^{V_2} = \frac{P_1 V_1^2 V^{-1}}{(-1)} \Big|_{V_1}^{V_2} = -\frac{P_1 V_1^2}{V_2} + \frac{P_1 V_1^2}{V_1}$$

$$= \frac{P_1 V_1^2}{(-1)} \left[\frac{1}{V_2} - \frac{1}{V_1} \right] = P_1 V_1^2 \left(\frac{1}{V_1} - \frac{1}{V_2} \right)$$

$$-\frac{P_1 V_1^2}{V_2} + \frac{P_1 V_1^2}{V_1} = L_{SE}(P) \Rightarrow \frac{P_2 V_2^2}{V_2} = \frac{P_1 V_1^2}{V_1} - L_{SE}(P)$$

$$V_2 = \left(\frac{P_1 V_1^2}{P_2 V_2^2} \cdot \frac{1}{V_1} - \frac{L_{SE}(P)}{P_2 V_2^2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{V_1} - \frac{L_{SE}(P)}{P_2 V_2^2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{2} - \frac{300}{200 \cdot 2^2} \right)^{-1} = 8 \text{ [m}^3]$$

$$\text{ESSENDO } P_1 V_1^2 = P_2 V_2^2 \Rightarrow P_2 = \frac{P_1 V_1^2}{V_2^2} = 200 \left(\frac{2}{8} \right)^2 = \frac{200}{16} = 12.5 \text{ [Pa]}$$

ESERCITAZIONE

ESERCITAZIONE 03

ESERCIZIO 3.1

DUE OGGETTI METALLICI (A E B) HANNO LA STESSA CAPACITÀ TERMICA $C = 500 \frac{J}{K}$ E LA STESSA TEMPERATURA. $T_i = 500 K$

A VIENE GELATO IN MARE, CHE SI SUPpone ALLA TEMPERATURA $T_0 = 290 K$

B INVECE VIENE RAFFREDDATO IN DUE STATI: PRIMA È IMMERSO IN UN GRANDE RECIPIENTE CONTENENTE ACQUA BOLLENTE A PRESSIONE ATMOSFERICA E POI, DOPO IL RAGGIUNGIMENTO DELL'EQUILIBRIO TERMICO CON L'ACQUA BOLLENTE, VIENE ANCH'ESSO GELATO IN MARE.

CALCOLARE LE VARIAZIONI DI ENTROPIA, PARZIALI E TOTALI, CHE SI REALIZZANO NEL CORSO DEI DUE ESPERIMENTI.

$$ds = \frac{\tilde{q}}{T}$$

DEL CORPO SOLIDO CONOSCO C

$$\tilde{q} = C dt \Rightarrow ds = \frac{C dt}{T} \text{ DA CUI, PER IL CORPO SOLIDO,}$$

$$\Delta S = S_{FIN} - S_{IN} = C \ln \frac{T_{FIN}}{T_{IN}}$$

~ ~ ~ ~ ~

MARE È MASSA H₂O BOLLENTE :

ASSIMILABILI A TERMOSTATI

$$\Delta S = \int_T \frac{\phi(t)}{T} dt = \frac{1}{T} \int_T \phi(t) dt \equiv \frac{Q}{T}$$

QUESTO ESERCIZIO È UN OTTIMO ESEMPIO PER FARCI CAPIRE CHE UN PROCESSO È MOLTO PIÙ VIRTUOSO (ΔS TOT MINORE) QUANDO È DIVISO IN PIÙ STEP [+PASSAGGI PER PIÙ STATI MEGLIO È! -] CIT. YODA

CORPO A

$$T_{IN} = 500 K \quad T_{FIN} = 290 K$$

$$\Delta S_A = C \ln \frac{T_{FIN}}{T_{IN}} = 500 \ln \frac{290}{500} = -272,4 \frac{J}{K}$$

$$\Delta S_{MARE} = \frac{Q_{MARE}}{T_{MARE}} = -\frac{Q_{CORPO A}}{T_{MARE}} = -\frac{C(T_{FIN} - T_{IN})}{T_{MARE}} = -\frac{500(290 - 500)}{290} = 362,1 \frac{J}{K}$$

$$\Delta S_{TOT} = \Delta S_A + \Delta S_m = -272,4 + 362,1 = 89,7 \frac{J}{K}$$

IL BILANCIO COMPLESSIVO DEVE ESSERE > 0

CORPO B

$$\text{STEP 1: } \Delta S_B = C \ln \frac{T_{H2O}}{T_{IN}} = 500 \ln \frac{373,15}{500} = -147,31 \frac{J}{K}$$

$$\Delta S_{H2O} = \frac{Q_{H2O}}{T_{H2O}} = -\frac{Q_{CORPO B}}{T_{H2O}} = -\frac{C(T_{H2O} - T_{IN})}{T_{H2O}} = -\frac{500(373,15 - 500)}{373,15} = 170 \frac{J}{K}$$

$$\text{STEP 2: } \Delta S_{B2} = C \ln \frac{T_{FIN}}{T_{H2O}} = 500 \ln \frac{290}{373,15} = -125,8 \frac{J}{K}$$

$$\Delta S_{m2} = \frac{Q_{MARE}}{T_{MARE}} = -\frac{Q_{CORPO B}}{T_{MARE}} = -\frac{C(T_{MARE} - T_{H2O})}{T_{MARE}} = 143,4 \frac{J}{K}$$

$$\Delta S_B = \Delta S_{B1} + \Delta S_{B2} = -147,31 - 125,8 = -272,4 \frac{J}{K} \quad \left[\Delta S_B = \Delta S_{B1} + \Delta S_{B2} = C \ln \frac{T_{H2O}}{T_{IN}} + C \ln \frac{T_{MARE}}{T_{H2O}} = C \ln \left(\frac{T_{H2O}}{T_{IN}} \frac{T_{MARE}}{T_{H2O}} \right) = C \ln \frac{T_{MARE}}{T_{IN}} \right]$$

$$\Delta S_{H2O} = 170 \frac{J}{K}; \quad \Delta S_{MARE} = 143,4 \frac{J}{K}; \quad \Delta S_{TOT} = -272,4 + 170 + 143,4 = 41 \frac{J}{K} \quad \left(89,7 > 41 \frac{J}{K} \right)$$

ESERCITAZIONE

GAS:

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R^* \frac{dp}{p} = 0 \quad \text{IN QUANTO ISOB.}$$

$$\Delta S_{CH_4} = M \int_1^2 c_p \frac{dT}{T} = MR^* \int_1^2 \left(\frac{a + bT + cT^2}{T} \right) dT = MR^* \left[a \ln \frac{T_2}{T_1} + b(T_2 - T_1) + \frac{c}{2} (T_2^2 - T_1^2) \right] = 16,8 \left[\frac{J}{K} \right]$$

$$\Delta S_{STEM} = \frac{-1Q}{T_{STEM}} = \frac{-5329}{473,15} = -11,2 \left[\frac{J}{K} \right]$$

$$\Delta S_{TOT} = \Delta S_{CH_4} + \Delta S_{STEM} = 16,8 - 11,2 = 5,6 \left[\frac{J}{K} \right]$$

ESERCIZIO 3.3 ($c_p = 1005$; $R^* = 287 \left[\frac{J}{kgK} \right]$)

UNA MASSA D'ARIA, TRATTARSI COME GAS IDEALE, VIENE COMPRESSA DA 1 bar E 27°C A 5 bar E 177°C. SI DOMANDA SE LA COMPRESSIONE PUÒ AVVENIRE SECONDO UN PROCESSO ISENTROPICO: IN CASO AFFERMATIVO DETERMINARE IL LAVORO SPECIFICO NECESSARIO, IN CASO NEGATIVO DETERMINARE IL VERSO DELLO SCAMBIO TERMICO.

TRASF. ISENTROPICA = TRASF. A ENTROPIA COSTANTE
(= ATASP. ADIABATICA REV.)

DAI

$$P_1 = 1 \text{ bar} = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$P_2 = 5 \text{ bar} = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$c_p = 1005$$

$$T_1 = 300,15 \text{ K}$$

$$T_2 = 450,15 \text{ K}$$

È ISENTROPICA?

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

$$\Delta S = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R^* \ln \frac{P_2}{P_1} = 1005 \ln \frac{450,15}{300,15} - 287 \ln \frac{5}{1} = -54,8 \left[\frac{J}{kgK} \right]$$

$$\Delta S = \frac{Q}{T} + S_{irr} \quad S_{irr} > 0$$

SE $\Delta S < 0 \Rightarrow Q < 0$ Q CEDUTO DA SISTEMA \rightarrow ESTERNO (VERSO DELLO SCAMBIO TERMICO)

NON È ADIABATICO QUINDI QUESTO SISTEMA PUÒ CENERE CALORE ALL' ESTERNO CON CONSEGUENTE DIMINUIZIONE DI ENTROPIA

(IN UN PROCESSO ADIABATICO L'UNICO VERSO È QUELLO DELL'ENTROPIA CRESCENTE)

ESERCIZIO 3.5

UN IMPIANTO MOTORE LAVORA REVERSIBILMENTE TRA LE DUE TEMPERATURE $T_1 = 660 [K]$ E $T_2 = 300 [K]$ IN MODO CICLICO. SE LA POTENZA ELICATA È PARI A $W = 10 [MW]$, CALCOLARE IL FLUSSO TERMICO MINIMO Φ_1 CHE DEVE ESSERE FORNITO ALLA TEMPERATURA SUPERIORE E IL FLUSSO TERMICO Φ_2 CEDUTO ALLA TEMP. INFERIORE. AMMINCHÉ Φ_1 MINIMO \rightarrow COND. SCAMBIO TERM. COMPL. REVERSIB.

DATI

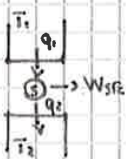
$T_1 = 660 [K]$

$T_2 = 300 [K]$

$W = 10 [MW]$

$\Phi_1 = ?$

$\Phi_2 = ?$



$\Delta S_{TOT} = \Delta S_1 + \Delta S_2 (+ \Delta S_{MOT}) = S_{irr} = 0$

$\left\{ \begin{aligned} \frac{\Phi_1}{T_1} - \frac{\Phi_2}{T_2} &= 0 \\ \Phi_1 - \Phi_2 &= W \end{aligned} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{aligned} \frac{\Phi_1}{T_1} - \frac{\Phi_1 - W}{T_2} &= 0 \\ \Phi_1 - (\Phi_1 - W) &= W \end{aligned} \right.$

$\Rightarrow \Phi_1 \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) = -\frac{W}{T_2} \Rightarrow \Phi_1 = \frac{-W}{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}} = \frac{W T_1 T_2}{T_2 - T_1} = \frac{10 \cdot 660 \cdot 300}{300 - 660} = 18,33 [MW]$

$\frac{\Phi_2}{T_1} + \frac{W}{T_1} - \frac{\Phi_2}{T_2} = 0 \Rightarrow \Phi_2 \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) = -\frac{W}{T_1} \Rightarrow \Phi_2 = \frac{-W}{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}} = \frac{-W T_1 T_2}{T_2 - T_1} = \frac{-10 \cdot 300}{300 - 660} = 8,33 [MW]$

ESERCIZIO 3.6

UN CICLO DIRETTO REVERSIBILE DI CARNOT, PERCORSO DA ARIA, IL CUI COMPORTAMENTO È DESCRITTO DALLA EQUAZIONE DI STATO DEI GAS PERFETTI, SI SVOLGE TRA LE TEMPERATURE $T_1 = 50 [C]$ E $T_2 = 250 [C]$. SE LA PRESSIONE ALL'INIZIO DELLA COMPRESSIONE È $P_1 = 1 [bar]$ E IL CALORE q^+ FORNITO A OGNI CICLO È DI $100 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$, CALCOLARE LE COORDINATE P, V E S DI TUTTI I CAPISALDI DEL CICLO E IL RENDIMENTO. $R^* = 287 \left[\frac{J}{kgK} \right]$ E $\gamma = 1,4$.

DATI

$T_1 = 50 [C] = 323,15 [K]$

$T_3 = T_4 = 250 [C] = 523,15 [K]$

$P_1 = 1 [bar] = 10^5 [Pa]$

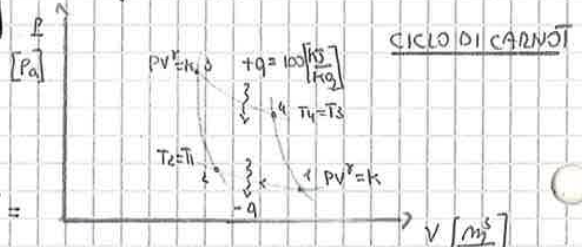
$q^+ = 100 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$

$P, V, S (1, 2, 3, 4) = ?$

$\eta = ?$

$\eta = \frac{P_m}{q^+} = \frac{q^+ - q^-}{q^+} = 1 - \frac{q^-}{q^+} = 1 - \frac{T^-}{T^+} = 1 - \frac{323,15}{523,15} = 0,38$

$\frac{q^-}{q^+} = \frac{T^-}{T^+} \Rightarrow q^- = q^+ \frac{T^-}{T^+} = 100 \cdot \frac{323,15}{523,15} = 61,8 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 61800 \left[\frac{J}{kg} \right]$



(1)	(2)	(3)	(4)
$P_1 = 10^5 [Pa]$	$T_2 = 323,15 [K]$		$T_4 P_4 = T_1 P_1$
$V_1 = \frac{R T_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 323,15}{10^5} = 0,927 [m^3]$	$-q^- = \int p dV = \int_{V_3}^{V_4} \frac{P_1 V_1}{V} dV = P_1 V_1 \ln \frac{V_4}{V_3}$		$P_4 = P_1 \left(\frac{T_4}{T_1} \right)^{\frac{1}{1-\gamma}} = 10^5 \left(\frac{523,15}{323,15} \right)^{\frac{1}{1-1,4}} = 5,4 \cdot 10^5 [Pa]$
$q = \int_{V_1}^{V_2} (p dV + c_v dT) = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} + c_v (T_2 - T_1)$	$P_m \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = \frac{-q^-}{P_1 V_1} \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \frac{-q^- / P_1 V_1}{c_v (T_2 - T_1)}$		$V_4 = \frac{R T_4}{P_4} = \frac{287 \cdot 523,15}{5,4 \cdot 10^5} = 0,278 [m^3]$
$q = P_1 V_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)$	$V_2 = V_1 \cdot 0,927 = 0,856 [m^3]$		
COME PUS V377 V4?	$(\neq 1,81 \text{ RISOLUZIONE DELL'ESERCITAZIONE})$		
	$P_2 = \frac{R^* T_2}{V_2} = \frac{287 \cdot 323,15}{0,856} = 1,09 \cdot 10^5 [Pa]$		

ESERCIZIO 4.2

ESERCITAZIONE

IN UN CONTENITORE RIGIDO DURE ROTATE D'ACQUA $G_1 = \frac{2 \text{ kg}}{\text{s}}$ E $G_2 = \frac{1 \text{ kg}}{\text{s}}$ SI MISCELANO A PRESSIONE $p = k$ E IN CONDIZIONI STAZIONARIE SENZA SCAMBIARE LAVORO CON L'ESTERNO.

LA PORTATA G_1 ENTRA NEL RECIPIENTE ALLA $T_1 = 20^\circ\text{C}$ E LA PORTATA G_2 ALLA $T_2 = 50^\circ\text{C}$.

NEGLI IPOTESI CHE LE VARIAZIONI DI E_C E E_P RELATIVE ALLE DUE CORRENTI SIANO TRASCURVABILI

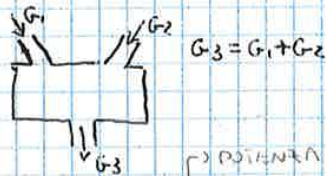
E CHE SIA $c_p = 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$, CALCOLARE:

NB: Φ

a) LA POTENZA TERMICA SCAMBIATA CON L'AMBIENTE ESTERNO NEL CASO IN CUI LA TEMPERATURA DELLA MISCELA USCENTE DAL RECIPIENTE È $T_3 = 25^\circ\text{C}$

b) IL VALORE CHE ASSUMEREBBE LA T_3 ALL'USCITA DAL RECIPIENTE SE IL MISCELAMENTO FOSSE ADIABATICO

c) IL FLUSSO DI ENTROPIA GENERATO NEI DUE CASI PRECEDENTI, SE LA T DELL'AMBIENTE ESTERNO È PARI A 20°C .



$G_3 = G_1 + G_2$

POTENZA TERMICA SCAMBIATA CON L'AMBIENTE

a) I° P.T.D. SA: $\Phi - \frac{W}{t} = \frac{d}{dt} [U + E_C + E_P]_{sc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k (h + e_k + \phi_k)$
 $= 0$ (COND. DI STAZIONARITÀ) $= 0$

$\Phi = G_3 h_3 - G_1 h_1 - G_2 h_2 = (G_1 + G_2) h_3 - G_1 h_1 - G_2 h_2 = G_1 (h_3 - h_1) + G_2 (h_3 - h_2)$

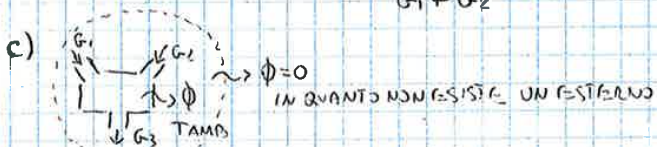
NB: $\left\{ \begin{array}{l} \text{POICHÉ } \Phi = G (h_2 - h_1) \rightarrow q = h_2 - h_1 \\ c = \frac{q}{\Delta T} = \frac{h_2 - h_1}{\Delta T} \Rightarrow (h_2 - h_1) = c (T_2 - T_1) \\ \text{MISCELAMENTO A } p = k \Rightarrow (h_2 - h_1) = c_p (T_2 - T_1) \end{array} \right.$

$\Phi = G_1 (h_3 - h_1) + G_2 (h_3 - h_2) = G_1 c_p (T_3 - T_1) + G_2 c_p (T_3 - T_2) = -63000 \text{ W} = -63 \text{ [kW]}$

b) MISCELAMENTO ADIABATICO = $\Phi = 0 \Rightarrow$

$\Phi = G_1 (h_{3AD} - h_1) + G_2 (h_{3AD} - h_2) = 0$
 $G_1 (h_1 - h_{3AD}) = G_2 (h_{3AD} - h_2)$
 $G_1 c_p (T_1 - T_{3AD}) = G_2 c_p (T_{3AD} - T_2)$

$T_{3AD} = \frac{G_1 T_1 + G_2 T_2}{G_1 + G_2} = 30^\circ\text{C}$ T DI MISCELAMENTO ADIABATICO



$\frac{ds}{dt} = \frac{\Phi}{T} + \dot{E}_i$, $\frac{ds}{dt} = \dot{E}_i > 0$

$\left(\frac{ds}{dt}\right)_{UNIV} = \left(\frac{ds}{dt}\right)_{MISC} + \left(\frac{ds}{dt}\right)_{AMB}$

$\left(\frac{ds}{dt}\right)_{MISC} = \left[\frac{ds}{dt}\right]_{sc} + \sum_{k=1}^{nc} \pm G_k s_k = G_3 s_3 - G_1 s_1 - G_2 s_2 = G_1 (s_3 - s_1) + G_2 (s_3 - s_2)$
 $= 0$ (STAZIONARITÀ)

ESERCIZIO 4.4

UNA POMPA ASPIRA UNA PORTATA $G = 12000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$ DI ACQUA DA UN RECIPIENTE A PRESSIONE ATMOSFERICA E LA MANDA IN UN RECIPIENTE PRESSURIZZATO CON ARIA ALLA PRESSIONE ASSOLUTA $P_2 = 10.79 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$, IL CUI PIEDO LIBERO È A UNA QUOTA DI 102 m SUPERIORE A QUELLA DEL PRIMO. DETERMINARE LA POTENZA TECNICA ASSORBITA DALLA POMPA ASSUMENDO PER L'ACQUA UN VOLUME SPECIFICO DI $10^{-3} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$. SI TRASCURI L'EFFETTO DEGLI ATRITI.

DATI

$G = 12000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] = 3.33 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ $W_c = ?$ NB: $W_c = G \cdot \rho_c$
 $P_1 = 1 \text{ [atm]} = 101.325 \text{ [Pa]}$
 $P_2 = 10.79 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$
 $Z = 102 \text{ [m]} = \Delta z$
 $V = 10^{-3} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$

SVOLGIMENTO

EQUAZIONE DELL'ENERGIA CINETICA: (PER SISTEMI APERTI $W_{sc} = (W^s + W^a + W_{sp})$)

$W_c + W_b + \frac{\rho \cdot dV}{dt} + \frac{V \cdot dP}{dt} + \frac{dEc}{dt} + \frac{dEp}{dt} - \frac{\rho \cdot dV}{dt} + W_a = 0$

$P_c + \frac{\rho_0}{\rho} + \int \rho \cdot dV + \int V \cdot dP + \Delta Ec + \Delta Ep - \int \rho \cdot dV + \frac{\rho_a}{\rho} = 0$

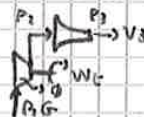
$P_c = - \int V \cdot dP - \Delta Ep = -V \Delta P - g \Delta z$

$(W_c) : W_c = G \cdot P_c = -G (V \Delta P + g \Delta z) = -3.33 (10^{-3} (10.79 \cdot 10^5 - 101.325) + 9.8 (102)) = -6584 \text{ [W]}$

ESERCIZIO 4.5

NB: $\Phi =$ POTENZA TERMICA

UNA PORTATA $G = 2.5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ DI VAPORE SATURO A UNA PRESSIONE $P_1 = 1 \text{ [bar]}$, ALIMENTA CON CONTINUITA' E A BASSA VELOCITA' UN COMPRESSORE ALL'INTERNO DEL QUALE VIENE COMPRESSA FINO A UNA PRESSIONE FINALE $P_2 = 3 \text{ [bar]}$; IL VAPORE ATTRAVERSA QUINDI UN UGELLO DOVE SI ESPANDE NUOVAMENTE FINO ALLE CONDIZIONI INIZIALI DI VAPORE SATURO A UNA PRESSIONE $P_3 = P_1 = 1 \text{ [bar]}$ ED ESCE DALL'UGELLO A UNA VELOCITA' DI $600 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. DETERMINARE LA POTENZA MECCANICA RICHIESTA DAL COMPRESSORE, SAPENDO CHE QUESTO CENE ALL'ESTERNO UNA POTENZA TERMICA $\Phi = 150 \text{ [kW]}$



DATI

$G = 2.5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
 $P_1 = 1 \text{ [bar]} = 10^5 \text{ [Pa]}$
 $P_2 = 3 \text{ [bar]} = 3 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$
 $P_3 = P_1$; $v_3 = 600 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$
 $\Phi = 150 \text{ [kW]}$
 $W_c = ?$

1° PTD (SISTEMI APERTI)

$\Phi - W_{sc} = \frac{dE}{dt} = \frac{dU}{dt} + \frac{dEc}{dt}$

$(W_{sc} = W_c + W_b + W_{sp} + \frac{dE_{sp}}{dt})$

$\Phi - (W_c + W_b) = \sum_{k=1}^n G_k (h + e_c + e_p)$

$\Phi - W_c = G (h + e_c + e_p)_3 - G (h + e_p + e_c)_1$

$\Phi - W_c = G (h_3 - h_1 + \frac{v_3^2}{2})$

$h_3 - h_1 = 0$ STATO FINALE FLUIDO = STATO INIZ.

$\Rightarrow (W_c) = W_c = \Phi - G \frac{v_3^2}{2} = 150 \cdot 10^3 - \frac{2.5 \cdot 600^2}{2} = -300 \text{ [kW]}$

ESERCIZIO 5.2

UN CICLO DIESEL AD "ARIA STANDARD", CON UN RAPPORTO VOLUMETRICO DI COMPRESSIONE UGUALE A 15, INIZIA LA FASE DI COMPRESSIONE CON UN VALORE DI TEMPERATURA PARI A 16 [C] E UN VALORE DI PRESSIONE PARI A 1 [bar]; LA QUANTITA' DI CALORE FORNITA AL SISTEMA A OGNI CICLO VALE 1800 $\frac{kJ}{kg}$. DETERMINARE I VALORI DELLA PRESSIONE E DELLA TEMPERATURA IN CORRISPONDENZA DEI CAPISALI E IL RENDIMENTO TERMICO DEL CICLO.

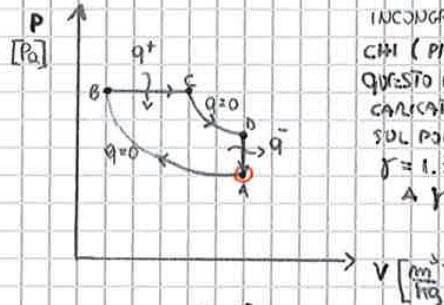
DATI

$$\rho_c = 15$$

$$T_A = 16 [C] = 289.15 [K]$$

$$P_A = 1 [bar] = 10^5 [Pa]$$

$$q^+ = 1800 \frac{kJ}{kg} = 1800 \cdot 10^3 \frac{J}{kg}$$



INCONGRUENZE RISULTATI:

CHI (PIRATES) HA FATTO QUESTO ESERCIZIO HA CALcolato LA SOLUZIONE SUL POSITIVO MA PRESO A $\gamma = 1.40$

$$P_A, T_A, P_B, T_B, P_C, T_C, P_D, T_D = ?$$

$$V_A = \frac{R^* T_A}{P_A} = \frac{287 \cdot 289.15}{10^5} = 0.83 [m^3] = V_D$$

$$\frac{T_A}{P_A} = \frac{T_D}{P_D}$$

$$\eta_0 = ?$$

$$\rho_c = \frac{V_A}{V_B} \Rightarrow V_B = \frac{V_A}{\rho_c} = \frac{0.83}{15} = 0.055 [m^3]$$

$$q^+ = C_p (T_C - T_B)$$

$$P_A V_A^\gamma = P_B V_B^\gamma \Rightarrow P_B = P_A \left(\frac{V_A}{V_B} \right)^\gamma = 10^5 (15)^{1.37} = 4085498 [Pa]$$

$$T_B = \frac{P_B V_B}{R^*} = \frac{4085498 \cdot 0.055}{287} = 783 [K]$$

$$P_C = P_B = 4085498 [Pa]$$

$$T_C = \frac{q^+}{C_p} + T_B = \frac{1800 \cdot 10^3}{1004.5} + 783 = 2575 [K]$$

$$V_C = \frac{R^* T_C}{P_C} = \frac{287 \cdot 2575}{4085498} = 0.181 [m^3]$$

$$T_D V_D^\gamma = T_C V_C^\gamma \Rightarrow T_D = T_C \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^\gamma = 2575 \left(\frac{0.181}{0.83} \right)^{1.37} = 319.6 [K]$$

$$P_D = \frac{R^* T_D}{V_D} = \frac{287 \cdot 319.6}{0.83} = 110525 [Pa]$$

$$\eta_0 = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{q^+ - q^-}{q^+} = 1 - \frac{q^-}{q^+} = 1 - \frac{C_p (T_D - T_A)}{C_p (T_C - T_B)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_A}{T_D} \frac{\frac{T_D}{T_A} - 1}{\frac{T_C}{T_B} - 1}$$

$$\text{RISOLVENDO } \frac{T_D}{T_A} = \frac{T_D}{T_C} \frac{T_C}{T_B} \frac{T_B}{T_A} =$$

$$= \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^{\gamma-1} \frac{V_C}{V_D} \cdot \left(\frac{V_A}{V_B} \right)^{\gamma-1} \frac{V_C}{V_D} = \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^\gamma$$

$$\frac{V_C}{V_D} = \delta \quad \text{RAPPORTO DI INTENSIFICAZIONE} \quad \delta = \frac{V_C}{V_D} = \frac{0.181}{0.055} = 3.29$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_A}{T_D} \frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1} = 1 - \frac{1}{1.37} \frac{289.15}{110525} \frac{(3.29^{1.37} - 1)}{3.29 - 1} = 0.52 = 52\%$$

ESERCIZIO 5.4

DI UN CICLO DIESEL IDEALE SI CONOSCONO I SEGUENTI DATI: TEMPERATURA DI 27 [°C] E PRESSIONE DI 0.1 [MPa] ALL'ASPIRAZIONE DEL COMPRESSORE, COEFFICIENTE DI INTRODUZIONE 2 RENDIMENTO DEL 60,3%, LAVORO NETTO PER CICLO 1800 [kJ]. CALCOLARE LA MASSA DI ARIA ASPIRATA IN OGNI CICLO. $R^* = 287 \left[\frac{J}{kgK} \right]$ E $\gamma = 1.37$. $C_p = 1062,7 \left[\frac{J}{kgK} \right]$

DATI

$T_A = 27 [°C] = 300,15 [K]$

$P_A = 0.1 [MPa] = 10^5 [Pa]$

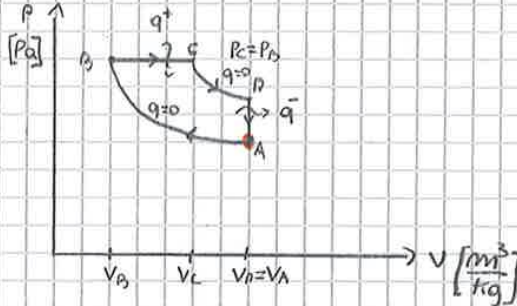
$\delta = 2$

$\eta = 60.3\% = 0.603$

$L_m = 1800 [kJ] = 18 \cdot 10^5 [J]$

$m_{ARIA} = ?$

$\delta = \frac{V_c}{V_B} = 2 ; \rho = \frac{V_A}{V_B}$



$\eta = \frac{L_m}{Q^+} \Rightarrow Q^+ = \frac{L_m}{\eta} = \frac{18 \cdot 10^5}{0.603} = 2985074.6 [J] = Q^+ = m q \Rightarrow m = \frac{Q^+}{q^+} \quad q^+ = C_p(T_c - T_B)$

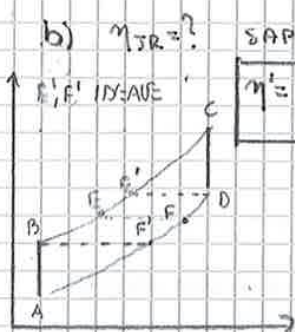
$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \cdot \frac{\delta^{\gamma-1}}{\delta+1} \Rightarrow \rho = \left(\frac{1 - \frac{\delta^{\gamma-1}}{\delta+1}}{\gamma - (1-\eta)(\delta+1)} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \left(\frac{1 - \frac{2^{0.37}}{2+1}}{1.37 - (1-0.603)(2+1)} \right)^{\frac{1}{1.37-1}} = 18$

$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1} \Rightarrow T_B = T_A \left(\frac{V_A}{V_B} \right)^{\gamma-1} = T_A \rho^{\gamma-1} = 300,15 \cdot 18^{0.37} = 874,6 [K]$

$P_B = R^* \frac{T_B}{V_B} = R^* \frac{T_c}{V_c} = P_c \Rightarrow \frac{T_B}{V_B} = \frac{T_c}{V_c} \Rightarrow T_c = T_B \frac{V_c}{V_B} = T_B \delta = 874,6 \cdot 2 = 1749.1 [K]$

$q^+ = C_p(T_c - T_B) = 1062,7(1749.1 - 874,6) = 929350.5 \left[\frac{J}{kg} \right]$

$m = \frac{Q^+}{q^+} = \frac{2985074.6}{929350.5} = 3.21 [kg]$



SAPREMO $\eta' = 0.95$

EFFICIENZA SCAMBIORE RIGENERATIVO: ...

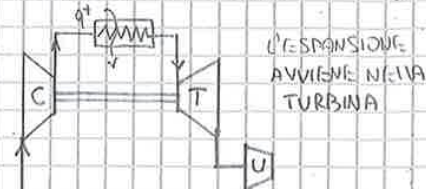
$$\eta' = \frac{T_c - T_b}{T_c' - T_b} \quad \text{NB!} \quad \text{CASSO INCAVE}$$

$$\text{QUINDI: } T_c = \eta' (T_c' - T_b) + T_b = \eta' (T_c - T_b) + T_b = 0.95 (668 - 504,8) + 504,8 = 627,2 \text{ [K]}$$

$$q_r = c_p (T_c - T_c) \Rightarrow \Phi_r = G q_r = G c_p (T_c - T_c) = 1004,5 (1004,5 (973,15 - 627,2)) = 37009472 \text{ [W]}$$

$$\eta_{JR} = \frac{W_m}{\Phi_r} = \frac{10^7}{37009472} = 0.27 = 27 \%$$

CAMERA DI COMBUSTIONE (IL COMBUSTORE È RAPPRESENTATO) COME UN TERMOSTATO



COMBUSTIONE A P=1

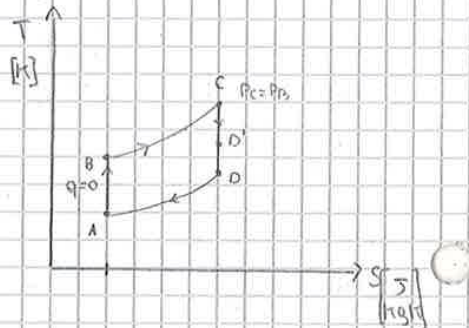
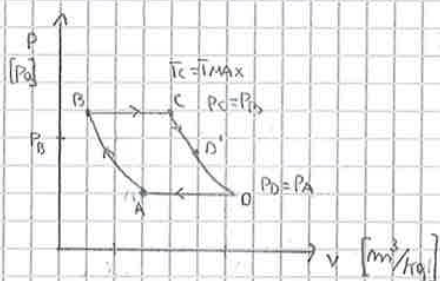
ESERCIZIO 5.6

SI CONSIDERI IL CICLO IDEALE "AD ARIA STANDARD" SCHEMATIZZATO E UTILIZZATO NELLA PROPULSIONE A GETTO, IN CUI SI SFRUTTA LA VARIAZIONE DI QUANTITÀ DI MOTO TRA FLUIDO IN USCITA E FLUIDO IN ENTRATA PER OTTENERE UNA AZIONE DI SPINTA SUL VELIVOLO.

L'ARIA ESTERNA ENTRA NEL COMPRESSORE A UNA PRESSIONE DI 1 [bar] E UNA TEMPERATURA DI 16 [°C] E NE ESCE A UNA PRESSIONE DI 5 [bar]; DOPO LA CAMERA DI COMBUSTIONE SI RAGGIUNGE LA TEMP. MASSIMA DI 870 [°C]. L'ARIA SI ESPANDE; QUINDI INIZIALMENTE NELLA TURBINA, PRODUCENDO IL LAVORO MECCANICO RICHIESTO NELLA FASE DI COMPRESSIONE, E IN FINE IN UN UGELLO (Φ=0; W=0) ALL'USCITA DEL QUAVE LA PRESSIONE È NUOVAMENTE UGUALE A 1 [bar]. CON γ=1.4 DETERMINARE LA VELOCITÀ DEL FLUIDO ALL'USCITA DELL'UGELLO.

DAI

- $P_A = 1 \text{ [bar]} = 10^5 \text{ [Pa]}$
- $T_A = 16 \text{ [°C]} = 289,15 \text{ [K]}$
- $P_B = 5 \text{ [bar]} = 5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$
- $T_c = 870 \text{ [°C]} = 1143,15$
- $v_u = ?$



IPID: $\Phi - W_T = G [(h + e_c)_u - (h)_e]$

(SA) $D \rightarrow D': 0 = G [(h + e_c)_D - (h)_D']$

(NO Φ) (NO W) $0 = G [c_p (T_D - T_D') + \frac{v_D'^2}{2}] \Rightarrow v_D = \sqrt{2 c_p (T_D - T_D')}$

ESPANSIONE SPONTANEA

$P_c(c \rightarrow D') = P_c(A \rightarrow B)$

$-W_T = G (h_u - h_e) \quad W = P \cdot G$

NRG! $\left(\frac{W}{G} \right) = -W_T = G (h_u - h_e) = G (h_D - h_A) = G c_p (T_B - T_A)$

$P_c = \frac{W_c}{G} = c_p (T_B - T_A)$

POS! $\left(\frac{W_e}{G} \right) = W_T = G (h_e - h_u) = G (h_D' - h_D) = G c_p (T_c - T_D')$

$P_e = \frac{W_e}{G} = c_p (T_c - T_D')$

$T_B P_B^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_A P_A^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow T_B = T_A \left(\frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 289,15 \left(\frac{5}{1} \right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 458 \text{ [K]}$

$P_c = c_p (T_B - T_A) = 1004,5 (458 - 289,15) = 169571 \text{ [J]}$

$P_c = P_e = c_p (T_c - T_D') \Rightarrow$

$T_D' = T_c - \frac{P_c}{c_p} = 1143,15 - \frac{169571}{1004,5} = 973,3 \text{ [K]}$

$T_D P_D^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_c P_c^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow$

$\Rightarrow T_D = T_c \left(\frac{P_c}{P_D} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 1143,15 \left(\frac{5}{1} \right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 721,8 \text{ [K]}$

$v_D = \sqrt{2 c_p (T_D - T_D')} = \sqrt{2 \cdot 1004,5 (721,8 - 973,3)} = 712,2 \text{ [m/s]}$

ESERCIZIO 6.2

VALUTARE IL VOLUME SPECIFICO E LA TEMPERATURA DI RUGIADA PER ARIA UMIDA NEGLIE SEGUENTI CONDIZIONI: PRESSIONE TOTALE $p = 1 \text{ [atm]}$, $T = 20 \text{ [C]}$, UMIDITA' RELATIVA $\phi = 0.5$. AL SOLITO SI ASSUMA PER L'ARIA UMIDA COMPORTAMENTO DI MISCELA IDEALE DI GAS IDEALI.

DATI

$p = 1 \text{ [atm]} = 101325 \text{ [Pa]}$

$T = 20 \text{ [C]} = 293.15 \text{ [K]}$

$\phi = 0.5 = 50\%$. $\phi = \frac{p_v}{p_s} \cdot 100$ $\phi = 50 \Rightarrow p_v = \frac{p_s \phi}{100} = p_s \phi$

$p_s(T=20[C]) = 2337 \text{ [Pa]}$ NOTA

$v_v = ?$

TRUCIADA = ?

$x = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} = k$

RUGIADA: $\phi = 1$

$v = \frac{(R_a + x R_v) T}{p_{tot}}$

$x = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v}$ UMIDITA' SPECIFICA = k

$\phi = \frac{m_v}{m_a} = \frac{p_v}{p_{SAT}} \Rightarrow p_v = \phi p_{SAT} = 0.5 \cdot 2337 = 1168.5 \text{ [Pa]}$

$x = 0.622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0.622 \cdot \frac{1168.5}{101325 - 1168.5} = 0.00725 \frac{[kg_v]}{[kg_a]} = k$

$p_v = 1168.5$ $\phi_R = 1 \Rightarrow T_R = 10.3 \text{ [C]}$

$v = \frac{(R_a + x R_v) T}{p_{tot}} = 0.840 \frac{[m^3]}{[kg]}$

ESERCIZIO 6.9

$$\rho \Rightarrow G_a(\text{VOLUMICA}) \rightarrow G_a(\text{MASSICA}) = \frac{\rho}{V_a} \cdot G_a(\text{VOLUMICA}) = \rho_a \cdot G_a(\text{VOLUMICA})$$

UNA PORTATA DI 10000 $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ DI ARIA A UNA $T = -8 [^{\circ}\text{C}]$ E UMDITA' RELATIVA PARI A 80% VIENE RISCALDATA FINO A 20 $[^{\circ}\text{C}]$ E QUINDI SATURATA ADIABATICAMENTE.

SUPPONENDO CHE L'ARIA UMIDA IN ESAME SIA ALLA $P = 1 [\text{atm}]$ E ASSUMENDO CHE A $-8 [^{\circ}\text{C}]$

LA $P_{\text{SAT}} = 310 [\text{Pa}]$, DETERMINARE:

$$R^* = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} ; C_{p,a} = 1.006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}} ; C_{p,v} = 1.875 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$$

$$R_0 = 2501 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- a) LA POTENZA TERMICA IMPIEGATA $\Phi = ?$
- b) LA PORTATA ORARIA DI ACQUA DI UMIDIFICAZIONE
- c) LA TEMPERATURA FINALE

DATI

$$G = 10000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = \frac{10000}{3600} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$T_1 = -8 [^{\circ}\text{C}] = 265.15 [\text{K}] \rightarrow P_{\text{SAT}} = 310 [\text{Pa}]$$

$$\phi = 80\%$$

$$T_2 = 20 [^{\circ}\text{C}] = 293.15 [\text{K}]$$

$$P_v = 1 [\text{atm}] = 101325 [\text{Pa}]$$

a) $W_t = ?$

b) $G_v = ?$

c) $T = ?$

SOLUZIONE

$$\Phi - W_t = \sum_{i=1}^N \dot{E}_G \cdot h_i \Rightarrow W_t = \frac{G \cdot h}{\eta} ; h = C_{p,a} \Delta T + x (R_0 + C_{p,v} \Delta T) \quad T_0 = 273.15 [\text{K}]$$

$$\Rightarrow C_{p,a} \Delta T + x (R_0 + C_{p,v} T) \quad T [^{\circ}\text{C}]$$

$$\phi = \frac{M_v}{M_{\text{SAT}}} = \frac{P_v}{P_{\text{SAT}}} \Rightarrow P_v = \phi P_{\text{SAT}} (T_1 = -8 [^{\circ}\text{C}]) = 0.8 \cdot 310 = 248 [\text{Pa}]$$

$$P_a = P - P_v = 101325 - 248 = 101077 [\text{Pa}]$$

$$x = 0.622 \frac{P_v}{P_a} = 0.622 \cdot \frac{248}{101077} = 0.00153 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$G_a(\text{MASSICA}) = \frac{1}{V_a} \cdot G_a(\text{VOLUMICA}) = \rho_a \cdot G_a(\text{VOLUMICA})$$

$$\rho_a = \frac{1}{V_a} = \frac{P_a}{R^* T} = \frac{101077}{287 \cdot 265.15} = 1.3282 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$G_a = \rho_a G_a = 1.3282 \cdot \frac{10000}{3600} = 3.69 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 13284 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (1 \rightarrow 2 \quad x = h)$$

$$h_1 = C_{p,a} T_1 + x (R_0 + C_{p,v} T_1) = 1.006 \cdot (-8) + 0.00153 (2501 + 1.875 \cdot (-8)) = -9.244 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = C_{p,a} T_2 + x (R_0 + C_{p,v} T_2) = 1.006 \cdot (20) + 0.00153 (2501 + 1.875 \cdot (20)) = 23.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{POTENZA TERMICA: } \Phi = G_a (h_2 - h_1) = 3.69 (23.9 - (-9.244)) = 104.22 [\text{kW}]$$

2 → 3 SATURAZIONE ADIABATICA ISOENTALPICA $\phi = 1 \quad h_3 = h_2$

$$\begin{cases} h_3 = h_2 = 23.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \phi = 1 \end{cases} \Rightarrow x_3 = 0.006 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

PORTATA DI UMIDIFICAZIONE

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = G_a (x_3 - x_2)$$

$$13284 \cdot (0.006 - 0.00153) = 59.4 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$T_3 (C_{p,a} + C_{p,v}) = \frac{h_3 - R_0 x_3}{(C_{p,a} + C_{p,v} x)} = \frac{23.9 - 2501 \cdot 0.006}{(1.006 + 1.875 \cdot 0.006)} = 8.75 [^{\circ}\text{C}]$$

ESERCITAZIONE 07

ESERCIZIO 7.1

UNA PARETE PIANA MULTISTRATO È COSTITUITA DA UNO STRATO DELLO SPESORE DI $S_1 = 10 \text{ [cm]}$ E CON CONDUITIVITÀ TERMICA $\lambda_1 = 0.5 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$ E DA UN SECONDO STRATO, SPESSO $S_2 = 3 \text{ [cm]}$ CON CONDUITIVITÀ TERMICA $\lambda_2 = 0.04 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$.

LA TEMPERATURA NELLA SUPERFICIE ESTERNA DEL PRIMO STRATO

È $T_1 = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$; LA SUPERFICIE ESTERNA DEL SECONDO STRATO È LAMBITA DI ARIA

A $T_5 = 0 \text{ [}^\circ\text{C]}$ E IL COEFF. DI SCAMBIO TERMICO LIMINARE È $\alpha = 20 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$

CALCOLARE LA TEMPERATURA ALL'INTERFACCIA TRA I DUE STRATI (T_{12}),

LA TEMPERATURA SUPERFICIALE DEL SECONDO STRATO (T_2) E IL FLUSSO TERMICO SCAMBIATO

DATI

$$S_1 = 10 \text{ [cm]} ; \lambda_1 = 0.5 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right] ; \text{SUPERFICIE UNITARIA}$$

$$S_2 = 3 \text{ [cm]} ; \lambda_2 = 0.04 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$$

$$T_1 = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

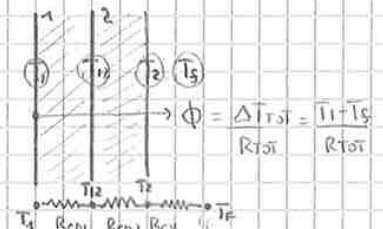
$$T_5 = 0 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ ARIA}$$

$$\alpha = 20 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

$$T_{12} = ?$$

$$T_2 = ?$$

$$\Phi = ?$$



$$R_{cv} = \frac{1}{\alpha A} ; R_{cd} = \frac{S}{\lambda A}$$

$$\Delta T_{TOT} = T_1 - T_5 = R_{TOT} \Phi$$

$$R_{cv} = \frac{1}{\alpha A} = \frac{1}{20 \cdot 1} = 0.05 \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

$$R_{cd1} = \frac{S_1}{\lambda_1 A} = \frac{0.1}{0.5 \cdot 1} = 0.2 \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

$$R_{cd2} = \frac{S_2}{\lambda_2 A} = \frac{0.03}{0.04 \cdot 1} = 0.75 \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

$$\Delta T = T_1 - T_5 = 20 - 0 = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$R_{TOT} = R_{cv} + R_{cd1} + R_{cd2} = 0.05 + 0.2 + 0.75 = 1 \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

$$\Phi = \frac{\Delta T_{TOT}}{R_{TOT}} = \frac{20}{1} = 20 \text{ [W]} \quad (\text{PER OGNI } \text{m}^2 \text{ DI PARETE})$$

$$T_1 - T_{12} = R_{cd1} \Phi \Rightarrow T_{12} = T_1 - R_{cd1} \Phi = 20 - 0.2 \cdot 20 = 16 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{12} - T_2 = R_{cd2} \Phi \Rightarrow T_2 = T_{12} - R_{cd2} \Phi = 16 - 0.75 \cdot 20 = -9.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

ESERCIZIO 7.3

UN FORNO INDUSTRIALE È COSTRUITO CON UNA MURATURA IN MATTONI DI ARGILLA REFRAATTARIA SPESSA 0.22 [m] E CON CONDUCEBILITÀ TERMICA PARI A 0.95 $\left[\frac{W}{(m \cdot K)}\right]$. IL MURO È RICOPERTO ALL'ESTERNO DA UNO STRATO DI 0.03 [m] DI MATERIALE ISOLANTE CON CONDUCEBILITÀ TERMICA 0.06 $\left[\frac{W}{(m \cdot K)}\right]$. LA SUPERFICIE INTERNA DEL FORNO È ALLA $T_1 = 1000 [^{\circ}C]$ MENTRE QUELLA ESTERNA È A 40 $[^{\circ}C]$.

CALCOLARE LA POTENZA TERMICA TRASMESSA PER UNITÀ DI SUPERFICIE IN CONDIZIONI DI REGIME STATIONARIO. VALUTARE QUINDI LO SPESSORE DI MATERIALE ISOLANTE NECESSARIO A MANTENERE IL FLUSSO TERMICO AL DI SOTTO DI 850 $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

DATI

$$S_1 = 0.22 [m]; \lambda_1 = 0.95 \left[\frac{W}{(m \cdot K)}\right]$$

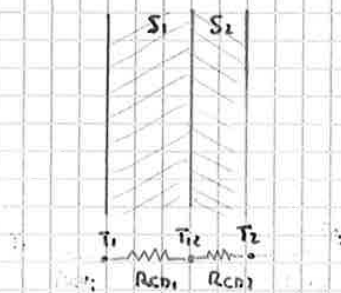
$$S_2 = 0.03 [m]; \lambda_2 = 0.06 \left[\frac{W}{(m \cdot K)}\right]$$

$$T_1 = 1000 [^{\circ}C]$$

$$T_2 = 40 [^{\circ}C]$$

$$\Phi = ?$$

$$S_{MATIS} = ? \Rightarrow \Phi_{MAX} = 850 \left[\frac{W}{m^2}\right]$$



$$\Delta T \cdot K_{eq} \cdot A = \Phi \quad R_{cv} = \frac{1}{\alpha A} \quad ; \quad R_{cd} = \frac{S}{\lambda A}$$

$$\Delta T_{TOT} = R_{TOT} \cdot \Phi$$

$$R_{cd1} = \frac{S_1}{\lambda_1 A} = \frac{0.22}{0.95 \cdot 1} = 0.232 \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{cd2} = \frac{S_2}{\lambda_2 A} = \frac{0.03}{0.06 \cdot 1} = 0.5 \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{TOT} = 0.232 + 0.5 = 0.732 \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$\Delta T_{TOT} = T_1 - T_2 = 1000 - 40 = 960 [^{\circ}C]$$

$$\Phi = \frac{\Delta T_{TOT}}{R_{TOT}} = \frac{960}{0.732} = 1311.5 [W]$$

$$\Phi_{MAX} = \frac{\Delta T_{TOT}}{R_{cd1} + R_{cd2}} \Rightarrow R_{cd2} = \frac{\Delta T_{TOT}}{\Phi_{MAX}} - R_{cd1} = \frac{960}{850} - 0.232 = 0.897 \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$S_2 = R_{cd2} \cdot \lambda_2 \cdot A = 0.897 \cdot 0.06 \cdot 1 = 0.054 [m] = 54 [mm]$$

ESERCIZIO 7.5

IN UNA LASTRA PIANA (SPESSEA S [cm]) E CON CONDUITIVITA' TERMICA $28 \left[\frac{W}{mK} \right]$ E' PRESENTE UNA GENERAZIONE DI CALORE INTERNA PARI A $10 \left[\frac{MW}{m^3} \right]$, CALCOLARE LA TEMPERATURA MASSIMA SE UNA PARETE E' MANTENUTA A $300 [C]$ E L'ALTRA PARETE E' MANTENUTA A $40 [C]$

DATI

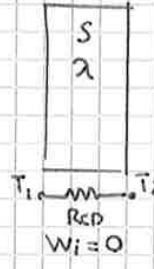
$S = 0.06 [m]$

$\lambda = 28 \left[\frac{W}{mK} \right]$

$q_v = 10 \left[\frac{MW}{m^3} \right] = 10^7$

$T_1 = 300 [C]$

$T_2 = 40 [C]$



I° PID: $\phi - w_i = \frac{du}{dt}$ $w_i = 0$ $\phi = [\phi_s + \phi_v]$

$[\phi_s + \phi_v] = \frac{du}{dt}$ $\phi_s = - \int_s \bar{q}_s ds$; $\phi_v = + \int_v q_v dV$

$-\int_s \bar{q}_s ds + \int_v q_v dV = \int \rho \frac{du}{dt} dV$ TRAMITE IL TEOREMA

DELLA DIVERGENZA: $\int_s \bar{q}_s ds = \int_v \nabla q_s dV$ OTTENIAMO:

$-\int_v \nabla q_s dV + \int_v q_v dV = \int_v \rho \frac{du}{dt} dV \Rightarrow -\nabla q_s + q_v = \rho \frac{du}{dt}$

TRAMITE L'EQUAZIONE FENOMENOLOGICA DI FOURIER:

$\bar{q}_s = \begin{pmatrix} \bar{q}_x \\ \bar{q}_y \\ \bar{q}_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\lambda \frac{dT}{dx} \\ -\lambda \frac{dT}{dy} \\ -\lambda \frac{dT}{dz} \end{pmatrix} = -\lambda \nabla T$ OTTENIAMO: $\lambda \nabla^2 T + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$
hp: $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = \lambda$ ISOTROPIA ; $\lambda(x, y, z, T) = \lambda(T)$ OMOGENEITA' ; $\lambda = k$ (λ NON DIP. DAT)

$\lambda \nabla^2 T + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$ $\Leftrightarrow \lambda \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$

$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + q_v = 0 \Rightarrow \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = -\frac{q_v}{\lambda} \Rightarrow \frac{d^2 T}{dx^2} = -\frac{q_v}{\lambda} \Rightarrow \frac{dT}{dx} = -\frac{q_v}{\lambda} x + C_1$

$\int dT = \int \left(-\frac{q_v}{\lambda} x + C_1 \right) dx \Rightarrow T = -\frac{q_v}{2\lambda} x^2 + C_1 x + C_2$

CONDIZIONI AL CONFINO:

$\begin{cases} x=0 & T=T_1 \\ x=S & T=T_2 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_1 = C_2 \\ T_2 = -\frac{q_v}{2\lambda} S^2 + C_1 S + T_1 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} C_2 = T_1 \\ C_1 = \frac{T_2}{S} + \frac{q_v S^2 - T_1}{S} = \frac{(T_2 - T_1) + q_v S}{S} \end{cases}$

$T = -\frac{q_v}{2\lambda} x^2 + \left(\frac{T_2 - T_1}{S} + \frac{q_v S}{2\lambda} \right) x + T_1$

PER TROVARE IL MASSIMO: $\frac{dT}{dx} = 0$

$\frac{dT}{dx} = -\frac{q_v}{\lambda} x + \frac{T_2 - T_1}{S} + \frac{q_v S}{2\lambda} + T_1 = 0$

$x = \left(\frac{T_2 - T_1}{S} + \frac{q_v S}{2\lambda} \right) \frac{\lambda}{q_v} = \frac{(T_2 - T_1)\lambda}{S q_v} + \frac{S}{2} = \frac{(40 - 300) \cdot 28}{0.06 \cdot 10^7} + \frac{0.06}{2} = 0.0179 = 17.9 [mm]$

$T = -\frac{10^7}{2 \cdot 28} \cdot 0.0179^2 + \left(\frac{40 - 300}{0.06} + \frac{10^7 \cdot 0.06}{2 \cdot 28} \right) \cdot 0.0179 + 300 = 357 [C]$

ESERCIZIO 8.2

DATI

$$D = 100 \text{ [mm]}$$

$$L = 5 \text{ [m]}$$

$$V_m = 5 \frac{\text{[m]}}{\text{[s]}}$$

$$T_m = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_p = 100 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

UN CONDOTTO IN RAME AVENTE DIAMETRO DI 100 [mm] E LUNGHEZZA DI 5 [m]

È PERCORSO DA UNA CORRENTE DI GLICOLE ETILENICO A UNA VELOCITÀ

MEDIA DI 5 $\frac{\text{[m]}}{\text{[s]}}$. VALUTARE LA POTENZA TERMICA RICEVUTA DAL FLUIDO

SE LA SUA TEMPERATURA DI MASSA MEDIA È DI 20 [°C] E LA PARETE

DEL CONDOTTO È MANTENUTA A 100 [°C].

$\Phi = ?$ $V_m \rightarrow$ CONVEZIONE FORZATA

PROPRIETÀ GLICOLE A 20 [°C]: $\rho = 1113 \frac{\text{[kg]}}{\text{[m}^3\text{]}}$; $\lambda = 0.255 \frac{\text{[W]}}{\text{[mK]}}$; $C_p = 2.363 \frac{\text{[kJ]}}{\text{[kgK]}}$; $\nu = 1.89 \cdot 10^{-5} \frac{\text{[m}^2\text{]}}{\text{[s]}}$

PROPRIETÀ GLICOLE A 100 [°C]: $\rho = 1058,5 \frac{\text{[kg]}}{\text{[m}^3\text{]}}$; $\nu = 2.03 \cdot 10^{-6} \frac{\text{[m}^2\text{]}}{\text{[s]}}$

RISOLVO

$$\Phi = \alpha A (T_p - T_m)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \lambda}{D}$$

$$Nu = f(Re, Pr)$$

$$\left\{ \begin{aligned} Re &= \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} = \frac{5 \cdot 0.1}{1.89 \cdot 10^{-5}} = 26455 & v = \frac{M}{\rho} \Rightarrow M = \rho v \\ Pr &= \frac{C_p \mu}{\lambda} = \frac{C_p \rho \nu}{\lambda} = \frac{2.363 \cdot 1113 \cdot 1.89 \cdot 10^{-5}}{0.255} = 194,9 \end{aligned} \right.$$

PER NUMERO DI PRANDTL ELEVATI, PER CALCOLARE IL NUMERO DI NUSSLETT SI CONSIGLIA LA

CORRELAZIONE DI SHERWILLER-TATE

$$Nu = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{M}{M_p} \right)^{0.14} = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\rho v (T=20)}{\rho v (T=100)} \right)^{0.14} = 0.027 \cdot 26455^{0.8} \cdot 194,9^{1/3} \cdot \left(\frac{1113 \cdot 1.89 \cdot 10^{-5}}{1058,5 \cdot 2.03 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.14}$$

$$= 743,6$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{D} = \frac{743,6 \cdot 0.255}{0.1} = 1896,22 \frac{\text{[W]}}{\text{[m}^2\text{K]}}$$

$$\Phi = \alpha A (T_p - T_m) = 1896,22 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 5 \cdot (100 - 20) = 238165 \text{ [W]} \approx 238 \text{ [kW]}$$

A = π D L SUPERFICIE LATERALE DEL CONDOTTO

ESERCIZIO 8.4

DATI UNA STANZA DI FORMA CUBICA, CON LATO $L = 3\text{m}$, CONTIENE ARIA A PRESSIONE
 $L = 3\text{m}$ ATMOSFERICA E ALLA TEMPERATURA T_A . I MURI LATERALI, IL SOFFITTO E IL PAVIMENTO,
 $P = 1\text{ [atm]}$ LA CUI TEMPERATURA SUPERFICIALE T_P È UNIFORME, SCAMBIANO CALORE CON
 $\Phi_A = ?$ L'ARIA PER CONVEZIONE TERMICA.
 $\Phi_B = ?$ VALUTARE IL FLUSSO TERMICO SCAMBIATO DA CIASCUN MURO LATERALE, DAL SOFFITTO
 E DAL PAVIMENTO RELATIVAMENTE AI SEGUENTI VALORI DI TEMPERATURA.

A) $T_A = 20\text{ [C]}$, $T_P = 10\text{ [C]}$

B) $T_A = 25\text{ [C]}$, $T_P = 35\text{ [C]}$

CONVEZIONE
 NATURALE

SVOLGIMENTO:

A) $T_m = \frac{T_A + T_P}{2} = \frac{20 + 10}{2} = 15\text{ [C]}$ → $\left\{ \begin{array}{l} C_p = 1003.5\text{ [J/kgK]} \\ \lambda = 0.0254\text{ [W/mK]} \\ \mu = 17.95 \cdot 10^{-6}\text{ [PaS]} \end{array} \right.$

$\rho = \frac{1}{V} = \frac{P}{R^2 T_m} = \frac{101325}{287 \cdot 288.15} = 1.225\text{ [kg/m}^3\text{]}$

$\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{288.15} = 0.00347\text{ [K}^{-1}\text{]}$

$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{17.95 \cdot 10^{-6}}{1.225} = 14.65 \cdot 10^{-6}\text{ [m}^2\text{/s]}$

$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} = \frac{1003.5 \cdot 17.95 \cdot 10^{-6}}{0.0254} = 0.709$

$Gr = \frac{\rho^2 (g \beta \Delta T) L^3}{\mu^2} = \frac{1.225^2 \cdot 9.8 \cdot 0.00347 \cdot (10 - 20) \cdot 3^3}{(14.65 \cdot 10^{-6})^2} = +4.278 \cdot 10^{10}$

$Ra = Gr Pr = 4.278 \cdot 10^{10} \cdot 0.709 = +3.03 \cdot 10^{10}$

$Ra > 10^9$

PARETI LATERALI: $Nu_L = 0.10 (Ra)^{1/3}$; (LASTRA PIANA VERTICALE)

$Nu_L = 0.10 \cdot (3.03 \cdot 10^{10})^{1/3} = 311.8$; $Nu_L = \frac{\alpha L}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu_L \lambda}{L} = 2.64\text{ [W/m}^2\text{K]}$

$\Phi_L = \alpha A (T_P - T_m) = 2.64 \cdot 3^2 (10 - 20) = -237.6\text{ [W]}$

SOFFITTO: $Nu_S = 0.14 (Ra)^{1/3}$

$Nu_S = 0.14 \cdot (3.03 \cdot 10^{10})^{1/3} = 435.46$; $Nu_S = \frac{\alpha L}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu_S \lambda}{L} = 3.69\text{ [W/m}^2\text{K]}$

$\Phi_S = \alpha A (T_P - T_m) = 3.69 \cdot 3^2 (10 - 20) = -332.6\text{ [W]}$

PAVIMENTO: $Nu_P = 0.27 (Ra)^{1/4}$

$Nu_P = 0.27 \cdot (3.03 \cdot 10^{10})^{1/4} = 112.69$; $Nu_P = \frac{\alpha L}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu_P \lambda}{L} = 0.954\text{ [W/m}^2\text{K]}$

$\Phi_P = \alpha A (T_P - T_m) = 0.954 \cdot 3^2 (10 - 20) = -85.84\text{ [W]}$

ESERCITAZIONE 09

ESERCIZIO 9.1

NELL'ALTO DI PROCESSO È RAFFREDDATO DA 150 [°C] A 90 [°C], USANDO UNA PORTATA DI 1000 [kg/h] DI ACQUA DISPONIBILE A 12 [°C] E RESTITUITA A 50 [°C]. NOTO IL COEFF. GLOBALE DI SCAMBIO (930 [W/m²K]) CALCOLARE LA SUPERFICIE NECESSARIA NEI SEGUENTI DUE CASI:

- 1) SCAMBIATORE OPERA IN EQUICORRENTE
- 2) SCAMBIATORE OPERA IN CONTROCORRENTE.

$$C_p = 4186 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

$$A = \frac{\Phi}{k_g \Delta T_{m,ea}}$$

I° RTD SISTEMI APERTI

$$\underbrace{\Phi}_{=0} - \underbrace{[W_t + W_o]}_{=0} = \underbrace{\left[\frac{dU}{dt} + \frac{d(PV)}{dt} + \frac{dE_c}{dt} + \frac{dE_p}{dt} \right]_{vc}}_{=0} + \sum_{i=1}^{NC} \underbrace{G_i}_{=0} \underbrace{\left(u + PV + E_c + E_p \right)}_{=0}$$

$$-G_c h_c + G_c h_u - G_f h_c + G_f h_u = 0$$

$$G_c (h_u - h_c) + G_f (h_u - h_c) = 0$$

$$G_f (h_u - h_c) = G_c (h_c - h_u) \quad dh = c_p dT$$

$$G_f c_p (T_u - T_c)_f = G_c c_p (T_c - T_u)_c \quad G = G_c$$

$$G_f \Delta T_f = G_c \Delta T_c \Rightarrow \Phi$$

$$\Phi = G_f c_p (T_u - T_c)_f = \frac{1000}{3600} \cdot 4186 (50 - 12) = 44186 \text{ [W]}$$

$$\Delta T_{m,ea} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_f}{\ln \left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_f} \right)} = \frac{(T_c - T_f)_i - (T_c - T_f)_f}{\ln \left(\frac{(T_c - T_f)_i}{(T_c - T_f)_f} \right)}$$

$$\Delta T_i = (T_c - T_f)_i = (150 - 12) = 138 \text{ [°C]}$$

$$\Delta T_f = (T_c - T_f)_f = (90 - 50) = 40 \text{ [°C]}$$

$$\Delta T_{m,ea} = \frac{138 - 40}{\ln \left(\frac{138}{40} \right)} = 79.14 \text{ [°C]}$$

$$\Delta T_{m,cc} = \frac{(T_{c,i} - T_{f,u}) - (T_{c,u} - T_{f,i})}{\ln \left(\frac{T_{c,i} - T_{f,u}}{T_{c,u} - T_{f,i}} \right)}$$

$$T_{c,i} - T_{f,u} = 150 - 50 = 100 \text{ [°C]}$$

$$T_{c,u} - T_{f,i} = 90 - 12 = 78 \text{ [°C]}$$

$$\Delta T_{m,cc} = \frac{100 - 78}{\ln \left(\frac{100}{78} \right)} = 88.5 \text{ [°C]}$$

$$A = \frac{\Phi}{k_g \Delta T_m}$$

$$U = k_g = 930 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

EQUICORRENTE

$$A_{eq} = \frac{44186}{930 \cdot 79.14} = 0.6 \text{ [m}^2\text{]}$$

CONTROCORRENTE

$$A_{cc} = \frac{44186}{930 \cdot 88.5} = 0.54 \text{ [m}^2\text{]}$$

ESERCIZIO 9.3

UNA PORTATA DI $1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ DI ACQUA (CALORE SPECIFICO $4.186 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$) ENTRA IN UNO SCAMBIATORE A DOPIO TUBO FUNZIONANTE IN EQUICORRENTE ALLA TEMPERATURA DI $15 [^{\circ}\text{C}]$ E DEVE ESSERE RISCALDATA UTILIZZANDO UNA PORTATA DI $5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ DI UN SECONDO FLUIDO IL CUI CALORE SPECIFICO E' PARI A $2.5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$ E CHE ENTRA NELLO SCAMBIATORE A $250 [^{\circ}\text{C}]$. SAPENDO CHE $U = 200 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$ E CHE LA SUPERFICIE DI SCAMBIO E' DI $15 [\text{m}^2]$ DETERMINARE LE TEMPERATURE DI USCITA DEI DUE FLUIDI E IL FLUSSO TOTALE SCAMBIATO.

DATI

$G_F = 1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$; $T_{Fi} = 15 [^{\circ}\text{C}]$; $C_{pF} = 4.186 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$

$G_C = 5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$; $T_{Ci} = 250 [^{\circ}\text{C}]$; $C_{pC} = 2.5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$

$U = 200 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$; $A = 15 [\text{m}^2]$

SOLUZIONE:

$E = \frac{\Phi}{\Phi_{\text{MAX}}} \Rightarrow \Phi = E \Phi_{\text{MAX}}$

$\Phi_{\text{MAX}} = C_{\text{min}} \Delta T_{\text{MAX}}$; $C_{\text{min}} = \min(C_F ; C_C)$

$C'_F = C_{pF} G_F = 4.186 \cdot 1 = 4.186 \left[\frac{\text{J}}{\text{SK}} \right] = \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]$

$C'_C = C_{pC} G_C = 2500 \cdot 5 = 12500 \left[\frac{\text{J}}{\text{SK}} \right] = \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]$

$C_{\text{min}} = 4186 \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right] \Rightarrow C_{\text{MAX}} = 12500 \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]$

$\Phi_{\text{MAX}} = C_{\text{min}} (T_{Ci} - T_{Fi}) = 4186 (250 - 15) = 983710 [\text{W}]$

$\frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{MAX}}} = \frac{4186}{12500} = 0.33$

PER TROVARE E : $E = f(\text{NTU} ; \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{MAX}}})$

$\rightarrow \text{NTU} = \frac{UA}{C_{\text{min}}} = \frac{200 \cdot 15}{4186} = 0.72$

$\Rightarrow E = 0.46$

$\rightarrow \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{MAX}}} = \frac{4186}{12500} = 0.33$

$\Phi = E \Phi_{\text{MAX}} = 0.46 \cdot 983710 = 452507 [\text{W}]$

$\Phi = G_F C_{pF} (T_u - T_{Fi}) = G_C C_{pC} (T_i - T_u)_C$

$T_{uF} = T_{Fi} + \frac{\Phi}{G_F C_{pF}} = T_{Fi} + \frac{\Phi}{G_F} = 15 + \frac{452507}{4186} = 123.1 [^{\circ}\text{C}]$

$T_{uC} = T_{Ci} - \frac{\Phi}{G_C C_{pC}} = T_{Ci} - \frac{\Phi}{G_C} = 250 - \frac{452507}{12500} = 214 [^{\circ}\text{C}]$

ESERCITAZIONE 10

ESERCIZIO 10.1

L'ESTREMITÀ DI UNA SBARBA METALLICA ($\lambda = 377 \frac{W}{mK}$) MOLTO LUNGA, DEL DIAMETRO DI $D = 5 \text{ mm}$ È MANTENUTA A $T_0 = 150 [C]$. LA SUPERFICIE DELLA SBARBA SCAMBIA CALORE PER CONVEZIONE CON ARIA A $T_A = 22 [C]$ CON $\alpha = 11 \frac{W}{m^2K}$.

- 1) STIMARE IL FLUSSO TERMICO CHE VIENE TRASFERITO DALLA SBARBA ALL'ARIA.
- 2) SE LA BARBA VIENE MISURATA E RISULTA LUNGA 700 [mm] , CALCOLARE L'ERRORE PERCENTUALE COMMESSO TRA LA SIMA APPROSSIMATA E IL CALCOLO RIGOROSO.

DATI

$\lambda = 377 \frac{W}{mK}$

$D = 5 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$

$T_0 = 150 [C]$

$T_A = 22 [C]$

$\alpha = 11 \frac{W}{m^2K}$

$\Phi = ?$

ALTEZZA INFINITA

$\theta = \theta_0 e^{-mx}$

$\Phi = 2A\theta_0 m$

ALTEZZA FINITA

$\theta = \theta_0 \frac{\cosh(m(L-x)) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh(m(L-x))}{\cosh(mL) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh(mL)}$

$\Phi = \theta_0 \sqrt{\alpha A P} \frac{\frac{\alpha}{\lambda m} + \tanh(mL)}{1 + \frac{\alpha}{\lambda m} \tanh(mL)}$

ERRORE % ($L = 0.7 \text{ [m]}$) ?

ALTEZZA INFINITA

$x = 0, T = T_0$

$\Phi = 2A\theta_0 m, m = \sqrt{\frac{P\alpha}{A\lambda}}$

$P = \pi D = 3.14 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0.0157 \text{ [m]}$

$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1.96 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$

$m = \sqrt{\frac{0.0157 \cdot 11}{377 \cdot 1.96 \cdot 10^{-5}}} = 4.834$

$\Phi = \sqrt{2A P \alpha} \cdot \theta_0 = \sqrt{377 \cdot 1.96 \cdot 10^{-5} \cdot 0.0157 \cdot 11} (150 - 22) = 4.575 \text{ [W]}$

ALTEZZA FINITA

$\Phi'' = \Phi' \frac{\frac{\alpha}{\lambda m} + \tanh(mL)}{1 + \frac{\alpha}{\lambda m} \tanh(mL)} = 4.575 \cdot \frac{\frac{11}{377 \cdot 4.834} + \tanh(0.7 \cdot 4.834)}{1 + \frac{11}{377 \cdot 4.834} \tanh(0.7 \cdot 4.834)} = 4.567$

ERR = $\frac{\Phi_{FIN} - \Phi_{INF}}{\Phi_{INF}} = \frac{4.567 - 4.575}{4.575} = 0.00175 = 0.175 \%$

ESERCIZIO 10.3

UN CORPO OMOGENEO DI FORMA SFERICA DI DENSITA' $\rho = 2500 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$, CONDUCEABILITA' $\lambda = 100 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$ E VOLUME $V = 5 \left[\text{dm}^3 \right]$ CHE SI TROVA INIZIALMENTE ALLA TEMPERATURA $T_1 = 1500 \left[^\circ\text{C} \right]$, VIENE IMMERSO IN UN FLUIDO CHE VIENE MANTENUTO DA UN DISPOSITIVO ESTERNO ALLA TEMPERATURA COSTANTE $T_f = 20 \left[^\circ\text{C} \right]$ AL QUALE IL CORPO CEDERE CALORE PER CONVEZIONE CON UN COEFF. LIMINARE MEDIO $\alpha = 30 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$. CALCOLARE IL TEMPO NECESSARIO PERCHÉ LA TEMPERATURA NEL CORPO SCENDA FINO A $T_2 = 100 \left[^\circ\text{C} \right]$. SI ASSUMA CHE IL CALORE SPECIFICO NEL CORPO SIA COSTANTE E PARI A $c_c = 0.8 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$

DATI

$\rho = 2500 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$; $V = 5 \left[\text{dm}^3 \right]$; $T_f = 20 \left[^\circ\text{C} \right]$; $\alpha = 30 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$; $c_c = 0.8 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$
 $\lambda = 100 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$; $T_1 = 1500 \left[^\circ\text{C} \right]$

$t(T_2 = 100 \left[^\circ\text{C} \right]) = ?$

SOLUZIONE:

$V = \frac{4}{3} \pi R^3 \Rightarrow R = \sqrt[3]{\frac{V \cdot 3}{4 \pi}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot 3}{4 \cdot 3.14}} = 0.1061 \left[\text{m} \right]$

$A = 4 \pi R^2 = 4 \cdot 3.14 \cdot 0.1061^2 = 0.1414 \left[\text{m}^2 \right]$

PER UNA SFERA LA GRANDEZZA CARATTERISTICA E': $dc = \frac{V}{S}$

$dc = \frac{V}{A} = \frac{\frac{4}{3} \pi R^3}{4 \pi R^2} = \frac{R}{3}$

$Bi = \frac{\alpha dc}{\lambda} = \frac{\alpha R}{\lambda \cdot 3} = \frac{30 \cdot 0.1061}{100 \cdot 3} = 0.0106$

ESSENDO $Bi < 0.1$ SI PUÒ ASSIMILARE IL COMPORTAMENTO DEL CORPO A QUELLO DI UN CORPO A MASSA CONCENTRATA

T° P.T.D

$\dot{Q} - \dot{W}_e = \frac{dU}{dt}$
 $\dot{Q} = 0$

$\dot{Q} = \alpha A \Delta T$

$\frac{dU}{dt} = mc \frac{dT}{dt} = \rho V c \frac{dT}{dt}$

$\alpha A \Delta T = \rho V c \frac{dT}{dt} \Leftrightarrow -\alpha A \theta = \rho V c \frac{d\theta}{dt}$

$\Delta T = T_f - T$

$\theta = T - T_f$

$dt = -\frac{\rho V c}{\alpha A} d\theta$

$\ominus = -\frac{\rho V c}{\alpha A} \frac{\rho_m \theta_2}{\theta_1} = -\frac{\rho V c}{\alpha A} \rho_m \frac{100 - 20}{1500 - 20} = -\frac{2500 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 800}{30 \cdot 0.1414} \rho_m \frac{100 - 20}{1500 - 20} = +5878 \text{ s}$

FORMULARIO

ESERCITAZIONE 01 (↓ TERMODINAMICA ↓)

NB: $1 \text{ [atm]} = 101325 \text{ [Pa]}$; $1 \text{ [cal]} = 4,186 \text{ [J]}$
 $1 \text{ [bar]} = 100000 \text{ [Pa]}$; $R = 8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$

○ **AUMENTO DI V = □ %**
 $\frac{V_2 - V_1}{V_1} = \square \cdot 10^{-2}$

RIDUZIONE DI V = □ % (RISPETTO A V_1)
 $\frac{V_2 - V_1}{V_1} = - \square \cdot 10^{-2}$

POICHÉ: $\square : 100 = \Delta V : V_1 \Rightarrow \Delta V = \frac{\square V_1}{100} \Leftrightarrow \frac{\Delta V}{V_1} = \square \cdot 10^{-2}$ ($\frac{V_2 - V_1}{V_1} \cdot 100 = \text{VARIATIONE IN \% RISP. } V_1$)

○ $dV = \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T dP = \beta V dT - \kappa_T V dP$ EQUAZIONE DELLA TRASFORMAZIONE

$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P$
 $[\text{K}^{-1}]$

COEFFICIENTE DI DILATAZIONE CUBICA

ESPRIME LA VARIAZIONE DI VOLUME PER UNITÀ DI VARIAZIONE DI T A $P = \text{K}$ RISPETTO AL VOLUME INIZIALE

$\kappa_T = -\frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T$
 $[\text{Pa}^{-1}]$

COMPRESSIBILITÀ ISOTERMA

ESPRIME LA VARIAZIONE DI VOLUME PER UNITÀ DI VARIAZIONE DI P A $T = \text{K}$ RISPETTO AL VOLUME INIZIALE

○ $Q(P) = M \cdot q(P)$
 $L(P) = M \cdot \ell(P)$

$R^* = \frac{R}{M}$, $\bar{M} = \frac{M}{m} = \frac{[\text{kg}]}{[\text{kmol}]}$
 $R = 8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} = 8314 \frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$
 $\Rightarrow R^* = \frac{R}{M} = \left[\frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right] \cdot \left[\frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \right] = \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$

○ GAS IDEALE (EQ. DI STATO)

$P = \frac{m R T}{V} = m \cdot P$, $P = \frac{R^* T}{V}$ PRESS. SPECIFICA
 $\lambda_V = T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = P$

GAS REALE (VAN DER WAALS)

$P = \frac{R^* T}{(V-b)} - \frac{a}{V^2}$
 $\lambda_V = T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = \frac{R^* T}{(V-b)}$

○ $dP = \frac{\beta}{\kappa_T} dT - \frac{1}{\kappa_T V} dV$ NON È NUOVA! DERIVA DA: $dV = \beta V dT + (-\kappa_T V dP)$

○ $\left(\frac{\partial C_P}{\partial V}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V$ CON $\rho = \text{MASSA VOLUMICA}$ $[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$ POICHÉ $\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$, $\rho = \frac{m}{V}$

○ $L(P) = m \cdot \ell(P)$, $\ell(P) = \text{LAVORO SPECIFICO}$
 OPPURE: $= \int_{V_1}^{V_2} P dV$, $P = \frac{R^* T}{V}$ PRESS. SPEC.

$L(P) = \int_{V_1}^{V_2} P dV$, $P = m \cdot \frac{R^* T}{V}$ PUS' TORNARE UTILE CALCOLO: PRIMA LA P (P_1)
 NB! ($P \neq P$)

AD ESEMPIO: IN UNA ISOTERMA VALE $P_1 V_1 = P_2 V_2 = PV = K \Rightarrow P = \frac{P_1 V_1}{V}$ ALLORA:

$L(P) = \int_{V_1}^{V_2} P dV = P_1 V_1 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = P_1 V_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1}\right)$

ALTRO ESEMPIO: IN UNA ADIABATICA VALE $P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma = PV^\gamma = K \Rightarrow P = P_1 \left(\frac{V_1}{V}\right)^\gamma$ NON P_1

$L(P) = \int_{V_1}^{V_2} P dV = P_1 V_1^\gamma \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V^\gamma} = P_1 V_1^\gamma \left[\frac{V^{1-\gamma}}{1-\gamma} \right]_{V_1}^{V_2} = \frac{P_1 V_1^\gamma}{1-\gamma} (V_2^{1-\gamma} - V_1^{1-\gamma})$ (QUANDO HO: \rightarrow)

○ $1 \text{ [atm]} = 101325 \text{ [Pa]}$

$1^{-1} \text{ [atm}^{-1}] = \frac{1}{101325} \text{ [Pa}^{-1}]$

- ○ T. ISOTERMA: $Q(P) = L(P)$
- T. ADIABATICA: $Q(P) = 0$
- T. ISOCORA: $L(P) = 0$
- MI DEVO CHIEDERE: È TRASCURABILE ΔV ? (SOPPLANTATO QUANDO CI DA K)

○ $Q(P) = m q(P) = m \int_{V_1}^{V_2} \lambda_V dV = m \int_{V_1}^{V_2} \frac{R^* T}{(V-b)} dV = m R^* T \ln \left(\frac{V_2 - b}{V_1 - b} \right)$

ESERCITAZIONE 05

⊙ CICLO OTTO = DUE ISOCORE + DUE ADIABATICHE REV. ($\eta_8 = \eta_c = \eta_3$)

$$\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{r-1}} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{r-1}{\gamma}}}, \quad \rho = \frac{V_A}{V_B}, \quad V_A > V_B; \quad \beta = \frac{P_B}{P_A}, \quad P_B > P_A$$

⊙ CICLO DIESEL = UNA ISOBARA + UNA ISOCORA + DUE ADIABATICHE REV.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\rho^{r-1}} \cdot \frac{\delta^r - 1}{\delta - 1}, \quad \delta = \frac{V_c}{V_B} \quad \text{RAPPORTO DI INTRODUZIONE (Vc) V_B}$$

NB

$$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{W_m}{\Phi^+} \quad \Phi^+ = G q^+$$

$$W_m = W_e + W_c = G(P_e - P_c) = G[(h_c - h_d) - (h_b - h_a)] = G \cdot C_p [(T_c - T_d) - (T_b - T_a)]$$

NB

$$\eta^* = \frac{T_c - T_b}{T_c - T_b} \quad \text{EFFICIENZA SCAMBIATORI RECIPROCATIVO}$$

ESERCITAZIONE 06

⊙ $\phi = \frac{m_v}{m_{SAT}} = \frac{P_v}{P_{SAT}} \quad \text{UMIDITA' RELATIVA}$

⊙ $x = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad \text{UMIDITA' ASSOLUTA} \quad \left[\frac{\text{kgv}}{\text{kga}} \right]$

⊙ $h = h_a + h_v = m_a h_a + m_v h_v$

$$h = \frac{h}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + x h_v = C_{pa}(T - T_0) + x [R_0 + C_{pv}(T - T_0)]$$

$\Rightarrow h = C_{pa}(T - T_0) + x [R_0 + C_{pv}(T - T_0)] \quad \text{ENTALPIA SPECIFICA} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$

NB ATTENZIONE!

... PORTATA DI ARIA UMIDA = G_{TOT}
NOI VOGLIAMO G_a !

⊙ $x = \frac{m_v}{m_a} = \frac{G_v}{G_a} = \frac{G_{TOT} - G_a}{G_a}$

$\Rightarrow G_a = \frac{G_{TOT}}{1+x}$

NB!

$$R_0 = h_0(T_0) = 2501 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$C_{pa} = 1.006 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$$

$$C_{pv} = 1.875 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\begin{cases} G_{a1} + G_{a2} = G_{a3} \\ G_{a1} x_1 + G_{a2} x_2 = G_{a3} x_3 \\ G_{a1} h_1 + G_{a2} h_2 = G_{a3} h_3 \end{cases}, \quad G_{aM} = \rho \frac{G_{av}}{V_{a1}} = \frac{1}{V_{a1}} G_{av} = \frac{P_{a1}}{R^* T_1} G_{av}$$

$\Rightarrow V_1 = \frac{(R_a + x R_v) T_1}{P_{TOT}} \quad \text{VOLUME SPECIFICO} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$

⊙ $\Phi = G_a (h_u - h_e)$

$\Rightarrow m_{SAT} = \frac{R_a h_0 T_1}{P_{SAT}(T_1) V}$

$\Rightarrow G_{a10} = G_a |x - x| \quad \text{PORTATA DI UMIDIFICAZIONE}$

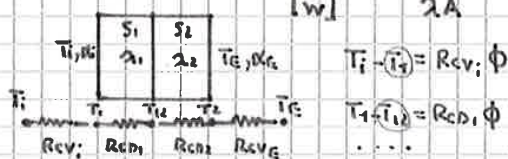
⊙ SATURAZIONE ADIABATICA ISOENTALPICA 2 → 3 : $\phi = 1; h_3 = h_2$

ESERCITAZIONE 07 (↓ TRASMISSIONE DEL CALORE ↓)

⊙ GEOMETRIA PIANA

$$\Delta T \text{ kgA} = \Phi \quad \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right] R_{cv} = \frac{1}{\alpha A} \quad (\text{kg} \neq U)$$

$$\Delta T_{TOT} = R_{TOT} \Phi \quad \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right] R_{cd} = \frac{s}{2A}$$



$$\frac{1}{\text{kg}} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_e}$$

(NB)

$$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \text{kg} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_e} \right)^{-1}$$

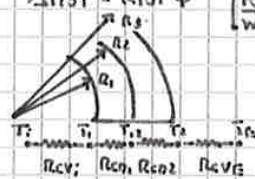
ATTENZIONE:
OPPURE $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$

Coefficiente globale di scambio termico

⊙ GEOMETRIA CIUNDRICA

$$\Delta T_{TOT} \text{ kgA} = \Phi \quad \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right] R_{cv} = \frac{1}{\alpha A}, \quad A = 2\pi r L$$

$$\Delta T_{TOT} = R_{TOT} \Phi \quad \left[\frac{\text{K}}{\text{W}} \right] R_{cd} = \frac{\rho_m (R_e/R_i)}{2 \cdot 2\pi L}$$



$R_c = \frac{\lambda_{isol}}{\alpha_e} \quad \text{RAGGIO CRITICO DI ISOLAM.}$

$$\frac{1}{\text{kg}} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\rho_m (R_e/R_i)}{2} R_1 + \frac{1}{\alpha_e} \cdot \frac{R_1}{R_2}$$

$$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \text{kg} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\rho_m (R_e/R_i)}{2} R_1 + \frac{1}{\alpha_e} \cdot \frac{R_1}{R_2} \right)^{-1}$$

ESERCITAZIONE 09

⊙ $\Phi = UA \Delta T_m$

$\Delta T_{m, \text{ISA}} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_u}{\rho_m \left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_u} \right)}$, $\Delta T_i = (T_{ci} - T_{fi})$

⊙ $\Delta T_u = (T_{cu} - T_{fu})$

$\Delta T_{m, \text{ICC}} = \frac{(T_{ci} - T_{cu}) - (T_{cu} - T_{fi})}{\rho_m \left(\frac{T_{ci} - T_{fu}}{T_{cu} - T_{fi}} \right)}$

⊙ $\Phi = UA \Delta T_m(F)$, $F = f(R, P)$, $R = \frac{C_F}{C_C} = \frac{\Delta T_C}{\Delta T_F}$
 $P = \frac{\Delta T_C}{\Delta T_i} = \frac{(T_u - T_i)_C}{T_{ci} - T_{fi}}$

⊙ $\Phi - [W_r + W_s] = \left[\frac{dU}{dt} + \frac{d(PV)}{dt} + \frac{dE_c}{dt} + \frac{dE_p}{dt} \right] + E_{in} - E_{out}$

$- G_c h_{cE} + G_c h_{cU} - G_c h_{fE} + G_c h_{fU} = 0$

$G_c (h_u - h_E)_C + G_F (h_u - h_E)_F = 0$

$G_F (h_u - h_E)_F = - G_c (h_u - h_E)_C$

$G_F (h_u - h_E)_F = G_c (h_E - h_U)_C$

$G_F C_{pF} (T_u - T_E)_F = G_c C_{pC} (T_E - T_U)_C$

$G_F \Delta T_F = G_c \Delta T_C = \Phi$

⊙ $E = \frac{\Phi}{\Phi_{max}}$, $\Phi_{max} = C_{min} \Delta T_{max}$; $C_{min} = \min(C_c, C_F)$, $C_c = G_c C_{pC}$ $\left[\frac{kg}{s} \right] \left[\frac{J}{kgK} \right] = \left[\frac{J}{sK} \right] = \left[\frac{W}{K} \right]$

$E = f(NTU; \frac{C_{min}}{C_{max}})$, $NTU = \frac{AU}{C_{min}}$

⊙ SCAMBIATORE DI CALORE A FLUSSI INCROCIATI $\Rightarrow \Delta T_m = \Delta T_{m, \text{ICC}}$

ESERCITAZIONE 10

⊙ ALTEZZA INFINITA

$\theta = \theta_0 e^{-mx}$
 $\Phi = 2A\theta_0 m e$

ALTEZZA FINITA CON PUNTA ADIAB.

$\theta = \theta_0 \frac{\cosh(m(L-x))}{\cosh(mL)}$
 $\Phi = 2A\theta_0 m \frac{\sinh(m(L-x))}{\cosh(mL)}$

ALTEZZA FINITA CON PUNTA NON ADIAB.

$\theta = \theta_0 \frac{\cosh(m(L-x)) + \frac{\alpha}{2m} \sinh(m(L-x))}{\cosh(mL) + \frac{\alpha}{2m} \sinh(mL)}$
 $\Phi = 2A\theta_0 m \frac{\left(\frac{\alpha}{2m} + \text{tgh}(mL) \right)}{1 + \frac{\alpha}{2m} \text{tgh}(mL)}$

$\theta_0 = T - T_s$;

$m = \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda A}}$

⊙ $\Phi_{\text{BANCO}} = N_{\text{ALTEZZA}} \Phi_{\text{ALTEZZA}} + \alpha S \theta_0$, $S_{\text{NON ALTEZZA}} = S_{\text{PIASTRA}} - N_{\text{ALTEZZA}} A_{\text{RADICE ALTEZZA}}$

$E_{\text{ALTEZZA}} = \frac{\Phi_{\text{CON.}}}{\Phi_{\text{SENZA}}} = \frac{\Phi_{\text{ALTEZZA}}}{\alpha A \theta_0 \frac{A_{\text{RADICE ALTEZZA}}}{A_{\text{ALTEZZA}}}}$

(EFFICACIA)

$E_{\text{BANCO}} = \frac{\Phi_{\text{CON.}}}{\Phi_{\text{SENZA}}} = \frac{\Phi_{\text{BANCO}}}{\alpha S \theta_0}$ (E > 1 \Rightarrow EFFETTO UTILE)

$\eta_{\text{ALTEZZA}} = \frac{\Phi_{\text{CON.}}}{\Phi_{\text{CON. IDEALE}}} = \frac{\Phi_{\text{ALTEZZA}}}{\alpha S_{\text{ALTEZZA}} \theta_0}$, $S_{\text{ALTEZZA}} = S_{\text{ALTEZZA}} + A_{\text{RADICE ALTEZZA}}$

$\eta_{\text{BANCO}} = \frac{\Phi_{\text{CON.}}}{\Phi_{\text{CON. IDEALE}}} = \frac{\Phi_{\text{BANCO}}}{\alpha (N_{\text{ALTEZZA}} + S_{\text{SENZA ALTEZZA}}) \theta_0}$

⊙ $\alpha_c = \frac{V}{S}$; $V_{\text{SFERRA}} = \frac{4}{3} \pi R^3$; $A_{\text{SFERRA}} = 4 \pi R^2$

⊙ $Bi = \frac{\alpha d_c}{\lambda}$ NUMERO DI BIOT $Bi < 1 \Rightarrow$ EFFETTO UTILE ; SE $Bi < 0,1$ IL COMPORTAMENTO DEL CORPO E' ASSOCIABILE A QUELLO DI UN CORPO A MASSA CONCENTRATA. : I° P.T.D $\Phi - W_i = \frac{du}{dt}$

ESERCITAZIONE 01

ESERCIZIO 1.1

DATI

RIDUZIONE DI V = 0.04%

AUMENTO DI P = 15×10^5 [Pa]

$$\left(\begin{array}{l} 0.04 : 100 = \Delta V' : V_1 \Rightarrow \Delta V' = \frac{0.04 \cdot V_1}{100} \Leftrightarrow \frac{\Delta V'}{V_1} = \frac{0.04}{100} \\ \text{CON } \Delta V' = V_1 - V_2 \end{array} \right)$$

$$T = K$$

$$K_T = ?$$

SVOLGIMENTO:

$$\frac{V_2 - V_1}{V_1} = \ominus 0.04 \cdot 10^{-2} \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} - 1 = -0.04 \cdot 10^{-2} \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = 1 - 0.04 \cdot 10^{-2}$$

$$\frac{V_1 - V_2}{V_1} = 0.04 \cdot 10^{-2} \Rightarrow 1 - \frac{V_2}{V_1} = 0.04 \cdot 10^{-2} \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = 1 - 0.04 \cdot 10^{-2}$$

$$dV = \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T dP$$

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P$$

$$[K^{-1}]$$

COEFFICIENTE DI DILATAZIONE CUBICA

ESPRIME LA VARIAZIONE DI VOLUME PER UNITA' DI VARIAZIONE DI T

A P=K RIFERITA AL VOLUME INIZIALE

$$\kappa_T = -\frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T$$

$$[Pa^{-1}]$$

COMPRESSIBILITA' ISOTERMA

ESPRIME LA VARIAZIONE DI VOLUME PER UNITA' DI VARIAZIONE DI P

A T=K RIFERITA AL VOLUME INIZIALE.

$$dV = \beta V dT - V \kappa_T dP$$

ESSENDO T=K $\Rightarrow dT = 0$

$$dV = -V \kappa_T dP$$

$$\frac{dV}{V} = -\kappa_T dP$$

INTEGRANDO: $\int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = -\kappa_T \int_{P_1}^{P_2} dP$

$\ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = -\kappa_T (P_2 - P_1)$ ESSENDO $\frac{V_2}{V_1} = 1 - 0.04 \cdot 10^{-2}$ OTTIENIAMO CHE

$$-\kappa_T (P_2 - P_1) = \ln (1 - 0.04 \cdot 10^{-2})$$

$$\kappa_T = \frac{-\ln (1 - 0.04 \cdot 10^{-2})}{\Delta P} = \frac{-\ln (1 - 0.04 \cdot 10^{-2})}{15 \cdot 10^5} = 2,667 \cdot 10^{-10} [Pa^{-1}]$$

ESERCIZIO 1.4

DATI

$M = 30g$ $\gamma = 1,399$; $R^* = 296,77 \left[\frac{J}{kgK} \right]$

$T_A = -50^\circ \rightarrow 273,15 - 50 = 223,15 [K]$

$V_A = 3 [dm^3] = 3 \cdot 10^{-3} [m^3]$

$$P_A = \frac{R^* T_A}{V_A} = \frac{296,77 \cdot 223,15}{3 \cdot 10^{-5}} = 22074742 [Pa]$$

A → B ESP. ISOTERMA CON $V_B = 3V_A$

B → C COMPR. ADIABATICA REV. CON $V_C = V_A$

C → A RAFFREDD. ISOCORO

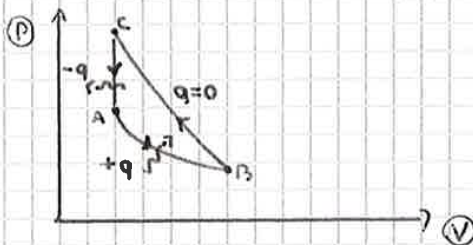
- PIANO DI CLAPEYRON (P, V)

- P(P), q(P) PER LE TRE TRASFORMAZIONI

- l(P), q(P) TOTALE S.-A.E.

SVOLGIMENTO

▶ PIANO DI CLAPEYRON (P, V)



① A → B

NB ESSENDO ISOTERMA: q(P) = l(P) ($P_A V_A = P_B V_B$) ⇒ $P_B = P_A (V_A / V_B) = P_A (1/3) = 7358247 [Pa]$

$$Q(P) = L(P) = M \cdot q(P) = M \int_{V_A}^{V_B} P dV = M \int_{V_A}^{V_B} \frac{R^* T}{V} dV = M R^* T \ln \left(\frac{V_B}{V_A} \right) = 0,03 \cdot 296,77 \cdot 223,15 \ln(3) = 21822,6 [J]$$

② B → C

ESSENDO ADIABATICA: q(P) = 0 $P V^\gamma = P_B V_B^\gamma \Rightarrow P = \frac{P_B V_B^\gamma}{V^\gamma}$ $P_A V_A = P_B V_B \Rightarrow P_B = \frac{P_A V_A}{V_B} = \frac{P_A}{3}$

$$L(P) = M l(P) = M \int_B^C P dV = M \frac{P_B V_B^\gamma}{1-\gamma} \left(V_C^{1-\gamma} - V_B^{1-\gamma} \right) = 0,03 \cdot 7358247 \cdot (0,003)^{1,399} \cdot \left((0,003)^{-0,399} - (0,009)^{-0,399} \right) = -2739 [J]$$

$Q(P) = m q(P) = 0$

③ C → A

ESSENDO UNA TRASC. ISOCORA: P(P) = 0

$$Q(P) = M \cdot q(P) = \int_V^V (P dV + C_v dT) \cdot M = \int_V^V C_v dT \cdot M = C_v (T_A - T_C) \cdot M$$

NB: $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$; $R^* = C_p - C_v$ $C_p = \gamma C_v \Rightarrow R^* = C_v (\gamma - 1) \Rightarrow C_v = \frac{R^*}{(\gamma - 1)} = \frac{296,77}{(1,399 - 1)} = 743,78 [J^*]$

$T_A = 223,15 [K]$ $T_C = \frac{P_C V_C}{R^*} = \frac{P_C V_A}{R^*}$ $P_B V_B = P_C V_C \Rightarrow P_C = \frac{P_B V_B}{V_C} = P_B \left(\frac{3V_A}{V_A} \right)^\gamma$

$T_C V_C^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1} \Rightarrow T_C = T_B \left(\frac{V_B}{V_C} \right)^{\gamma-1} = 223,15 \left(\frac{3V_A}{V_A} \right)^{1,399-1} = 223,15 (3)^{0,399} = 345,9 [K]$

$l(P) = m l(P) = 0$

$Q(P) = M \cdot C_v (T_A - T_C) = 0,03 \cdot 743,78 \cdot (223,15 - 345,9) = -2739 [J]$

ESERCIZIO 1.6

DATI

$P_1 = 1 \text{ [atm]} = 101325 \text{ [Pa]}$
 $T_1 = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $V_1 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]}$
 $\Delta T = 12 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $\Delta V = 0.5 \text{ [cm}^3\text{]} = 0.5 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]} \Rightarrow V_2 = V_1 + \Delta V = 5 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-6} = 0.0050005 \text{ [m}^3\text{]} = 5.0005 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]}$
 $P_2 = ?$
 $\beta = 9 \cdot 10^{-5} \text{ [K}^{-1}\text{]}$

$\kappa_T = 1.2 \cdot 10^{-6} \text{ [atm}^{-1}\text{]} = \frac{1.2 \cdot 10^{-6} \text{ [Pa}^{-1}\text{]}}{101325} = 1.184 \cdot 10^{-11} \text{ [Pa}^{-1}\text{]}$

SOLUZIONE

$dV = \beta V dT - \kappa_T V dP$

$\frac{dV}{V} = \beta dT - \kappa_T dP \quad \kappa_T dP = \beta dT - \frac{dV}{V} \Leftrightarrow \kappa_T \Delta P = \beta \Delta T - \rho_m \frac{V_2}{V_1}$

$\Delta P = \frac{1}{\kappa_T} \left(\beta \Delta T - \rho_m \frac{V_2}{V_1} \right) = \frac{1}{1.184 \cdot 10^{-11}} \left(9 \cdot 10^{-5} (12) - \rho_m \left(\frac{5.0005 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-3}} \right) \right) = 42230152 \text{ [Pa]}$

$P_2 = P_1 + \Delta P = 101325 + 42230152 = 42331477 \text{ [Pa]} = 417,8 \text{ [atm]}$

ESERCIZIO 1.7

DATI

$\frac{\Delta P}{P_1} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 0.5\% \quad T = k$

$T_{H_2O} = 28 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$P = 1 \text{ [atm]}$

$\kappa_T = 4.5 \cdot 10^{-5} \text{ [atm}^{-1}\text{]} = \frac{4.5 \cdot 10^{-5}}{101325} = 4.44 \cdot 10^{-10} \text{ [Pa}^{-1}\text{]}$

$\Delta P = ?$

$\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2}$

$P_1 V_1 = P_2 V_2$

SOLUZIONE

$\frac{P_2 - P_1}{P_1} = 0.5 \cdot 10^{-2} = \frac{P_2}{P_1} - 1 = 0.5 \cdot 10^{-2} \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = 1 + 0.5 \cdot 10^{-2} = 1.005$

$dV = \underbrace{\beta V dT}_{=0} - \kappa_T V dP \quad \Leftrightarrow \frac{dV}{V} = -\kappa_T dP \quad \Leftrightarrow \rho_m \frac{V_2}{V_1} = -\kappa_T \Delta P$

$\Rightarrow \Delta P = - \frac{\rho_m \left(\frac{V_2}{V_1} \right)}{\kappa_T} = - \frac{\rho_m \left(\frac{P_1}{P_2} \right)}{\kappa_T} = - \frac{\rho_m \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{\kappa_T} = \frac{1}{4.44 \cdot 10^{-10}} \cdot \rho_m (1.005) = 11233201 \text{ [Pa]} \cdot 101325 \text{ [Pa]}$
 $= 110.86 \text{ [atm]}$

ESERCIZIO 1.11

DATI

$P = 20 \text{ [bar]} = k$

$D = 200 \text{ [mm]} = 0.2 \text{ [m]}$

$h = 300 \text{ [mm]} = 0.3 \text{ [m]}$

L A OGNI ESPANSIONE?

$S_0 = \pi R^2 = \frac{\pi D^2}{4}$

$L = F_p \cdot h = P \cdot S \cdot h = \frac{P \pi D^2}{4} \cdot h = 20 \cdot 10^5 \cdot \frac{3.14 \cdot (0.2)^2}{4} \cdot 0.3 = 18840 \text{ [J]}$

$L = \int_{V_1}^{V_2} P \, dV = P (V_2 - V_1) \quad V_1 = 0; V_2 = S \cdot h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot h$
 $= P \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot h = 20 \cdot 10^5 \cdot \frac{3.14 \cdot (0.2)^2}{4} \cdot 0.3 = 18840 \text{ [J]}$

ESERCIZIO 1.12 ESERCIZIO PERDITEMPO (INTEGRALE BASTARDO!)

DATI

$\left(\kappa_T = \frac{c}{v(P+b)} \right), c = 0.125 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{g}} \right], b = 2700 \text{ [atm]}$

$m = 1 \text{ [kg]}$

$P_1 = 1 \text{ [atm]}$

$P_2 = 500 \text{ [atm]}$

$T = 30 \text{ [C]} = k \Rightarrow \text{ISOTERMA}$

$L(P) = ?$
 ES

$L_{ES}(P) = -L_i^{LIM}(P)$

$L_i^{LIM}(P) = m \int P \, dV$

$dV = \beta v dT - \kappa_T v dP \quad \Delta V \text{ e' TRASCURABILE?}$ NOTANDO CHE: $\rho(P) = \int P \left(\frac{-\kappa_T}{v(P+b)} \right) v dP$
 IL VOLUME SI SEMPLIFICA NON CI INTERESSA LA RISPOSTA.

$L_{ES} = -m \int_{P_1}^{P_2} \frac{-Pc \, dP}{(P+b)} = -m (cP - cb) \ln(P+b) \Big|_{P_1}^{P_2} = 5.2 \cdot 10^2 \text{ [J]}$

ESERCITAZIONE 02

ESERCIZIO 2.1

DATI

$P = 1 \text{ [atm]} = 101325 \text{ [Pa]} = \text{cost.}$

$m_p = 10 \text{ [kg]}$

$A = 30 \text{ [cm}^2\text{]} = 30 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$

$\Delta V = 45 \text{ [cm}^3\text{]} = 45 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$

$m_a = 4 \text{ g} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ [kg]}$

$\Delta u_a = 1000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

DETERMINARE IL CALORE CEDUTO $Q(P)$ ALL'ARIA PER IL SISTEMA COSTITUITO:

a) DALLA SOLA ARIA

b) DALL'ARIA + PISTONE

SOLUZIONE

a) $Q(P) - L_i(P) = \Delta E_{SE} \quad L_{SE}(P) = L_{SE}^s(P) + L_{SE}^d(P) = L_i(P) - \Delta E_c$

b) $Q(P) - L_i(P) = \Delta E - \Delta E_c = \Delta U$

$Q(P) = L_i(P) + \Delta U$

$L_i(P) = \int P dV = P \Delta V$

$P = P_{atm} + \frac{F_p}{A} = P_{atm} + \frac{(m_p)g}{A} = 101325 + \frac{10 \cdot 9.8}{30 \cdot 10^{-4}} = 133991,6 \text{ [Pa]} = 133992 \text{ [Pa]}$

$L_i(P) = P \cdot \Delta V = 133992 \cdot 45 \cdot 10^{-6} = 6.03 \text{ [J]}$ NON È IL L. SPECIFICO! È IL LAVORO COMPIUTO!

$\Delta U_a = 1000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = \frac{\Delta U_a}{m_a} \Rightarrow \Delta U_a = m_a \cdot \Delta u_a = 4 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 = 4 \text{ [J]}$

$Q(P) = L_i(P) + \Delta U_a = m_a \cdot P(P) + \Delta U_a = 4 \cdot 10^{-3} \cdot 6.03 + 4 = \text{NO}$

$Q(P) = L_i(P) + \Delta U_a = 6.03 + 4 = 10.03 \text{ [J]}$

$\rightarrow a)$ NON CONSIDERARE $\frac{P_p}{A}$

b) $Q - L_{SE}^s = (\Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U)_{\text{ARIA}} + (\Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U)_{\text{PISTONE}}$ $Q(P) = 8.56 \text{ [J]}$

$Q = L_{SE}^s + \Delta U_{\text{ARIA}} + \Delta E_{\text{PISTONE}}$; $L_{SE}^s = L_i^{UN} - L_i^{AIR} = \Delta E_c + \Delta E_p$

$L_i(P) = \int P dV = P \Delta V = 13992 \cdot 45 \cdot 10^{-6} = 6.03 \text{ [J]}$

$\Delta U_a = m_a \cdot \Delta u_a = 4 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 = 4 \text{ [J]}$

$\Delta E_{\text{PIST}} = m_{\text{PIST}} \cdot g \cdot \Delta h = m_{\text{PIST}} \cdot g \cdot \frac{\Delta V}{A} = \frac{10 \cdot 9.8 \cdot 45 \cdot 10^{-6}}{30 \cdot 10^{-4}} = 1.47 \text{ [J]}$

$Q(P) = L_i(P) + \Delta U_a - \Delta E_{\text{PIST}} = 6.03 + 4 - 1.47 = 8.56 \text{ [J]}$

ESERCIZIO 2.3

DATI

$P_1 = 1 \text{ [MPa]}$

$V_1 = 1 \text{ [m}^3\text{]}$

$P_2 = 200 \text{ [kPa]} = 200 \cdot 10^3 = 2 \cdot 10^5$

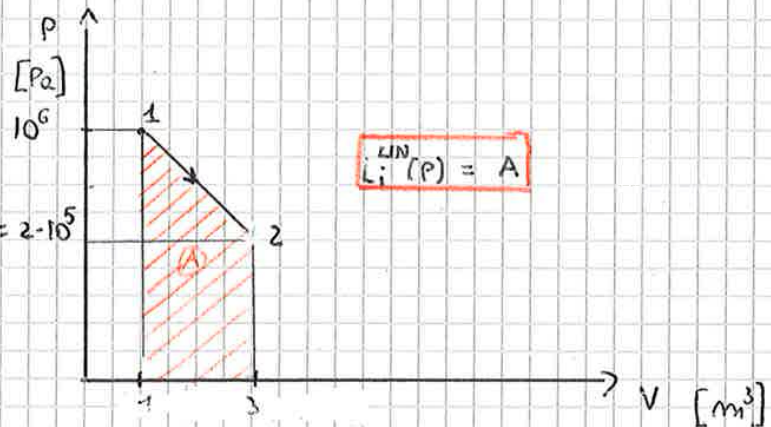
$V_2 = 3 \text{ [m}^3\text{]}$

$L_{SE} = 204 \text{ [kJ]}$

$\Delta U = ?$

$L_i^{LIN} = ?$

$L_{att} = ?$



$Q - L_{SE} = \Delta E = \Delta U + \Delta E_c$ NB: ... CILINDRO ADIABATICO $\Rightarrow Q=0$

$\Delta U = -L_{SE} = -204 \text{ [kJ]}$

$L_i^{LIN} = \frac{(10^6 - 2 \cdot 10^5) \cdot (3 - 1)}{2} + 2 \cdot 10^5 \cdot 2 = 1209000 \text{ [J]} = 1209 \text{ [kJ]}$

$L_{SE} = L_i^{LIN} - L_{att} \Rightarrow L_{att} = L_i^{LIN} - L_{SE} = 1209000 - 204000 = 996000 \text{ [J]} = 996 \text{ [kJ]}$

ESERCIZIO 2.4 $\left(T=K \text{ NON DOVREBBE VOLERE: } \Delta U = C_V \Delta T = 0 \Rightarrow Q(P) = L(P) \right)$
ISOTERMA ?

DATI

$P_1 = 10 \text{ [bar]}$

$T=K \text{ T. ISOTERMA}$

$P_2 = 40 \text{ [bar]}$

$Q(P) - L(P) = \Delta U \quad Q(P) = L(P) + \Delta U$

$\Delta U = 12 \text{ [kJ]}$

$P_1 V_1 = P_2 V_2 \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2} ; PV = P_1 V_1 \Rightarrow P = \frac{P_1 V_1}{V}$

$V_1 = 0.1 \text{ [m}^3\text{]}$

$L_i(P) = \int P dV = P_1 V_1 \int \frac{dV}{V} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = P_1 V_1 \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right)$

$Q(P) = ?$

$= 10 \cdot 10^5 \cdot 0.1 \ln \left(\frac{10}{40} \right) = -138629 \text{ [J]}$

$Q(P) = L_i(P) + \Delta U = -138629 + 12 \cdot 10^3 \cdot 4,186 = -88397 \text{ [J]} = -88,4 \text{ [kJ]}$

ESEERCITAZIONE 03

ESEERCIZIO 3.1

DATI

$C_A = C_B = 500 \left[\frac{J}{K} \right]$ (= CALORE SPECIFICO · MASSA)

$T_i = T_A = T_B = 500 [K]$

$T_0 = 290 [K]$ (T_{MARE})

$\Delta S_A, \Delta S_B, \Delta S_S = ?$

A PARTENDO DAL 2° PTD: $\Phi(t) \leq T \frac{dS}{dt}$

→ DISUGUAGLIANZA DI HELVIN-PLANCK: $\frac{dS}{dt} \geq \frac{\Phi(t)}{T}$

QUINDI ABBIAMO CHE: $dS \geq \frac{\Phi(t)}{T} dt$

$dS_A = \frac{dQ_A}{T} = \left(\frac{2 \cdot vol}{T} + C_A \frac{dT}{T} \right) = C_A \frac{dT}{T} \Rightarrow \int dS_A = \int_{T_i}^{T_F} C_A \frac{dT}{T}$

OBTENIAMO CHE:

$\Delta S_A = C_A \ln \left(\frac{T_F}{T_i} \right) = 500 \ln \left(\frac{290}{500} \right) = -272,4 \left[\frac{J}{K} \right]$

$dS_M = \frac{dQ_M}{T_M} \Rightarrow \Delta S_M = \frac{Q_M}{T_M} = -\frac{Q_A}{T_M} = \frac{1}{T_M} (-1) C_A \Delta T_A = -\frac{C_A}{T_M} (T_{F,A} - T_{i,A}) = -\frac{500}{290} (290 - 500) = +362,07 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_{TotA} = \Delta S_A + \Delta S_M = -272,4 + 362,07 = 89,67 \left[\frac{J}{K} \right]$

B) $dS_B = \frac{\Phi(t)}{T_B} dt = \frac{dQ_B}{T_B} = \frac{C_B dt}{T_B}$ B: $T_1 = 500 [K]; T_2 = 373,15 [K]; T_3 = 290 [K]$

$\Delta S_B' = C_B \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = 500 \ln \left(\frac{373,15}{500} \right) = -146,3 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_B'' = C_B \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = 500 \ln \left(\frac{290}{373,15} \right) = -126,05 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_B = \Delta S_B' + \Delta S_B'' = -146,3 - 126,05 = -272,35 \left[\frac{J}{K} \right]$

$dS_{M1} = \frac{\Phi(t)}{T_M} dt = \frac{dQ_M}{T_M}$

$\Delta S_{M1} = \frac{Q_M}{T_{M1}} = -\frac{Q_B}{T_{M1}} = -\frac{C_B (T_2 - T_1)}{T_{M1}} = -\frac{500 (373,15 - 500)}{373,15} = 170 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_{M2} = \frac{Q_M}{T_M} = -\frac{Q_B}{T_M} = -\frac{C_B (T_3 - T_2)}{T_M} = -\frac{500 (290 - 373,15)}{290} = 143,4 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_{TotB} = \Delta S_B + \Delta S_{M1} + \Delta S_{M2} = -272,35 + 170 + 143,4 = 40 \left[\frac{J}{K} \right]$

NOTA:

$\Delta S_{TotB} < \Delta S_{TotA} \Rightarrow$ UN PROCESSO È MOLTO PIÙ VIRTUOSO QUANDO È DIVISO IN PIÙ STEP

ESERCIZIO 3.1

$C = 500 \left[\frac{J}{K} \right] = C_A = C_B$

$T_1 = 500 [K]$

$T_0 = 290 [K]$

$\Delta S = ?$

A SPREGIARSI

$\Delta S = \int \frac{\Phi(t) dt}{T} = \int \frac{dQ}{T}$
 $= \int \frac{c dT}{T} \quad T \neq K$
 $\Rightarrow \neq \frac{c \Delta T}{T} (= \frac{Q}{T})!$

A) $\int dS = \int \frac{\Phi(t) dt}{T} \Rightarrow \Delta S_A = \frac{Q_A}{T_0}$ NO PERCHÉ T ≠ K

$Q_A = C_A \Delta T = C (T_0 - T_1) = 500 (290 - 500) = -105 [kJ]$

$\Delta S_A = \frac{Q_A}{T_0} = \frac{-105 \cdot 10^3}{290} = -362 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_M = \frac{Q_M}{T_0}$

A)

$\Delta S_A = \int \frac{\Phi(t) dt}{T} = \int \frac{dQ}{T} = \int \frac{c dT}{T} = c \rho_m \frac{T_F}{T_i} = 500 \rho_m \left(\frac{290}{500} \right) = -272,4 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_M = \int \frac{\Phi(t) dt}{T_M} \stackrel{\ominus}{=} \frac{1}{T_M} \int \Phi(t) dt = \frac{Q_M}{T_M} = -\frac{Q_A}{T_M} = -\frac{C (T_0 - T_1)}{T_0} = -\frac{500 (290 - 500)}{290} = 362 \left[\frac{J}{K} \right]$
 (SIMILE A UNTERMOSTAIO)

$\Delta S_{TOT A} = \Delta S_A + \Delta S_M = -272,4 + 362 = 89,4 \left[\frac{J}{K} \right]$ IL BILANCIO COMPRESSIVO DEVE ESSERE > 0

B) $\Delta S_B^I = \int \frac{\Phi(t) dt}{T} = \int \frac{dQ}{T} = \int \frac{c dT}{T} = c \rho_m \frac{T_F}{T_i} = 500 \rho_m \frac{373,15}{500} = -146,3 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_{H_2O} = \frac{Q_{H_2O}}{T_{H_2O}} = -\frac{Q_B^I}{T_{H_2O}} = -\frac{C (T_F - T_i)}{T_{H_2O}} = -\frac{500 (373,15 - 500)}{373,15} = 170 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_B^{II} = c \rho_m \frac{T_F}{T_i} = 500 \rho_m \frac{290}{373,15} = -126 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_M = \frac{Q_M}{T_M} = -\frac{Q_B^{II}}{T_M} = -\frac{C (T_F - T_i)}{T_M} = -\frac{500 (290 - 373,15)}{290} = 143,4 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_B = \Delta S_B^I + \Delta S_B^{II} = -146,3 + (-126) = -272,3 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_{TOT B} = \Delta S_B + \Delta S_{H_2O} + \Delta S_{MARE} = -272,3 + 170 + 143,4 = 41,1 \left[\frac{J}{K} \right]$

$\Delta S_{TOT B} < \Delta S_{TOT A}$ UN PROCESSO DIVISO IN PIÙ STEP È PIÙ VIRTUOSO!

ESERCIZIO 3.3

DATI

$P_1 = 1 \text{ [bar]}$

$T_1 = 27 \text{ [}^\circ\text{C]} = 300.15 \text{ [K]}$

$P_2 = 5 \text{ [bar]}$

$T_2 = 177 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$$V_1 = \frac{R^* T_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 300.15}{10^5} \frac{[\text{J}][\text{K}]}{[\text{kgk}][\text{Pa}]} = 0.8614 \frac{[\text{m}^3]}{[\text{kg}]}$$

$$V_2 = \frac{R^* T_2}{P_2} = \frac{287 \cdot 450.15}{5 \cdot 10^5} = 0.258 \frac{[\text{m}^3]}{[\text{kg}]}$$

PUO' AVVENIRE SECONDO UN PROCESSO ISENTROPICO?

(ANDAVASENE ANCHE QUESTA PERCHE' T SI SEMPL.)
 $dq = -v dp + c_p dT = -\frac{R^* T}{P} dp + c_p dT$

SE SI' $P(P) = ?$

$ds = \frac{\gamma v}{T} dv + \frac{c_v}{T} dT$ NON CI PIACE!

$c_p = 1005 \frac{[\text{J}]}{[\text{kgk}]} ; R^* = 287 \frac{[\text{J}]}{[\text{kgk}]}$

$\rightarrow ds = \frac{\gamma p}{T} dp + \frac{c_p}{T} dT = -R^* \frac{dp}{P} + c_p \frac{dT}{T}$

$\Delta S = m \Delta s = \int (-R^* \frac{dp}{P} + c_p \frac{dT}{T}) = -R^* \rho_m \ln \frac{P_2}{P_1} + c_p \rho_m \ln \frac{T_2}{T_1} =$

$= -287 \cdot \rho_m \left(\frac{5 \cdot 10^5}{10^5} \right) + 1005 \cdot \rho_m \left(\frac{450.15}{300.15} \right) = -54.58 \frac{[\text{J}]}{[\text{kgk}]}$

\Rightarrow NO! NON E' UN AT. ISENTROPICO

SE $\Delta S < 0 \Rightarrow Q < 0 \Rightarrow Q$ CEDUTO DA SISTEMA \rightarrow ESTERNO

\Rightarrow IL SISTEMA CEDA CALORE VERSO L'ESTERNO CON CONSEGUENTE DIMINUIZIONE DI ENTROPIA

ESERCIZIO 3.4

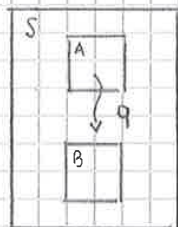
DATI

$T_A = 400 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$T_B = 120 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$Q = 100 \text{ [kJ]}$

$= ?$



TERMOSTATI

1) REVERSIBILI : $\Delta S = \int \frac{\phi(t)}{T} dt$

2) CAP. T $\rightarrow \infty$: $T \Delta S = \int \phi(t) dt$

$T_A \Delta S_A = -Q \quad \Delta S_A = \frac{-Q}{T_A}$

$T_B \Delta S_B = +Q \quad \Delta S_B = \frac{+Q}{T_B}$

$\Delta S_{SIST} = \Delta S_A + \Delta S_B = \frac{-Q}{T_A} + \frac{Q}{T_B} = \frac{-10^5}{673.15} + \frac{10^5}{393.15} = 105.8 \frac{[\text{J}]}{[\text{K}]}$

LA DISUGUAGLIANZA DI KELVIN-PLANCK PER UN SISTEMA ISOLATO:

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

$(S_{IRR}) = \Delta S = 105.8 \frac{[\text{J}]}{[\text{K}]}$

ESERCITAZIONE 04

ESERCIZIO 4.1

DATI

$G = 4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

$\rho = 1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$v = \frac{1}{\rho}$

$h_1 = 168 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] = 168 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$

$P_1 = 5 \text{ [bar]} = 5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$

$h_2 = 176 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] = 176 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$

$P_2 = 1 \text{ [bar]} = 10^5 \text{ [Pa]}$

$w_1 = 90 \text{ [m/s]}$

$w_2 = 15 \text{ [m/s]}$

$\Phi = 27 \text{ [kW]}$

h_p : FLUIDO INCOMP. $\frac{dV}{dt} = 0$; STAZIONARIETA';

$w_t = ?$ $w_a = ?$

1° P.I.D. : $\Phi - \sum_{SE} L_{SE} = \Delta U + \Delta Ec \Leftrightarrow \Phi - w_{SE} = \frac{dU}{dt} + \frac{dEc}{dt}$
 $w_{SE} = w_{SE}^S + w_{SE}^C$; $w_{SE}^S = w_t + w_o + w_{SP}$; $w_{SP} = \frac{d(PV)}{dt}$; $w_{SE}^C = \frac{dEc}{dt}$
 $\Phi - (w_t + w_o + \sum_{k=1}^2 G_k \frac{d(PV)}{dt} + \frac{dEc}{dt}) = \frac{dU}{dt} + \frac{dEc}{dt}$

$$\begin{cases} \frac{d(PV)}{dt} = \left(\frac{d(PV)}{dt} \right)_{CV} + \sum_{k=1}^2 G_k (PV)_k \\ \frac{dEc}{dt} = \left(\frac{dEc}{dt} \right)_{CV} + \sum_{k=1}^2 G_k Ec_k \\ \frac{dU}{dt} = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{CV} + \sum_{k=1}^2 G_k U_k \end{cases}$$

$\Phi - w_t = \left[\frac{d(PV + U + Ec)}{dt} \right]_{CV} + \sum_{k=1}^2 G_k (PV + Ec + U)$; $h = U + PV$

$\Phi - w_t = \left[\frac{d(PV + U + Ec)}{dt} \right]_{CV} + G \left[(h + e_p + e_c) u - (h + e_p + e_c) e \right]$

$\Phi - w_t = G \left[(h + e_c) u - (h + e_c) e \right]$

$w_t = G \left[(h + e_c) e - (h + e_c) u \right] + \Phi = G \left[h_1 + \frac{w_1^2}{2} - h_2 - \frac{w_2^2}{2} \right] + \Phi$
 $= 4 \left[168 \cdot 10^3 + \frac{90^2}{2} - 176 \cdot 10^3 - \frac{15^2}{2} \right] + 27 \cdot 10^3 = 10750 \text{ [W]}$

EQ. E. CINETICA : $w_t + w_o + \sum_{k=1}^2 G_k \frac{d(PV)}{dt} + \frac{dEc}{dt} + \frac{dU}{dt} - P \frac{dV}{dt} + w_a = 0$

$w_t + w_o + \left[\frac{d(PV + Ec + U)}{dt} \right]_{CV} + G \left[(PV + Ec + U) u - (PV + Ec + U) e \right] + w_a = 0$
 = 0 PER STAZIONARIETA'

$w_t + G \left[(PV + Ec) u - (PV + Ec) e \right] + w_a = w_t + G \left[\left(\frac{P_1 + w_1^2}{\rho} - \frac{P_2 + w_2^2}{\rho} \right) \right] + w_a = 0$

$w_a = G \left[\left(\frac{P_1 + w_1^2}{\rho} \right) e - \left(\frac{P_2 + w_2^2}{\rho} \right) u \right] - w_t = 4 \left[\frac{5 \cdot 10^5 + 90^2}{1000} - \frac{10^5 + 15^2}{1000} \right] - 10750 = 6600 \text{ [W]}$

ESERCIZIO 4.1

DATI

$G = 4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ $G = \rho A \bar{m} \cdot \bar{w}$

$\rho = 1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \Rightarrow V = \frac{1}{\rho}$

$h_1 = 168 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$; $h_2 = 176 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

$P_1 = 5 \text{ [bar]}$; $P_2 = 1 \text{ [bar]}$

CONDIZIONI STAZIONARIE

$w_1 = 90 \text{ [m/s]}$

$w_2 = 15 \text{ [m/s]}$

$\Phi = 27 \text{ [kW]}$

$w_e = ?$

$w_a = ?$

1° PTID:

$\Phi - W_{se} = \frac{dU}{dt} + \frac{dEc}{dt}$

$\Phi - [W_e + W_a] = \frac{dU}{dt} + \frac{dEc}{dt} + \frac{dEp}{dt} + \frac{d(PV)}{dt}$

$\Phi - [W_e + W_a] = G \left[\underbrace{(u + Pv + \cancel{e_p} + e_c)}_{=0} \right]_u - \left(\underbrace{u + Pv + \cancel{e_p} + e_c}_{=0} \right)_e$

$-W_e = -\Phi + G \left[\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) \right]$

$(W_e) = \Phi + G \left[\left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) - \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) \right]$

$= 27 \cdot 10^3 + 4 \left[\left(168 \cdot 10^3 + \frac{90^2}{2} \right) - \left(176 \cdot 10^3 + \frac{15^2}{2} \right) \right] =$

$= 10750 \text{ [W]}$

DALL'EQ. DELL'ENERGIA CINETICA:

$W_{se} + \frac{dEc}{dt} - W_i = 0$

$W_e + W_a + W_{sp} + \frac{dEc}{dt} + \frac{dEp}{dt} - W_i^{kin} + W_{AT} = 0$

$W_e + W_a + \frac{\rho Q V}{dt} + V \frac{dP}{dt} + \frac{dEc}{dt} + \frac{dEp}{dt} - \frac{\rho Q V}{dt} + W_{AT} = 0$

$W_{AT} = - \left(W_e + \frac{dEc}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right)$

$(W_{AT}) = - \left\{ W_e + G \left[\left(\frac{w^2}{2} + PV \right)_u - \left(\frac{w^2}{2} + PV \right)_e \right] \right\}$

$= -W_e + G \left[\left(\frac{w^2}{2} + \frac{P}{\rho} \right)_e - \left(\frac{w^2}{2} + \frac{P}{\rho} \right)_u \right]$

$= -10750 + 4 \left[\left(\frac{90^2}{2} + \frac{5 \cdot 10^5}{1000} \right) - \left(\frac{15^2}{2} + \frac{10^5}{1000} \right) \right] = 6600 \text{ [W]}$

ESERCIZIO 4.3

DATI

$$G_1 = 3 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$T_1 = 17 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\beta = 4.14 = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\eta_{150} = 84\%$$

$$T_2 = ?$$

$$W_c = ?$$

$$S = ?$$

$$C_p = 1010 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]; R^* = 287 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

CONDIZIONI STAZIONARIE:

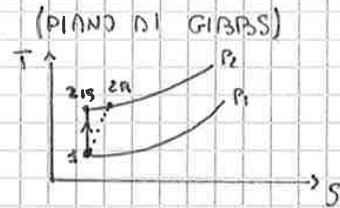
COMPRESSIONE ADIABATICA

$$\Phi - [W_c + W_p] = \sum_{k=1}^{nc} G_k (h + e_c + e_p)_k$$

$= 0 \quad = 0 \quad = 0 = 0$

$$-W_c = G(h_2 - h_1) \Rightarrow -P_c = (h_2 - h_1) = C_p(T_2 - T_1) = P_c$$

$$\eta_{150} = \frac{P_{150}}{P_{REAL}} = \frac{(h_{2150} - h_1)}{(h_{2REAL} - h_1)} = \frac{C_p(T_{2150} - T_1)}{C_p(T_{2REAL} - T_1)} = 0.84$$



SOLUZIONE

$$(T_{2REAL} - T_1) = \frac{(T_{2150} - T_1)}{0.84}$$

$$\begin{aligned} T_{2REAL} &= T_1 + \frac{(T_{2150} - T_1)}{0.84} \\ &= 290.15 + \frac{(434.5 - 290.15)}{0.84} \\ &= 462 \text{ [K]} \end{aligned}$$

($\rightarrow T_{2150}$):

$$ds = -R^* \frac{dP}{P} + C_p \frac{dT}{T} = 0 \quad \text{ISOCENTROPICA}$$

$$\begin{aligned} P_m \left(\frac{T_{2150}}{T_1} \right) &= \frac{R^*}{C_p} P_m(\beta) \\ \frac{T_{2150}}{T_1} &= T_1 e^{\frac{R^*}{C_p} \ln(\beta)} = 290.15 e^{\frac{287}{1010} \ln(4.14)} = 434.46 \text{ [K]} \end{aligned}$$

$$\dot{W}_c = G C_p (T_1 - T_2) = 3 \cdot 1010 (290.15 - 462) = -520.7 \text{ [kW]}$$

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\Phi}{T} + \sum_{w=0} \quad \Leftrightarrow \quad \Delta S = \frac{Q}{T} + S$$

$$S = \Delta S = -R^* P_m \left(\frac{P_2}{P_1} \right) + C_p P_m \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = -287 P_m(4.14) + 1010 P_m \left(\frac{462}{290.15} \right) = 52.1 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\dot{E} = G S = 186.2 \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]$$

ESERCITAZIONE 05

$$\bar{M} = 28,97 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]; C_p = 1004,5 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]; C_v = 717,5 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]; R^* = 287 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]; \gamma = 1,37$$

ESERCIZIO 5.1

DATI

CICLO OTTO = DUE ISOCORE + DUE ADIABATICHE

$$T_3 = 1390 \text{ [C]} = 1663,15 \text{ [K]}$$

$$T_1 = 15 \text{ [C]} = 288,15 \text{ [K]}$$

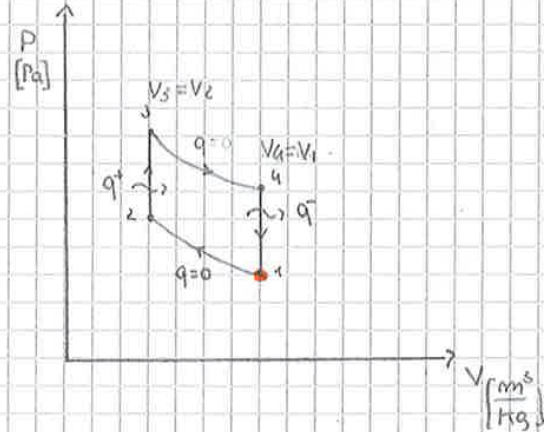
$$q_1 = 190 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] = 190 \cdot 10^3 \cdot 4,186 = 795,34 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

$$p = ?$$

$$p = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3}$$

$$\eta = ?$$

$$\frac{p_3}{p_1} = ?$$



$$dq = p dv + C_v dT$$

$$q^+ = \int C_v dT = C_v (T_3 - T_2) \Rightarrow -T_2 = \frac{q^+}{C_v} - T_3 \Rightarrow T_2 = T_3 - \frac{q^+}{C_v} = 1663,15 - \frac{795,34 \cdot 10^3}{717,5}$$

$$T_1 v_1^{\gamma-1} = T_2 v_2^{\gamma-1} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow \left(\frac{v_1}{v_2} \right) = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = 5,87$$

$$\rho = \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \left(\frac{554,66}{288,15} \right)^{\frac{1}{1,37-1}} = 5,87$$

$$\eta = \frac{L_m}{Q^+} = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} = \frac{m(q^+ - \bar{q})}{m q^+} = 1 - \frac{\bar{q}}{q^+} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right)$$

ESSENDO: $T_2 T_4 = T_3 T_1 \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{5,87^{1,37-1}} = 0,48 = 48\%$

$$v_2 = R^* \frac{T_2}{p_2} = R^* \frac{T_3}{p_3} = v_3; \quad p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2}; \quad p_2 v_2^\gamma = p_1 v_1^\gamma \Rightarrow p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\gamma = p_1 \rho^\gamma$$

$$\rightarrow \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_2 T_3}{T_2} = \frac{p_1 \rho^\gamma T_3}{T_2} = \rho^\gamma \frac{T_3}{T_2} = 5,87^{1,37} \frac{1663,15}{554,66} = 33,88$$

ESERCIZIO 5.3

DATI

CICLO OTTO = DUE ISOCORE + DUE ADIABATICHE

$P_c = 3$

$T_A = 20 [^{\circ}C]$

$P_A = 1 [bar]$

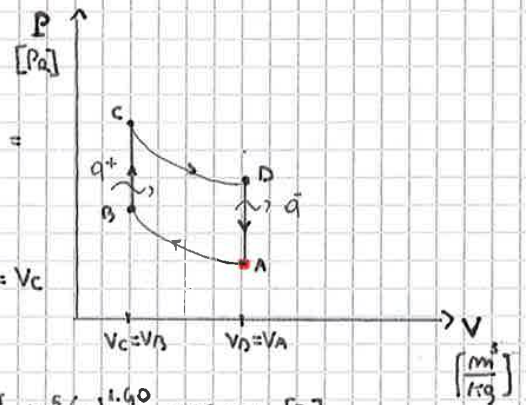
$q^+ = 500 [kJ/kg]$

$\gamma = 1.40$

$P_c = \frac{V_A}{V_B}$

$V_A = \frac{R^* T_A}{P_A} = \frac{287 \cdot 293.15}{10^5} = 0.841 [m^3/kg]$

$V_B = \frac{V_A}{P_c} = \frac{0.841}{3} = 0.280 [m^3/kg] = V_C$



$(P_A, T_A, P_B, T_B, P_C, T_C, P_D, T_D) = ?$

$P_A V_A^\gamma = P_B V_B^\gamma \Rightarrow P_B = P_A \left(\frac{V_A}{V_B}\right)^\gamma = 10^5 (3)^{1.40} = 465554 [Pa]$

$\eta_B = ?$

$T_B = \frac{P_B V_B}{R^*} = \frac{465554 \cdot 0.280}{287} = 454.2 [K]$

$q^+ = C_v(T_C - T_B) \Rightarrow T_C = T_B + \frac{q^+}{C_v} = 454.2 + \frac{500000}{217.5} = 1151.1 [K]; P_C = \frac{R^* T_C}{V_C} = \frac{287 \cdot 1151.1}{0.280} = 1179839.4 [Pa]$

$P_C V_C^\gamma = P_D V_D^\gamma \Rightarrow P_D = P_C \left(\frac{V_C}{V_D}\right)^\gamma = 1179839.4 \left(\frac{0.280}{0.841}\right)^{1.40} = 253427 [Pa] = 1179839.4 [Pa]$

$T_D = \frac{P_D V_D}{R^*} = \frac{253427 \cdot 0.841}{287} = 742.6 [K]$

$\eta_B = \frac{L_m}{Q^+} = 1 - \frac{q^-}{q^+} = 1 - \frac{C_v(T_D - T_A)}{C_v(T_C - T_B)} = 1 - \frac{T_D - T_A}{T_C - T_B} = 1 - \frac{T_D/T_A - 1}{T_C/T_A - 1} = 1 - \frac{T_D/T_A - 1}{T_C/T_B \cdot T_B/T_A - 1} = 1 - \frac{T_D/T_A - 1}{\frac{T_D}{T_B} - 1} = 1 - \frac{T_D/T_A - 1}{T_D/T_B} = 1 - \frac{T_D - T_A}{T_D} = 1 - \frac{293.15}{454.2} = 35.4\%$

ESERCIZIO 5.4

DATI

CICLO DIESEL = UN'ISOCORA + UN'ISOBARA + DUE ADIABATICHE

$P_A = 0.1 [MPa]; T_A = 27 [^{\circ}C]$

$\delta = 2$

RAPPORTO DI INTRADUZIONE: $\delta = \frac{V_C}{V_B} = \frac{T_C}{T_B} \Rightarrow T_C = \delta T_B$

$\eta = 60,3\% = 0.603$

$L_m = 1800 [kJ]$

$Q^+ = m q^+ \Rightarrow m = \frac{Q^+}{q^+}$

$m = ?$

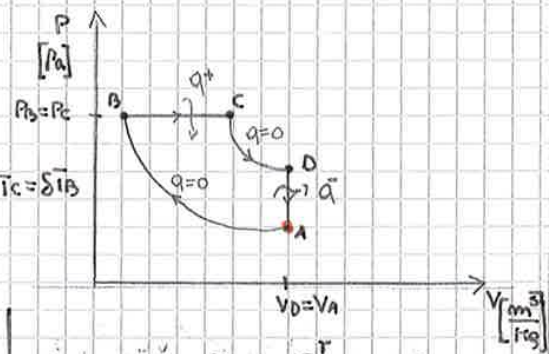
$R^* = 287 [J/kgK]; \gamma = 1.37; C_p = 1062,7 [J/kgK]$

$\eta = \frac{L_m}{Q^+} \Rightarrow Q^+ = \frac{L_m}{\eta} = \frac{1800000}{0.603} = 2985074.6 [J]$

$T_B = T_A \left(\frac{V_A}{V_B}\right)^{\gamma-1} = T_A \delta^{\gamma-1} = 300.15 \cdot 18^{(1.37-1)} = 874.8 [K]$

$q^+ = C_p(T_C - T_B) = C_p T_B (\delta - 1) = 1062.7 \cdot 874.8 (2 - 1) = 929394 [J/kg]$

$m = \frac{Q^+}{q^+} = \frac{2985074.6}{929394} = 3.21 [kg]$



$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1}$

$1 - \eta = \frac{1}{\gamma} \frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1}$

$\delta = \left(\frac{1}{\gamma} \frac{1}{1 - \eta} \frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1}\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} =$

$= \left(\frac{1}{1.37 \cdot (1 - 0.603)}\right)^{\frac{1}{(1.37 - 1)}} = 18$

$P = \frac{V_A}{V_B} = 18 \Rightarrow V_B = \frac{V_A}{P}$

$V_A = \frac{R^* T_A}{P_A} = \frac{287 \cdot 300.15}{10^5} = 0.861 [m^3/kg]$

$V_B = \frac{V_A}{P} = \frac{0.861}{18} = 0.0478 [m^3/kg]$

ESERCIZIO 5.6

DAI:

$P_A = 1 \text{ [bar]} ; \bar{T}_A = 16 \text{ [C]}$

$P_B = 5 \text{ [bar]}$

$\bar{T}_C = 870 \text{ [C]} \approx 1143.15 \text{ [K]}$

$W_e = W_\tau$

$\gamma = 1.4$

$V_u = \eta$

$T_C P_C = T_D P_D$

$\bar{T}_D = T_C \left(\frac{P_C}{P_D}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 1143.15 \left(\frac{5}{1}\right)^{\frac{1-1.4}{1.4}} =$

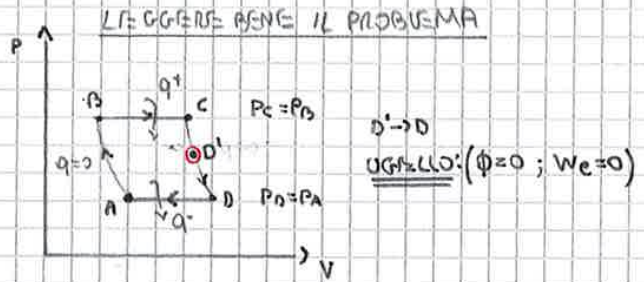
$= 721.8 \text{ [K]}$

$\bar{T}_B = \bar{T}_C \quad (h_C - h_D) = (h_B - h_A) \Leftrightarrow C_p(\bar{T}_C - \bar{T}_D) = C_p(\bar{T}_B - \bar{T}_A)$

$\bar{T}_A P_A^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \bar{T}_B P_B^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow \bar{T}_B = \bar{T}_A \left(\frac{P_A}{P_B}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 289.15 \left(\frac{1}{5}\right)^{\frac{1-1.4}{1.4}} = 458 \text{ [K]}$

$\bar{T}_C - \bar{T}_D = \bar{T}_B - \bar{T}_A \Rightarrow \bar{T}_D = -\bar{T}_B + \bar{T}_A + \bar{T}_C = 289.15 + 1143.15 - 458 = 974.3 \text{ [K]}$

$V = \sqrt{2C_p(\bar{T}_D - \bar{T}_D)} = \sqrt{2 \cdot 1004.5(974.3 - 721.8)} = 712.23 \text{ [m/s]}$



1° PID(SA)

$\Phi - (W_t + W_o) = \frac{d}{dt} (U + PV + E_c + E_p) + \sum_{k=1}^{nc} G_k (h + e_c + e_p)$

$G[(h + e_c)_D - h_{D'}] = 0 \Leftrightarrow G[(h + \frac{V^2}{2})_D - h_{D'}] = 0$

$V = \sqrt{(h_{D'} - h_D)2} = \sqrt{2C_p(\bar{T}_D - \bar{T}_D)}$

ESERCIZIO 6.4

DAI

$$G_a = 10000 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

$$T = -8 \text{ [C]} \rightarrow P_{\text{SAT}} = 310 \text{ [Pa]}$$

$$\phi = 80\%$$

$$T_2 = 20 \text{ [C]}$$

$$P = 1 \text{ [atm]}$$

$$\phi = ?$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = ?$$

$$T_F = ?$$

$$R^* = 287 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$R_0 = 2901 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$C_{p_a} = 1.006 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgC}} \right]; \quad C_{p_v} = 1.875 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgC}} \right]$$

$$\phi - \underbrace{W_E}_{=0} = G(h_2 - h_1) = \dots$$

$$\phi = \frac{P_v}{P_{\text{SAT}}} \Rightarrow P_v = \phi P_{\text{SAT}} = 0.8 \cdot 310 = 248 \text{ [Pa]}$$

$$x = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} = \frac{0.622 \cdot 248}{101325 - 248} \approx 0.00153 \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right] = x_1 = x_2$$

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + x h_v = C_{p_a} (T - T_0) + x [R_0 + C_{p_v} (T - T_0)] = C_{p_a} T + x [R_0 + C_{p_v} T]$$

$$h_1 = 1005 \cdot (-8) + 0.00153 [2901 \cdot 10 + 1875 \cdot (-8)] = -4244 \text{ [J/kg]}$$

$$h_2 = 1005 \cdot (20) + 0.00153 [2901 \cdot 10 + 1875 \cdot (20)] = 24004 \text{ [J/kg]}$$

$$\phi = G_v (h_2 - h_1) = \rho_a G_v (h_2 - h_1) = G_m (h_2 - h_1)$$

$$\rho_a = \frac{1}{V_a} = \frac{P_a}{R^* T_1} = \frac{P - P_v}{R^* T_1} = \frac{101325 - 248}{287 \cdot 265.15} = 1.328 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$G_v' = \frac{10000}{3600} = 2.78 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$G_m = \rho_a G_v' = 1.328 \cdot 2.78 = 3.689 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\phi = G_m (h_2 - h_1) = 3.689 \cdot (24004 - (-4244)) = 104204 \text{ [W]}$$

2-3 SATURAZIONE ADIABATICA ISOCALORICA $\phi = 1$ $h_3 = h_2$ $x_3 = x_2$ (ISOTILO)

$$h_3 = h_2 = 24004 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \quad x_3 = 0.006 \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right] = x_2 = 0.622 \frac{P_v'}{P - P_v'}, \quad P_v' = P_{\text{SAT}}(T = T_2 = 20 \text{ [C]})$$

$$T_3 = \frac{h_3 - R_0 x_3}{C_{p_a} + C_{p_v} x_3} = 8.75 \text{ [C]}$$

$$G_a x_2 = G_a x_1 + G_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = G_a (x_2 - x_1) = 3.689 (0.006 - 0.00153) = 0.0165 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 59.4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

ESERCITAZIONE 07

ESERCIZIO 7.1

DATI

$S_1 = 10 \text{ [cm]}, \lambda_1 = 0.5 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

$S_2 = 3 \text{ [cm]}, \lambda_2 = 0.04 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

$T_1 = 20 \text{ [C]}$

$T_{SE} = 0 \text{ [C]}$

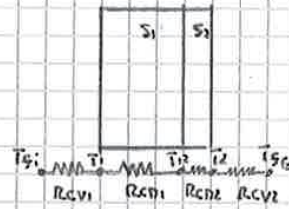
$\alpha = 20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

$T_{12} = ?$

$T_2 = ?$

$\Phi = ?$

$h_p: A = 1 \text{ [m}^2\text{]}$



$R_{CD1} = \frac{S_1}{\lambda_1 A} = \frac{0.1}{0.5 \cdot 1} = 0.2 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

$R_{CD2} = \frac{S_2}{\lambda_2 A} = \frac{0.03}{0.04 \cdot 1} = 0.75 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

$R_{CV} = \frac{1}{\alpha A} = \frac{1}{20 \cdot 1} = 0.05 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

$R_{TOT} = 0.2 + 0.75 + 0.05 = 1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad \Delta T_{TOT} = R_{TOT} \Phi$

$\Delta T_{TOT} = T_1 - T_{SE} = 20 \text{ [C]}$

$\Phi = \frac{\Delta T_{TOT}}{R_{TOT}} = \frac{20}{1} = 20 \text{ [W]}$

$T_1 - T_{12} = R_{CD1} \Phi \Rightarrow T_{12} = T_1 - R_{CD1} \Phi = 20 - 0.2 \cdot 20 = 16 \text{ [C]}$

$T_{12} - T_2 = R_{CD2} \Phi \Rightarrow T_2 = T_{12} - R_{CD2} \Phi = 16 - 0.75 \cdot 20 = -9.5 \text{ [C]}$

ESERCIZIO 7.2

DATI

$T_{Si} = 300 \text{ [C]}, \alpha_i = 75 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

$T_{SE} = 24 \text{ [C]}, \alpha_E = 23 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

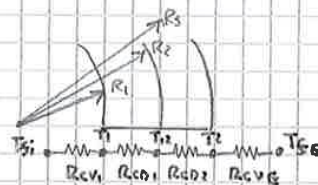
$\lambda_{ASA} = 15 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

$\lambda_{SOL} = 0.2 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

$T_1, T_{12}, T_2 = ?$

$U_i = ?$

$h_p = L = 1 \text{ [m]}$



$R_{CV1} = \frac{1}{\alpha_i A_i} = \frac{1}{75 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 0.07 \cdot 1} = 0.00303 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

$R_{CV3} = \frac{1}{\alpha_E A_E} = \frac{1}{23 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 0.07 \cdot 1} = 0.00721 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

$R_{CD1} = \frac{\rho_m \left(\frac{R_1}{R_1} \right)}{\lambda_1 \cdot 2\pi L} = \frac{\rho_m \left(\frac{76}{70} \right)}{15 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 1} = 0.00087 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

$R_{CD2} = \frac{\rho_m \left(\frac{R_2}{R_2} \right)}{\lambda_2 \cdot 2\pi L} = \frac{\rho_m \left(\frac{96}{76} \right)}{0.2 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 1} = 0.186 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

$R_1 = 70 \text{ [mm]}, R_2 = 76 \text{ [mm]}, R_3 = 96 \text{ [mm]}$

$R_{TOT} = 0.2893 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

$\Delta T_{TOT} = T_{Si} - T_{SE} = 300 - 24 = 276 \text{ [C]}$

$\Delta T_{TOT} = R_{TOT} \Phi \Rightarrow \Phi = \frac{\Delta T_{TOT}}{R_{TOT}} = \frac{276}{0.2893} = 954 \text{ [W]}$

$T_{Si} - T_1 = R_{CV1} \Phi \Rightarrow T_1 = T_{Si} - R_{CV1} \Phi = 300 - 0.00303 \cdot 954 = 271.1 \text{ [C]}$

$T_1 - T_{12} = R_{CD1} \Phi \Rightarrow T_{12} = T_1 - R_{CD1} \Phi = 271.1 - 0.00087 \cdot 954 = 270.2 \text{ [C]}$

$T_{12} - T_2 = R_{CD2} \Phi \Rightarrow T_2 = T_{12} - R_{CD2} \Phi = 270.2 - 0.186 \cdot 954 = 92.8 \text{ [C]}$

$\Delta T_{TOT} U_i A_i = \Phi \Rightarrow U_i = \frac{\Phi}{\Delta T_{TOT} A_i} = \frac{\Phi}{\Delta T_{TOT} 2\pi R_i L} = \frac{954}{276 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 0.07 \cdot 1} = 7.863 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

oppure:

$U = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \left(\frac{\rho_m \left(\frac{R_1}{R_1} \right)}{\lambda_1} + \frac{\rho_m \left(\frac{R_2}{R_2} \right)}{\lambda_2} \right) R_i + \frac{1}{\alpha_E} \frac{R_i}{R_E} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{75} + \left(\frac{\rho_m \left(\frac{76}{70} \right)}{15} + \frac{\rho_m \left(\frac{96}{76} \right)}{0.2} \right) \cdot 0.07 + \frac{1}{23} \frac{0.070}{0.096} \right)^{-1} = 7.863 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

$R_C = \lambda_{SOL} = \frac{0.2}{23} = 0.009 \text{ [m]}$

$R_C < R_2 \Rightarrow$ AGGIUNTA DI ISOLANTE DIMINUISCE IL Φ

ESERCITAZIONE 08

ESERCIZIO 8.1

DATI

$$T_A = 20 [^{\circ}\text{C}] ; P_a = 1 [\text{atm}]$$

$$V_A = 35 \left[\frac{\text{cm}}{\text{s}} \right]$$

$$L = 75 [\text{cm}] = 0.75 [\text{m}]$$

$$T_P = 60 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Phi = ?$$

$V_A \rightarrow$ CONVEZIONE FORZATA:

$$T_g = T_m = \frac{T_A + T_P}{2} = \frac{20 + 60}{2} = 40 [^{\circ}\text{C}] \rightarrow$$

$$\rho = \frac{1}{V} = \frac{P}{R \cdot T_m} = \frac{101325}{287 \cdot 313.15} = 1.127 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\gamma = \frac{M}{S} = \frac{1.92 \cdot 10^{-5}}{1.127} = 1.704 \cdot 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

$$Nu = f(Re; Pr) ; Nu = \frac{\alpha d_c}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \lambda}{d_c}, d_c = L$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Re = \frac{\rho V d_c}{\mu} = \frac{\rho V d_c}{\gamma} = \frac{V L}{\gamma} = \frac{35 \cdot 0.75}{1.704 \cdot 10^{-5}} = 15,4 \cdot 10^5 \\ Pr = \frac{C_p M}{\lambda} = \frac{1004 \cdot 1.92 \cdot 10^{-5}}{0.0272} = 0.709 \end{array} \right.$$

$$Nu = (0,037 Re^{4/5} - 871) Pr^{1/3} = 2164$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{L} = \frac{2164 \cdot 0.0272}{0.75} = 78.48 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

$$\Phi = \alpha A (T_P - T_A) = 78.48 \cdot 0.75 (60 - 20) = 2354 [\text{W}]$$

ESERCIZIO 8.2

DATI

ESERCITAZIONE 09

ESERCIZIO 9.1

DATI

$T_c = 150 [C]$; $T_{cf} = 90 [C]$

$u = 930 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$; $C_{pA} = 4186 \left[\frac{J}{Kg K} \right]$

$G_A = 1000 \left[\frac{Kg}{h} \right]$; $T_{fi} = 12 [C]$; $T_{fe} = 50 [C]$

$A_{EQ} = ?$ $\Phi = \Delta T_{mi} U A$

$A_{CC} = ?$ I° PTD (SA) : $\Phi - [W_T + W_D] = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p)_{VC} + \sum_{K=1}^{NC} G_K (U + pV + e_c + e_p)_K$

$-G_c h_e + G_c h_u - G_F h_e + G_F h_u = 0$

$G_c (h_u - h_e)_c + G_F (h_u - h_e)_F = 0$

$G_F (h_u - h_e)_c = -G_c (h_u - h_e)_c$

$G_F (h_u - h_e)_F = G_c (h_e - h_u)_c$

$G_F C_{pF} (T_u - T_E)_F = G_c C_{pC} (T_E - T_u)_c = \Phi$

$\Phi = G_A C_{pA} (T_u - T_E) = \frac{1000}{3600} 4186 (50 - 12) = 44186 [W]$

$\Delta T_{mEQ} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_e}{\rho_m \left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_e} \right)}$

$\Delta T_i = T_{ci} - T_{fi} = 150 - 12 = 138 [C]$

$\Delta T_e = T_{cu} - T_{fu} = 90 - 50 = 40 [C]$

$\Delta T_{mEQ} = \frac{138 - 40}{\rho_m \left(\frac{138}{40} \right)} = 79.14 [C]$

$A_{EQ} = \frac{\Phi}{\Delta T_{mEQ} U} = \frac{44186}{79.14 \cdot 930} = 0.6 [m^2]$

$\Delta T_{mCC} = \frac{(T_{ci} - T_{cu}) - (T_{cu} - T_{fi})}{\rho_m \left(\frac{T_{ci} - T_{cu}}{T_{cu} - T_{fi}} \right)}$

$T_{ci} - T_{cu} = 150 - 90 = 60 [C]$

$T_{cu} - T_{fi} = 90 - 12 = 78 [C]$

$\Delta T_{mCC} = \frac{100 - 78}{\rho_m \left(\frac{100}{78} \right)} = 88.54 [C]$

$A_{CC} = \frac{\Phi}{\Delta T_{mCC} U} = \frac{44186}{88.54 \cdot 930} = 0.54 [m^2]$

ESERCIZIO 8.2

ESERCITAZIONE

DUE FLUIDI SONO SEPARATI DA UNA PARETE BISTRATO CILINDRICA; LO STRATO INTERNO È UNA LEGA METALLICA ($\lambda_{LEGA} = 15 [W/(mK)]$), QUELLO ESTERNO È UN ISOLANTE ($\lambda_{ISOL} = 0,2 [W/(mK)]$)

CALCOLARE:

- 1) LE TEMPERATURE SULLE SUP. INTERNE ED ESTERNE DEI DUE STRATI
 - 2) IL COEFF. GLOBALE DI SCAMBIO RIFERITO AL RAGGIO INTERNO
 - 3) VERIFICARE SE L'AGGIUNTA DELL'ISOLANTE HA EFFETTIVAMENTE RIDOTTO IL FLUSSO DISPERSO
- NON SIAMO ANCORA IN GRADO DI RISPONDERE

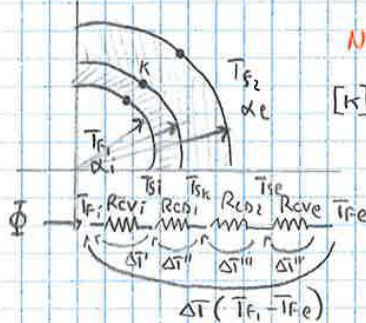
DATI

FLUIDO INTERNO: $T_{Fi} = 300 [^{\circ}C]$ $\alpha_i = 75 [W/(m^2K)]$

FLUIDO ESTERNO: $T_{Fe} = 24 [^{\circ}C]$ $\alpha_e = 23 [W/(m^2K)]$

DIMENSIONI: $R_1 = 70 mm = R_i$
 $R_2 = 76 mm$
 $R_3 = 96 mm = R_e$

VALORI FORSE SPALLATI



NB:

$[K] \Delta T = R \Phi$; $[\frac{K}{W}] R_{cv} = \frac{1}{\alpha A}$; $[\frac{K}{W}] R_{cd} = \frac{\rho_m \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \rho \lambda}$

$\Delta T_{TOT} = R_{TOT} \Phi$

IPOTIZZIAMO $\rho = 1 m$

$\Delta T_{TOT} = T_{Fi} - T_{Fe} = 300 - 24 = 276$

$R_{cv1} = \frac{1}{\alpha_i A_i} = \frac{1}{\alpha_i 2\pi R_i \rho} = 0,0303 [K/W]$

$R_{cd1} = \frac{\rho_m \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \rho \lambda_{LEGA}} = 0,0009 [K/W]$

$R_{cd2} = \frac{\rho_m \frac{R_3}{R_2}}{2\pi \rho \lambda_{ISOL}} = 0,1060 [K/W]$

$R_{ve} = \frac{1}{\alpha_e A_e} = \frac{1}{\alpha_e 2\pi R_e \rho} = 0,0721 [K/W]$

$R_{TOT} = R_{cv1} + R_{cd1} + R_{cd2} + R_{ve} =$

$\Phi = \frac{\Delta T_{TOT}}{R_{TOT}} = 1214 [W]$ (PER OGNI METRO LINEARE: $\rho = 1 m$)

$\Delta T' = R_{cv1} \Phi$

$T_{Fi} - T_{Si} = R_{cv1} \Phi \Rightarrow T_{Si} = T_{Fi} - R_{cv1} \Phi = 271,1 [^{\circ}C]$

OPPURE:

$\Delta T'' = R_{cd1} \Phi$

$T_{Si} - T_{Sk} = R_{cd1} \Phi \Rightarrow T_{Sk} = T_{Si} - R_{cd1} \Phi = \dots$

$T_{Si} - T_{Se} = (R_{LEGA} + R_{ISOL}) \Phi$

$T_{Se} = T_{Si} - (R_{LEGA} + R_{ISOL}) \Phi = 92,8 [^{\circ}C]$

$\Delta T''' = R_{cd2} \Phi$

$T_{Sk} - T_{Se} = R_{cd2} \Phi \Rightarrow T_{Se} = T_{Sk} - R_{cd2} \Phi = \dots$

$T_{Si} - R_{cd1} \Phi - T_{Se} = R_{cd2} \Phi$

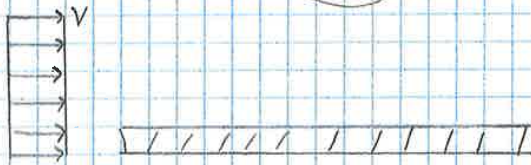
$T_{Si} - T_{Se} = (R_{cd1} + R_{cd2}) \Phi \Rightarrow T_{Se} = T_{Si} - (R_{cd1} + R_{cd2}) \Phi$

ESERCIZIO 9.1

ESERCITAZIONE

(LEZIONE N° 44)

ARIA A 20°C E 10cm FLUISCE A 35 m/s SU UNA SUP. PIANA.
 IL PIANO È LUNGO 75 cm ED È MANTENUTO A 60°C. ASSUMENDO UNITARIA LA PROFONDITÀ, CALCOLARE IL CALORE SCAMBIATO TRA SUPERFICIE E ARIA.



$$\Phi = \alpha \cdot A \cdot (T_p - T_s)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$$

$$Nu = f(Re, Pr)$$

$$T_{media} = \frac{20 + 60}{2} = 40^\circ C$$

SIAMO IN CONVEZIONE FORZATA

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu}$$

$$p \cdot v = R^* T \Rightarrow \frac{p}{\rho} = R^* T \quad \rho = \frac{p}{R^* T} = \frac{101325}{297 \cdot (40 + 273)} = 1,27 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

DATARELLA: $\mu = 19,2 \cdot 10^{-6} [Pa \cdot s]$, $C_p = 1004 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$, $\lambda = 0,0272 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

$$Re = 1,54 \cdot 10^6$$

SIAMO IN REGIME TURBOLENTO =>

$$Nu = (0,037 Re^{4/5} - 871) Pr^{1/3}, \quad Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} = 0,709$$

$$Nu = 2166$$

$$\alpha = 79,5 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

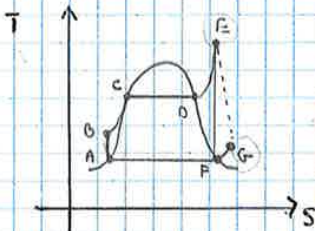
$$\Phi = \alpha \cdot A \cdot (T_p - T_s) = 2,36 \text{ kW}$$

ESERCITAZIONE CICLO RANKINE REALE

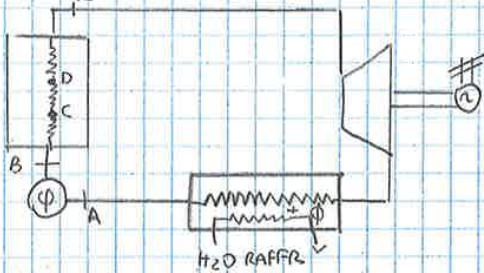
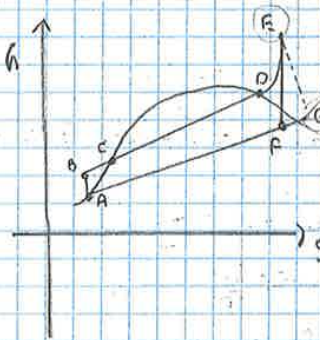
ESERCITAZIONE

PRIMA DI PROCEDERE CON GLI ESERCIZI:

(LEZIONE N° 28)



EF ESPANSIONE IDEALE
 EG ESPANSIONE REALE (NB: G POICHÉ ISOBARA)
 ($\eta_{is,e} < 1$)



ESERCIZIO

SI RICHIEDE DI:

- TRACCIARE SUL DIAGRAMMA DI MULLIER PER IL VAPORE D'ACQUA IL CICLO RANKINE, METTENDO IN EVIDENZA I CASALI. IN PARTICOLARE PER QUEST'ULTIMO COMPILARE UNA TABELLA CHE RIPORTA PRESSIONE, TEMPERATURA (K) (°C), VOLUME SPECIFICO, DENSITÀ, ENALPIA ED ENTROPIA.
- CALCOLARE LA POTENZA MECCANICA DI COMPRESSIONE E LA POTENZA MECCANICA DI ESPANSIONE;
- CALCOLARE I FLUSSI TERMICI SCAMBIATI
- CALCOLARE LA POTENZA ELETTRICA PRODOTTA SUPPONENDO UNITARIO IL η DELL'ALIMENTAZIONE
- CALCOLARE IL RENDIMENTO DI I PRINCIPIO T.D.

DAI

$P_e = 2.5 \text{ [bar]}$ PRESSIONE DI EVAP.

$P_A = 0.025 \text{ [bar]}$ PRESSIONE DI CONDENSAZIONE

$T_c = 425 + 5^\circ \text{C [C]}$ T. DI SURRISCALDAMENTO

$\eta = 85\%$ RENDIM. ISENTROPICO DI ESPANSIONE

$m_v = 7.2 \text{ [t/h]}$ PORTATA IN MASSA DI VAPORE

$C_{H_2O} = 4186 \frac{[KJ]}{[kgK]}$

$P_B = P_C = P_D = P_E = 2.5 \text{ [bar]}$

$P_A = P_F = P_G = 0.025 \text{ [bar]}$ USANDO LE TABELLE:

① $T_A = T_{SAT}(P_A) = 21.096 [^\circ C]$ $h_A = 88.45 \frac{[KJ]}{[kg]}$ $s_A = 0.3119 \frac{[KJ]}{[kgK]}$ $v_A = 0.001003 \frac{[m^3]}{[kg]}$ $\rho_A = 1000 \frac{[kg]}{[m^3]}$

② $p_c = (h_A - h_B)$ DA I° P.D $p_c = \Delta h \Rightarrow p_c = h_A - h_B$

$p_c = -\int v dp$ DA EQ. E.C., SI PUÒ ASSUMERE NELLA FASE DEL LIQUIDO: $v \approx k$ $v_A = v_B$

$p_c = h_A - h_B = -v_A (P_B - P_A) \Rightarrow h_B = h_A + v_A (P_B - P_A) = 88.45 + 0.001003 (2.5 - 0.025) \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 88.78 \frac{[KJ]}{[kg]}$

$T_B = ?$ 1) TROVARE SUL DIAGRAMMA DI MULLIER (P,h); 2) TROVARE SU TABELLE H₂O (P,h)

3) APPROSS. ACCETTABILE: $dh = c_p dt$ IN GAS IDEALE; NEL CASO DI H₂O LIQUIDA: $\Delta h \approx C_{H_2O} \Delta T$

$C_{H_2O} = 4186 \frac{[KJ]}{[kgK]}$

ESERCITAZIONE

ESERCIZIO 7.1

(LEZIONE N° 30)

SI ABBIA UNA MASSA D'ARIA, AN UMIDITÀ RELATIVA $\varphi = 80\%$, ALLA TEMPERATURA $T = 28^\circ\text{C}$ E ALLA PRESSIONE TOTALE $P = 1 \text{ bar}$. DETERMINARE:

- a) LA PRESSIONE PARZIALE DELL'ARIA SECCA E LA PRESSIONE PARZIALE DEL VAPORE DELLA MISCELA
- b) L'UMIDITÀ SPECIFICA DELLA MISCELA
- c) LA SUA ENTALPIA SPECIFICA.

$[P_v = 0,03022 \text{ bar}; P_a = 0,96978 \text{ bar}; x = 0,019 \text{ kg}_v/\text{kg}_a; h = c_{pa}t_a + (R + c_{pv}t) x = 76,68 \text{ kJ/kg}]$

a) $\varphi = \frac{P_v}{P_s(t)} \Rightarrow P_v = \varphi \cdot P_s(t)$

$t = 28^\circ\text{C} \Rightarrow P_s(t = 28^\circ\text{C}) = 3778 \text{ [Pa]} = 0,03778 \text{ [bar]}$

$P_v = 0,8 \cdot 3778 = 3022 \text{ [Pa]} = 0,03022 \text{ [bar]}$

$P_a = P - P_v = 100000 - 3022 = 96978 \text{ [Pa]} = 0,96978 \text{ [bar]}$

b) $x = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P - P_v} = 0,622 \cdot \frac{\varphi P_s(t)}{P - \varphi P_s(t)} = 0,622 \cdot \frac{8022}{100000 - 3022} = 0,019 \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right] = 19 \left[\frac{\text{g}_v}{\text{kg}_a} \right]$

c) $h = c_{pa}t + x (R_0 + c_{pv}t) = 1,006 \cdot 28 + 0,019 (2601 + 1,875 \cdot 28) = 77,45 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a} \right]$

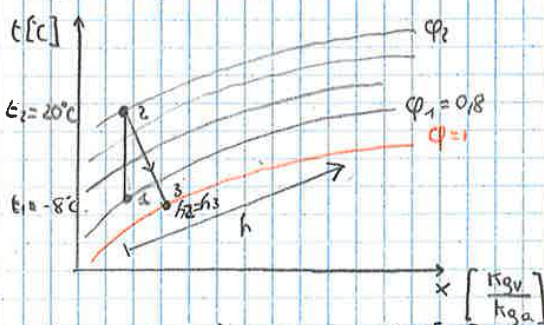
ESERCIZIO 7.2

(PORTATA VOLUMICA) SECCA

UNA PORTATA DI $10000 \text{ m}^3/\text{h}$ DI ARIA A $T = -8^\circ\text{C}$ E UMIDITÀ RELATIVA = 80% . VIENE RISCALDATA FINO A 20°C E QUINDI SATURATA ADIABATICAMENTE. SUPPONENDO CHE L'ARIA UMIDA SIA A $P = 1 \text{ atm}$ E ASSUMENDO CHE A -8°C LA PSATURAZIONE = 310 Pa , DETERMINARE:

- a) LA POTENZA TERMICA IMPIEGATA
- b) LA PORTATA ORARIA DI ACQUA DI UMIDIFICAZIONE
- c) LA TEMPERATURA FINALE

$[\phi = 104,2 \text{ kW}; G = 59,8 \text{ kg/h}; T_3 = 7,3^\circ\text{C}]$



1-2 RISCALDAMENTO A TITOLO X COSTANTE
2-3 SATURAZIONE ADIABATICA (ISOBALPICA)

NR: $\dot{V} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \rightarrow G = \dot{V} \rho_a; \rho_a = \frac{P_a}{R_a \cdot T_1}$ TINK!

$P_{v1} = \varphi_1 P_{s1}(t_1) = 0,8 \cdot 310 = 248 \text{ [Pa]}$

$P_a = P - P_{v1} = 101325 - 248 = 101077 \text{ [Pa]}$

$x_1 = 0,622 \cdot \frac{P_{v1}}{P - P_{v1}} = 0,622 \cdot \frac{248}{101077} = 0,0015 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_a}$

$h_1 = c_{pa}t_1 + x_1 (R_0 + c_{pv}t_1) = -4,319 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a} \right]$

$\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow G_a = \dot{V} \rho_a = \dot{V} \cdot \frac{P_a}{R_a T_1} \Rightarrow G_a = \frac{1000}{3600} \cdot \frac{101077}{287 \cdot 269,15} = 3,69 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

ESERCIZIO 7.3 (POTATA VOLUMICA)

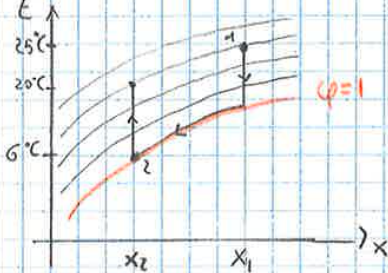
ESERCITAZIONE

UNA POTATA DI 7500 m³/h DI ARIA, INIZIALMENTE A 25°C CON UMIDITÀ RELATIVA PARI AL 70%, SUFFRISCE UN RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE E UN POST-RISCALDAMENTO, FINO A RAGGIUNGERE UNA CONDIZIONE FINALE DI 20°C E UMIDITÀ RELATIVA DEL 40%. NELL'IPOTESI CHE SUL SISTEMA AGISCA LA PRESSIONE ATMOSFERICA SI CALCOLINO:

- A) LA POTENZA FRIGORIFERA NECESSARIA AL RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE;
- B) LA QUANTITÀ DI ACQUA CONDENSATA
- C) LA POTENZA TERMICA NECESSARIA AL POST-RISCALDAMENTO

È NOTO CHE LA TEMPERATURA ALLA FINE DEL RISCALDAMENTO RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE È PARI A CIRCA 6°C

[$\Phi = -97,0 \text{ kW}$; $G_{H_2O} = 0,0195 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$; $\Phi_{23} = 33,34 \text{ kW}$]



① $\phi_1 = 0,7$; $t_1 = 25^\circ\text{C}$

$\hookrightarrow x_1 = 0,0139 \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right]$

$h_1 = 60,87 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a} \right]$ $P_a = P - P_v$

$\rightarrow G_a = \dot{V} \cdot \frac{P_a}{R_a \bar{T}_1} = 2,413 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

② $t_2 = 6^\circ\text{C}$ $\phi_2 = 1$

$x_2 = 0,022 \frac{P_s(t_2)}{P - P_s(t_2)} = 0,0058 \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right]$

$h_2 = c_{p,a} t_2 + x_2 (h_{0,v} + c_{p,v} t_2) = 20,61 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a} \right]$

③ $t_3 = 20^\circ\text{C}$ $\phi_3 = 0,4$ $x_3 = x_2 = 0,0058 \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right]$

$h_3 = 34,84 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a} \right]$

$|\Phi_{12}| = G_a (h_1 - h_2) = 97,0 \text{ [kW]}$

$G_{H_2O} = G_a (x_1 - x_2) = 0,0195 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 70,36 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$

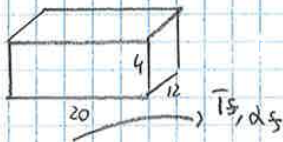
$\Phi_{23} = G_a (h_3 - h_2) = 33,34 \text{ [kW]}$

ESERCIZIO 10.4

ESERCUTAZIONE

UN BLOCCETTO METALLICO ($\lambda = 150 \frac{W}{m \cdot K}$, $\rho = 800 \frac{kg}{m^3}$, $c = 239 \frac{J}{kg \cdot K}$) DI FORMA PARALLELEPIPEDA $20 \times 12 \times 4$ [cm] HA UNA TEMPERATURA INIZIALE $T_1 = 20$ [C];

PER ESSERE RISCALDATO VIENE IMMERSO IN UN BAGNO ALLA $T = 250$ [C]. DETERMINARE IL TEMPO NECESSARIO AFFINCHÉ LA SUA TEMPERATURA DIFFERISCA DI NON PIÙ DEL 10% NELLA TEMPERATURA DEL BAGNO E IL FLUSSO TERMICO INSTANTANEO NELLO STESSO ISTANTE SE IL COEFF. DI SCAMBIO TERMICO LIMINARE È PARI A $10 \frac{W}{m^2 \cdot K} = \alpha$



$B_i < 0,1$ $B_i = \frac{\alpha_s \cdot d_c}{\lambda_{materiale} \text{ (solido)}}$ $d_c = \frac{V}{A} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \rho_3}{(2\rho_1\rho_2 + 2\rho_1\rho_3 + 2\rho_2\rho_3)}$

$B_i = 0 \cdot 10^{-4} (\ll 0,1)$

QUINDI POSSO SCRIVERE CHE:

$\theta_{FIN} = \theta_0 \cdot e^{\frac{-\alpha A}{\rho c V} t}$

CONDIZIONE:

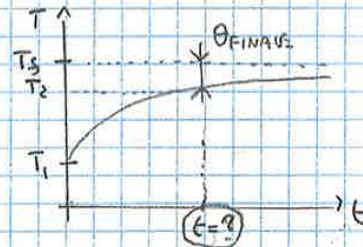
$\rightarrow T_2 = 0,90 T_s = 0,9 \cdot 250 = 225$ [C]

$\theta_{FIN} = T_2 - T_s$; $\theta_0 = T_1 - T_s$

$\frac{\theta_{FIN}}{\theta_0} = e^{\frac{-\alpha A}{\rho c V} t}$ $\rho_m \frac{\theta_{FIN}}{\theta_0} = \frac{-\alpha A}{\rho c V} t$

$t = \frac{\rho_m \frac{\theta_{FIN}}{\theta_0}}{\frac{-\alpha A}{\rho c V}} = 544$ [s]

$\phi = \alpha \cdot A \cdot (T_2 - T_s) = -18,2$ [W]



ESERCIZIO 9.3

ESERCITAZIONE

UNA STANZA DI FORMA CUBICA, CON LATO $L=3\text{m}$, CONTIENE ARIA A PRESSIONE ATMOSFERICA E ALLA TEMPERATURA T_a . I MURI LATERALI, IL SOFFITTO E IL PAVIMENTO, LA CUI TEMPERATURA SUPERFICIALE T_p È UNIFORME, SCAMBIANO CALORE CON L'ARIA PER CONVEZIONE TERMICA.

VALUTARE IL FLUSSO TERMICO SCAMBIATO DA CIASCUN MURO LATERALE, DAL SOFFITTO E DAL PAVIMENTO RELATIVAMENTE AI SEGUENTI VALORI DI TEMPERATURA.

A) $T_a = 20^\circ\text{C}$ $T_p = 10^\circ\text{C}$

B) $T_a = 25^\circ\text{C}$ $T_p = 35^\circ\text{C}$

CASO A

MOTO CONVETT. NATURALE DELL'ARIA VERSO LA PARETE

$T_{\text{MEDIA}} = 15^\circ\text{C}$

PRENDENDO LE TABELLE (DELL'ARIA): PROPRIETÀ $15-20^\circ \Rightarrow$ INTERPOLAZIONE LINEARE

$T_{\text{ARIA}} 10^\circ\text{C} \Rightarrow c_p' = 1003 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right], \alpha' = 0,0259 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right], M' = 17,7 \cdot 10^{-6} [\text{Pa}\cdot\text{s}]$

$T_{\text{ARIA}} 20^\circ\text{C} \Rightarrow c_p'' = 1004 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right], \alpha'' = 0,0257 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right], M'' = 18,2 \cdot 10^{-6} [\text{Pa}\cdot\text{s}]$



$c_{p15} = 1003,5 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$

$\alpha_{15} = 0,0254 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$

$M_{15} = 17,95 \cdot 10^{-6} [\text{Pa}\cdot\text{s}]$

NA: IN CONVEZIONE NATURALE PER

SCREGLIARE: NU DEVO CONOSCERE

Ra

\rightarrow PARETE VERTICALE: $10^\circ \left| \begin{array}{c} \text{|||||} \\ \text{|||||} \\ \text{|||||} \end{array} \right. \leftarrow \Phi \right. 20^\circ\text{C}$

$Ra = Gr \cdot Pr = ?$

$Gr = \frac{\rho^2 (g\beta\Delta T)L^3}{M^2}, \beta = \frac{\rho}{\rho_{ref}} = 1,22 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right], \beta = \frac{1}{T} = 0,00347 [\text{K}^{-1}] \quad \left[\frac{1}{273+15} \right]$

$Pr_{15} = \frac{c_p M}{\alpha} (15^\circ) = 0,711$

$Ra = 3,04 \cdot 10^{10}$

$Nu_p = 0,10 Ra^{1/3} = 312,2$

$\alpha_p = \frac{Nu_p \alpha}{L} = 2,64 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$

$\Phi_p = \alpha \cdot L^2 (T_p - T_s) = -237 \text{ W}$

\rightarrow SOFFITTO: $\Phi \uparrow 20^\circ\text{C}$

$Ra = 3,04 \cdot 10^{10}$

$Nu_s = 0,15 Ra^{1/3}$ (PER IL SOFFITTO RISCALDATO (TAVOLLE)) = 468,2

$\alpha_s = 3,96 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$

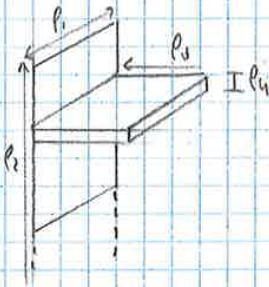
$\Phi_s = -356 [\text{W}]$

ESERCIZIO 10.1

ESERCITAZIONE

AL FINE DI DISSIPARE DEL CALORE DA UNA PIASINA (1,50 X 60 cm) (LEZIONE N° 46) SONO STATE INSERITE 30 ALETTE CHE SI ESTENDONO DI UNA LUNGHEZZA PARI A 9 cm E HANNO UNO SPESORE 0,2 cm. LA PIASINA E LE ALETTE SONO NELLO STESSO MATERIALE METALLICO ($\lambda = 140 \frac{W}{m \cdot C}$). L'ARIA È A 18°C, IL COEFF. CONVEKTIVO È $15 \frac{W}{m^2 \cdot C}$, LA PIASINA È A 60°C.

CALCOLARE LA POTENZA TERMICA DISSIPATA DAL BANCO ALTERNATO, LA TEMPERATURA SULLA PUNTA, IL RENDIMENTO (EFFICIENZA) DI UNA SINGOLA ALETTA E DEL BANCO.



$$\theta_0 = (60 - 18) = 42$$

$$\theta = \theta_0 \frac{\cosh(m(L-x)) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh(m(L-x))}{\cosh(mL) + \frac{\alpha}{\lambda A} \sinh(mL)}$$

$$x = L = p_3$$

$$\theta = \frac{\theta_0 \cosh(0) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh(0)}{\cosh(m p_3) + \frac{\alpha}{\lambda A} \sinh(m p_3)}$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda A}}, \quad P = 2p_4 + 2p_1$$

$$A = p_1 \cdot p_4$$

$$\Rightarrow m = 10,37 \text{ m}^{-1}$$

$$\theta = 38,5^\circ \text{C} \quad (\text{VALORE DI TEMPERATURA SULLA PUNTA}) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \theta = T - T_3 \Rightarrow T_p (\text{PUNTA}) = \theta + T_3 = 38,5 + 18 = 56,5^\circ \text{C}$$

$$\Phi_B = \Phi_{e,b} + N \Phi_a = \alpha S_{e,b} \theta_0 + N \Phi_a = \alpha (p_1 \cdot p_2 - N \cdot A) \theta_0 + N \Phi_a$$

$$\Phi_a = \frac{m \lambda A \theta_0}{1 + \frac{\alpha}{\lambda m} \tanh(m p_3)} = 29,4 \text{ W}$$

$$\Phi_B = 1,43 \text{ kW}$$

EFFICACIA

$$\epsilon_a = \frac{\Phi_a \text{ REALE}}{\Phi_{SENZA}} = \frac{\Phi_a \text{ REALE}}{\alpha \cdot A \cdot \theta_0} = 39,8 \quad (\text{INCREMENTA DI 40 VOLTA LA CAPACITA' DI SCAMBIO})$$

$$\epsilon_B = \frac{\Phi_B \text{ REALE}}{\Phi_B \text{ SENZA}} = \frac{\Phi_B \text{ REALE}}{\alpha (p_1 \cdot p_2) \cdot \theta_0} = 2,51$$

EFFICIENZA (RENDIMENTO)

$$\eta_a = \frac{\Phi_a \text{ REALE}}{\Phi_a \text{ IDEAL.}} = \frac{\Phi_a \text{ REALE}}{\alpha \cdot S_{ALETTE} \cdot \theta_0} = (S_{ALETTE} = P \cdot p_3 + A (p_1 \cdot p_4)) = 0,944$$

$$\eta_B = \frac{\Phi_B \text{ REALE}}{\Phi_B \text{ IDEAL.}} = \frac{\Phi_B \text{ REALE}}{\alpha \cdot S_B \cdot \theta_0} = (S_B = S_{ALETTE} + N S_a) = 0,963$$