



**Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino**

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

**NUMERO : 256**

**DATA : 05/03/2012**

# **A P P U N T I**

**STUDENTE : Grand Blanc**

**MATERIA : Impianti Termotecnici  
Prof. Cima**

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.

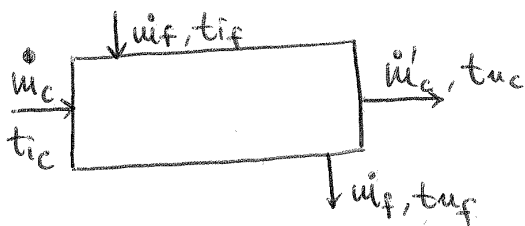
**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.  
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

# Impianti Termotecnici

## Scambiatore di calore

dispositivo che trasferisce potenza termica fra due correnti fluide a diverse temperature.

Schema unifilare



Possiamo applicare il principio di cons. dell'energia sotto le seguenti ipotesi:

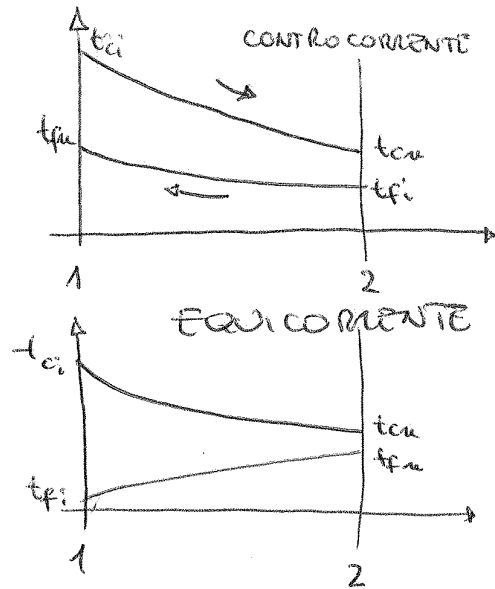
- 1) regime stazionario ( $\dot{m}_c = \dot{m}_c'$  e  $\dot{m}_f = \dot{m}_f'$ )
- 2) adiabaticità verso l'esterno ( $\dot{Q}_d = \dot{Q}_f = 0$ )
- 3) le proprietà termofisiche dei fluidi non variano attraversando lo scambiatore (in particolare non dipendono da  $T$ )
- 4) le proprietà di scambio termico sono uniformi e dipendono solo dai  $\Delta T$  e non dalle temp. assolute dai flussi (ipotesi di condotte)
- 5) scambio termico isbarico (no perdite di peso)

$$\Delta T_{m, eff} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

con

$$\begin{cases} \Delta T_1 = t_{ci} - t_{fu} \\ \Delta T_2 = t_{cu} - t_{fi} \end{cases} \text{ controcorr.}$$

$$\begin{cases} \Delta T_1 = t_{ci} - t_{fi} \\ \Delta T_2 = t_{cu} - t_{fu} \end{cases} \text{ equicorr.}$$



Queste formule possono essere adattate anche per scambiatori diversi da quelli ~~solidi~~ <sup>solidi</sup> controcorr / equicorr con l'aggiunta di un termine correttivo

FATTORE DI TEMPERATURA

$$F_t(R, S) = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1-S}{1-RS}}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}}$$

con

•  $R = \frac{T_{ci} - T_{cu}}{T_{fu} - T_{fi}}$  rapporto tra le due capacità termiche

•  $S = \frac{T_{cu} - T_{fu}}{T_{ci} - T_{fi}}$  rapporto tra uscite e ingressi

tale che

$$\dot{Q} = F_t \cdot U \cdot A \cdot \Delta T_{m, eff}$$

con

$$\dot{C}_{min} = \min \{ \dot{C}_f, \dot{C}_c \} \quad || \quad C_i = \dot{m}_i c_{p_i}$$

e

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_{min} (t_{ci} - t_{fi})} \quad \text{EFFICIENZA}$$

$\dot{Q}_{max}$

Dopo di che individua la relazione

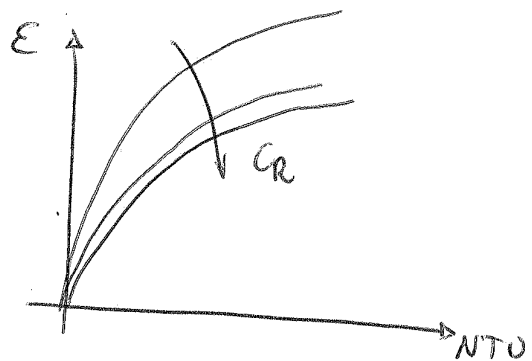
$$\epsilon = f(NTU, CR, \text{tipologia scambiatore, serie di numeri})$$

con  $CR = \frac{C_{min}}{C_{max}}$

Un esempio potrebbe essere il seguente  
(Doppio tubo controcorrente)

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-CR)]}{1 - CR \exp[-NTU(1-CR)]}$$

$$NTU = -\frac{1}{1-CR} \ln \frac{1-\epsilon}{1-CR \cdot \epsilon}$$



In particolare, per qualsiasi scambiatore ho:

- $CR = 0$  ( $C_{max} = \infty$ , comb. di fase)

$$NTU = -\ln(1-\epsilon)$$

- $CR = 1$

$$\epsilon = \frac{NTU}{NTU + 1}$$

NOTA  
metodi e confronti

- di progetto  
NTU -  $\epsilon$
- di verifica  
 $\Delta T_{m, eff}$

## Potere calorifico

66 Quantità di energia ~~scambiata~~ <sup>rilasciata</sup> da una combustione completa ed adiabatica di un'unità di massa supposto di poter riportare i prodotti nelle condizioni di riferimento

In particolare si mette in evidenza:

> combust. completa: tutto il combustibile deve ossidarsi

(no CO nei fumi, no prodotti non completamente ossidati.)

Comb. più vicino alla legge di Leibniz (BTZ, ATZ)

NOTA che durante la combust. si formano  $SO_2$  e non  $SO_3$  (intervengono umidità e scorie? asche)

> combust. adiabatica: il calore si sviluppa interamente e scaldare i prodotti della combust. (no dispersioni);

> Poiché i prodotti si troveranno a temperature superiori a quelle dei reagenti, per valutare il pot. calorifico suppongo di poter riportare questi alle condiz. iniziali di riferimento.

Questa definizione non è univoca, ma definisce diversi pot. cal., che dipendono dalle condiz. di riferimento;

- combustione isobara (caldiera),

-  $\nu$  isocore (motori otto)...

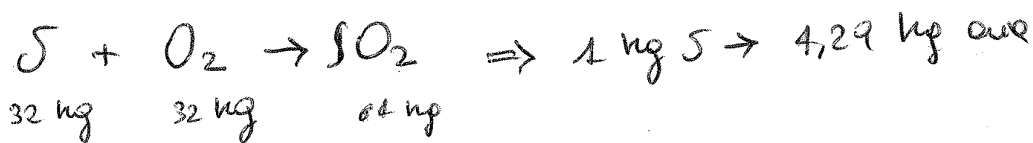
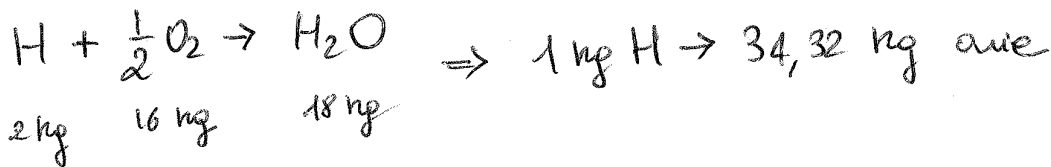
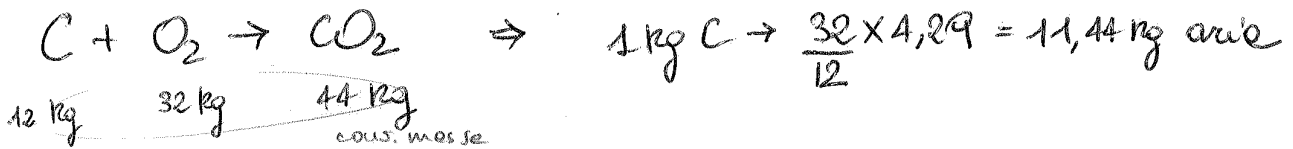
Per uniformare l tutto si fa riferimento alla condensazione dell'acqua

- POTERE CALORIFICO INFERIORE: tutta l'acqua presente in fase vapore

- POTERE CAL. SUPERIORE: l'acqua condensata, surplus energia

Come lo posso risolvere?

Dipende dalla composizione merceologica del combustibile, in particolare



Per cui, definite  $[A]$  <sup>dell'elemento</sup>  $V_{st}^A$   $A$  del combustibile

$$a_t = 11,44 [C] + 34,32 [H] + 4,29 [S] - 4,29 [O]$$

All'ora tenendo st. decomponiamo i fumi  
 teorici, le cui componenti si usano sempre delle  
 equazioni di st. ~~st. di~~

$$\begin{array}{l}
 M_{CO_2,t} = 3,67 [C] \quad | \quad \text{in kg} \quad 3,67 = 44/12 \\
 M_{H_2O,t} = 9 [H] \\
 M_{SO_2,t} = 2 [S] \\
 M_{N_2,t} = 8,77 [C] + 26,32 [H] + 3,29 [S] - 3,29 [O] + [N]
 \end{array}$$

Si definisce pure

ECESSO  
D'ARIA

$$E = \frac{M_e - a_t}{a_t}$$

Si chiama invece

INDICE  
DI ARIA

$$u = \frac{M_e}{a_t}$$

auspicabile  
 $u > 1$

Le reazioni usate in precedenza sono con modificate.

for. in esse ave

$$M_{N_2} = M_{N_2,t} + 0,768 E a_t$$

$$M_{O_2} = 0,232 E a_t$$

mentre le altre  
prende le loro  
modificano

Analizzando i fuochi posso definire attraverso correlazioni empiriche l'indice di aria con la conoscenza dell'ossigeno:

$$u = R \frac{0,21}{0,21 - y_{O_2}} \quad \text{con } y_{O_2} \text{ frazione in volume di } O_2 \text{ nei fuochi}$$

R dipende dal combustibile

oppure con le concentraz. di ossidante comb (in generale  $\approx 1$ )

$$u = R' \frac{y_{CO_2,t}}{y_{CO_2}}$$

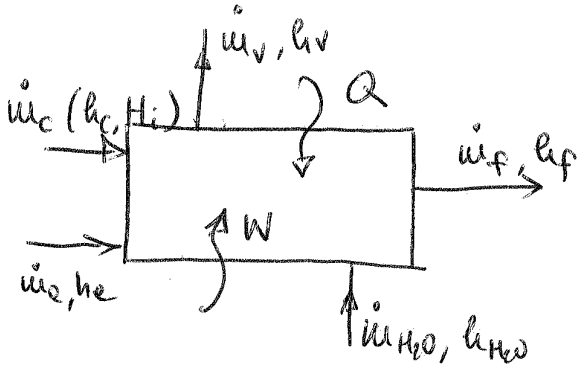
teorica

misurate

se aumenta  $M_e$ ,  $y_{CO_2}$  diminuisce, perché vero combustibile (diluito)



# Analisi termodinamica ~~della combustione~~



• eq. cons massa

$$m_c + m_e = m_f + \underbrace{m_s}_{\rightarrow \approx 0},$$

assumiamo che in regime permanente valga la relazione

$$m_c + m_e = m_f$$

• eq. cons. energie

$$\underbrace{\dot{E}} + \dot{Q} - \dot{W} = \left( \frac{dU}{dt} \right)_{rc} + (m_f h_f + m_v h_v) - (m_c [h_c + H_i] + m_e h_e + m_{H_2O} h_{H_2O})$$

ELETTRICA:  
 AUSILIARI: pompe, sistemi di controllo e  
 occorrenza delle fiamme  $\approx 0$

## NOTA

-  $T_{amb} = 20^\circ C$  con una oscillazione di  $2^\circ C$

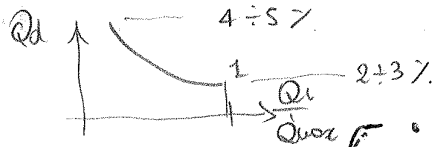
- l'approccio non può essere in funzione per più di 14 ore al giorno

che se il motore è in regime

$$\left( \frac{dU}{dt} \right)_{rc} = 0 \quad e \quad m_{H_2O} = m_v$$

$\dot{Q}_5 = \sum_i u_{ic} H_i$  POTENZA SPESA

Dopo che eliminiamo l'ipotesi di "eoloblaste" e combust. <sup>complete</sup> e quindi <sup>perdite</sup> tempo in conseguenza i seguenti termini di



$\dot{Q}_d$  POTENZA DISPERSA  $[\dot{Q}_d = \alpha A (T_w - T_e)]$

$\dot{Q}_I$  POTENZA PERSA PER INCOMBUSTI  
 ( $I_g$  gassoso e  $I_s$  solido)  $[\dot{Q}_I = \sum_j x_j u_{ic} H_{ij}]$

$\Rightarrow \dot{Q}_5 = \dot{Q}_t + \dot{Q}_c + \dot{Q}_d + \dot{Q}_I$

In termini di perdite posso scrivere

$\eta = 1 - \sum_j P_j$  ||  $P_c$   
||  $P_d$   
||  $P_I$   $\eta = \frac{Q_t}{Q_5}$

NOTE

- bruciatori possono essere ad aria atmosferica + prede portate (premiscelate) oppure ad aria soffocata (moto elicoidale  $\rightarrow$  swirl mediante palette)
- i generatori possono essere dotati di ecranizzatori, premiscelatori d'aria (iniettore)

Il tiraggio naturale assume la forma seguente

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_{\text{st}} - \underbrace{\rho_f r_{12}}_{\text{resistenza al moto (attriti)}} - \underbrace{\rho_f \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}_{\text{quote legate alle velocità dell'aria}}$$

~~Ora io devo~~  
 Ora io devo fornire un certo carico termico per equilibrare lo scambio termico e le perdite x ventilazione e mantenere cost. lo stato di benessere ( $T = 20^\circ\text{C}$ )

$$|\dot{Q}| = UA (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) + \dot{Q}_{\text{vent}} \quad \parallel \quad \text{+ calcoli envolpenti... VEDI SEGUITO nel dettaglio}$$

con U coeff di scambio termico globale

(tre casi di  $\alpha_{\text{int}} \approx 8 \text{ W/m}^2\text{K}$  lamiera  
 $\alpha_{\text{ext}} \approx 23 \text{ W/m}^2\text{K}$ )

UNI 5364-64

Questo potenza serve per alle potenze resa dell'acqua

$$\dot{Q} = \dot{w} c_p (T_{\text{in}} - T_{\text{out}}) \sim \text{circa } 10 \div 15^\circ\text{C}$$

NOTA che  $w = \dot{w} / \rho A$  dove essere compreso

tra

$$0.5 < w < 1 \quad \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

PROBLEMI RISTAGNO                      RISCHI VACUO

le rese vere fornite dal costruttore da prove normalizzate  
 con un  $\Delta T = T_{supCS} - T_{amb} = 50^\circ C$  (UNI EN 442)

{ poiché fino e nei le rese invece era riferite a  $60^\circ C$   
 si può effettuare la conversione

$$P_{50} = P_{60} \left( \frac{50}{60} \right)^n \quad \left. \begin{array}{l} n \text{ esponente} \\ \text{(fornito)} \end{array} \right\}$$

In particolare

$$P_{EN442} = P_{50} \left[ \frac{100 + f_c}{100} \right] \quad \left. \begin{array}{l} f_c \text{ fattore correttivo} \\ \text{tabulato} \end{array} \right\}$$

Dopo che è uguale

$$\dot{Q}_{cond} = P_{effettive} = P_{EN442} \left( \frac{\Delta T_{effettivo}}{50} \right)^R \quad \text{con}$$

R tabulato (UNI 10347)

I capi scaldanti li mettiamo dove ho maggiori dispersioni  
 termiche locali (finestre) in modo da  
 ridurre l'intensità dei moti convettivi e determinare  
 una compensazione termica.

In fine definisco un ~~res~~

RENDIMENTO DI  
 EMISSIONE

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{normalizzato}}{\dot{Q}_{reale}} \quad \left. \begin{array}{l} \text{potenza x temperatura} \\ \text{ambiente} \end{array} \right\} \text{ (da parte)}$$

↳ tabulato UNI 10348 (circa 0,95)

~~vari~~ diminuisce:

- aumentare  $\epsilon$  e  $T_{super}$
- aereare termicamente
- capi ostruiti....

Calcolo della potenza da fornire.

condizioni disperse.

Legge 73 (1970) → impone un limite alla dispersione di potenza e alla potenza del generatore ausiliario  
 Legge 10 (1991) sul dispendio energetico

Approccio sistemico all'edificio - impianti:

1)  $C_d < C_{d\text{lim}}$  coeff. di dispersione max.  
 tiene conto dell'ubicazione e delle caratteristiche geometriche (zone climatiche)

Steppe di riscaldamento imposte.

2)  $P_p < P_n < P_{n\text{max}}$   
 (minimo che garantisce a 20°C crescita diretta dispendio)

3)  $FEN < FEN_{\text{lim}}$  (fabbricato energetico normalizzato)

Decreti attuativi → (1993?)

2005 per fare i calcoli (attualizzati)

2002 si muove la politica per promuovere il rendimento energetico

Alle legge 10 seguono

Dlgs 192 - 2005 (risponde alle direttive europee)

Dlgs 311 - 2006

— un po' di stona —

$$Q_H = Q_{tr} + Q_{ve} \quad \begin{array}{l} \text{scambio di opuri} \\ \text{sono termici} \end{array}$$

Per cui il fabbisogno globale di un'abitazione sarà uguale a

$$FABBI SOGNO = \sum_i Q_{H_i} + \text{appati gratuiti}$$

$$\Rightarrow Q_{int} = \sum_k \phi_{int k} \cdot t + \sum_j (1-b_j) \phi_{int j} \cdot t$$

fabbrico concreto

potenze fornite da serpente di calore interne
intere e locali riscaldati adiacenti alle zone termice

$$\Rightarrow Q_{sol} = \sum_k \phi_{sol k} \cdot t + \sum_j (1-b_j) \phi_{sol j} \cdot t$$

dove

$$\phi_{sol k} = \underbrace{F_{sh k}}_{\text{fattore di riduzione di Shlob}} \underbrace{A_{sol k}}_{\text{Area vetro}} \underbrace{I_{sol k}}_{\text{irradiazione solare}} \left( \frac{W}{m^2} \right)$$

NOTA

Stiamo analizzando il fenomeno come stazionario, Ma ~~le~~ <sup>i parametri</sup> ~~anche~~ sono in realtà variabili.

Per cui devo definire un fattore che mi tenga conto delle variazioni degli appati endogeni gratuiti.

Def.

FATTORE UTILIZZAZIONE APPORTI GRATUITI

$$\eta_H = \frac{1 - \gamma_H^{\alpha_H}}{1 - \gamma_H^{\alpha_H + 1}} \quad \text{con} \quad \gamma_H = \frac{Q_H}{Q_{int} + Q_{sol}}$$

E' anche, arrivando alla generazione

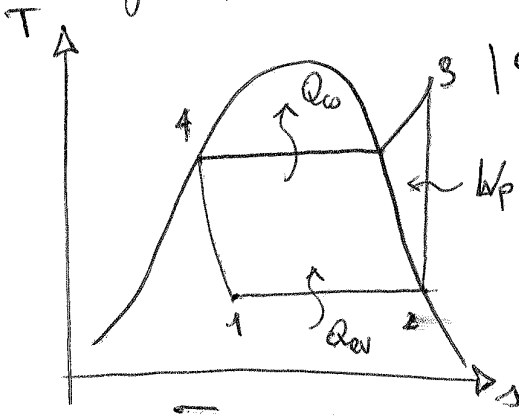
$$Q_{g, in} = Q_{g, out} + Q_{g, ist} - K_p W_g$$

$Q_{g, in} = Q_{dis, in}$

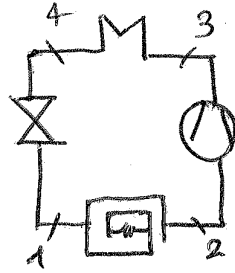
$K_p W_g$  recupero.

$Q_{g, ist}$  perdita al carico e disp. vortello

→ Pongo quindi delle modifiche in questo modo



è un scambiatore composto da desurriscaldatore e un condensatore



velocità di  
laminazione ⇒  
reflexione

mi provoca  
me cadute  
di pressione  
(e non mi fornisce  
lavoro, me  
sarebbe cup stato  
pes)

### fluido frigorifero

Deve essere diffuso ed economico, atossico  
(viene spesso nel campo dell'industr. alimentare) e  
soddisfare me due di proprietà termodinamiche:

- deve cambiare di stato nelle condiz.  
di lavoro

(ad oggi esistono anche dei cicli "transcritici")

$CO_2$  → pt critico  $v$  e  $t_{amb}$

→ essere senza cambiamenti di stato,  
de vap e gas)

- pressione evaporazione  $v$   $P_{amb}$

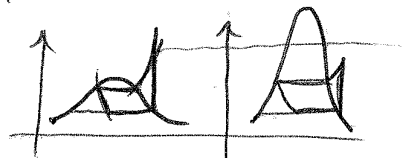
(in generale si lavora in leggera

depressione → il fluido non contiene amb  
aere

sovrapressione → sollevando le pompe.

- due aree delle opportune curve

atmiche, in particolare per punto rigore  
il punto di fine compressione





Ma si utilizzano anche

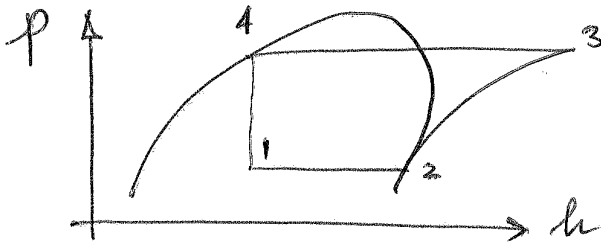
NH<sub>3</sub> (ammmoniaca)

CO<sub>2</sub> → pulchro ha un GWP alto

indicatori prestazionali

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{W_p} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_3 - h_2)}$$

Grafico dei frigoriferi



NOTA  
frigo ≡ Real  
(frigorifero)

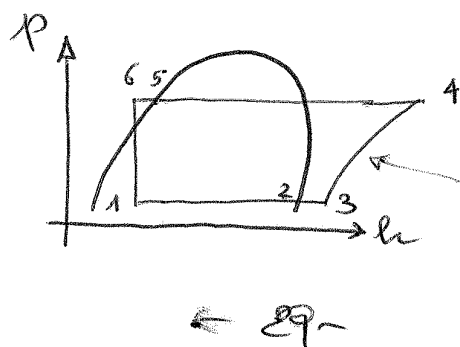
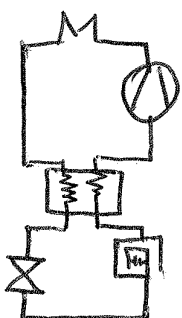
Definisce inoltre

$$\text{effetto frigorifero specifico} = \frac{\text{potenza esportata}}{\text{unità di massa}} = h_2 - h_1$$

→ È importante sapere che il costo del frigorifero è esorbitante per lo stagionale maggiormente del compressore

→ ve salvaguardato. In particolare deve evitare che il pt 2 scade e finire sotto le curve limite

RIGENERAZIONE



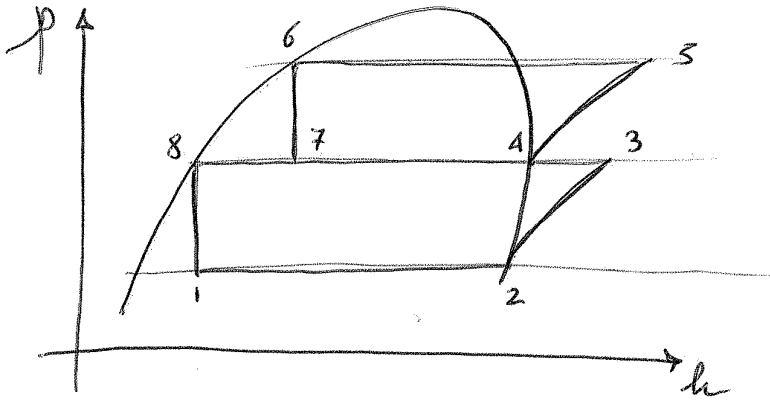
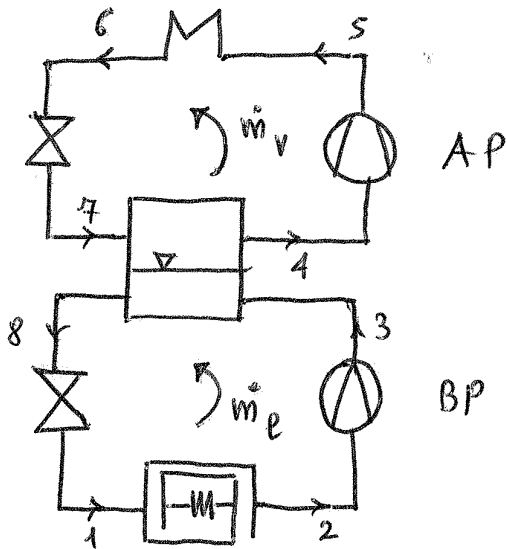
In questo modo

- ho aumentato l'effetto utile

$$h_3 - h_{1'} > h_2 - h_1$$

- poiché le isoentropiche sono divergenti ho aumentato la spesa al compressore  $W_p$  in maniera rilevante

(solitamente  $COP' < COP$ )



con separatore medio o

FLASH CHAMBER:

diroscopie fisseravate  
 un circuito ad  
 alta pressione  
 e uno a  
 bassa presia

nel contenitore si verificano  
 fenomeni di condensazione / evaporazione  
 istantanea tale che le fasi di  
 liquido e di vap. siano in equilibrio  
 (ipotesi)  
 / detti dalle  
 P<sub>2</sub> tens. sup.

Il punto cruciale chiaramente sta nel dimensionare  
 opportunamente il separatore -> che deve soddisfare  
 entrambi i circuiti.

eq. cons. energia (hp di adiabaticità)

$$\dot{m}_e h_3 + \dot{m}_v h_7 = \dot{m}_e h_8 + \dot{m}_v h_4$$

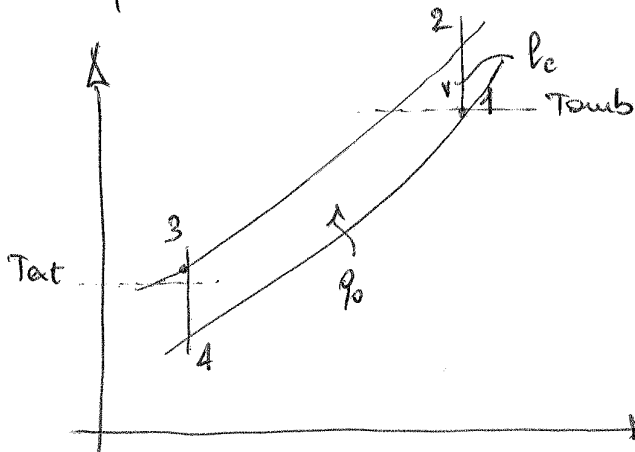
$$\Rightarrow \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_e} = \frac{h_4 - h_7}{h_3 - h_8}$$

Da cui

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{AP} + W_{BP}} = \frac{(h_2 - h_1) \dot{m}_e}{\dot{m}_e (h_3 - h_2) + \dot{m}_v (h_5 - h_4)}$$

$$= \frac{h_2 - h_1}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \cdot \frac{(h_4 - h_7)}{(h_3 - h_8)}}$$

Il principio su cui si basano queste macchine è quello del ciclo ~~TOUTE~~ INVERSO



$$COP = \frac{|q_0|}{l_c} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}$$

$\Delta h = c_p \Delta T$   
 (quando è liquido?)  
 - GAS  
 - VAPORE SURRISCALDATO

$$= \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1$$

~~per cui si nota che il rapporto di compressione è~~

Vale le regole del modello in voce per cui

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = f^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \text{ con } f \text{ RAPPORTO DI COMPR. BAROMETR}$$

- ipotesi di gas ideale
- ipotesi di esothermicità compr.  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

Per cui

$$COP = \frac{1}{f^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}$$

NOTA

→ se  $f$  alto  $\Rightarrow$  COP diminuisce

→ se  $f$  bassi, e perite di effetto altre due avere grande portata. (PERCHÉ?)

ASS: nell'assorbitore il fluido diventa  
 il soluto della soluzione  
 che passa nella pompa

GEN: la soluzione viene scissa per  
 distillazione (colonne e piatti)  
 e la soluzione impoverita  
 (no solvente propriamente in piombo  
 $\gamma_{\text{dist}} < 1$ ) viene mandata  
 all'evaporatore

→ si ricorda ai diagrammi di

BOSNJAKOVIC

> Preselezioni energetiche

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_p + W_p} \approx \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_g}$$

Avremo, sotto l'ipotesi che ogni processo sia reversibile

~~o~~ - eq. 1pt ( $\Delta E = 0$ )

$$\dot{Q}_0 + \dot{Q}_g = \dot{Q}_a + \dot{Q}_c$$

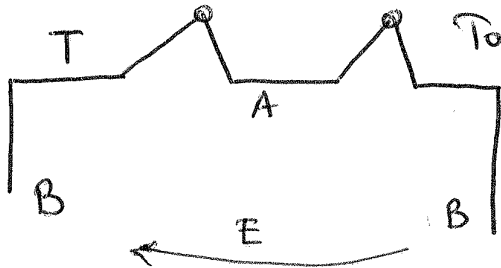
- eq bilancio entropico ( $\Delta S = 0$ )

$$\frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \frac{\dot{Q}_g}{T_g} = \frac{|\dot{Q}_a| + |\dot{Q}_c|}{T_e}$$

Mecc.

# AD EFFETTO TERMOELETTRICO

Se il circuito:



Allora si genera una tensione pari a

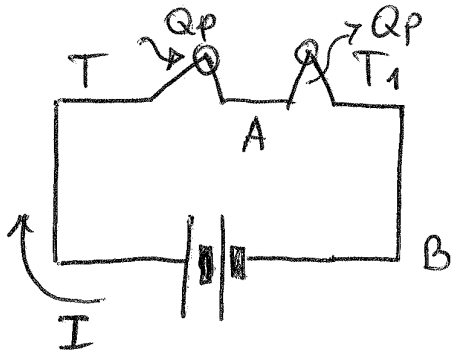
$$E = \alpha_{AB} (T - T_0) \quad \left| \begin{array}{l} \text{EFFETTO SEEBECK} \\ \text{(cubiocato x empa)} \\ \text{nelle termocoppie:} \\ \text{- misur. } E \\ \text{- ho } T_0 \text{ di rif} \\ \Rightarrow \text{ricav. } T \end{array} \right.$$

dove

$$\alpha_{AB} = \alpha_B - \alpha_A,$$

$\alpha_i$  prop. dirette dei materiali

Ora se costruiamo un circuito tale che:



In base a dimostrazioni quantitative, cui esse base sta il principio che, avendo A e B due bande di conduzione diverse, si necessita una certa quantità di energia ( $Q_p$ ) per superare il gap energetico, ottego:

$$\dot{Q}_p = \Pi_{AB} I = \alpha_{AB} T \cdot I$$

con  $\Pi_{AB}$  coeff. di Peltier

con

- $R$  coeff di scambio termico condotto equivalente

- la regione del  $Q_s$  è che consista in tutte eppoi che le perdite x eff Joule si dividono equivalentemente tra grata fredo e GC.

Per quanto riguarda la potenza elettrica da fornire  $P_{el}$  deve consistere che la ddp deve vincere  $R_p$  e l'effetto Seebeck

$$\Delta V = \alpha_{AB} (T_1 - T_0) + RI$$

ovvero

$$P_{el} = \alpha_{AB} I (T_1 - T_0) + RI^2 \quad | \quad P_{el} = \Delta V I$$

Infine

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} = \frac{\alpha_{AB} T_0 I - R(T_1 - T_0) - 0,5 RI^2}{\alpha_{AB} I (T_1 - T_0) + RI^2}$$

NOTA

$R$  e  $R$  esprimono le irreversibilità del processo.  
 Regolarmente, se  $R \rightarrow 0$  e  $R \rightarrow 0$

$$COP \rightarrow \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (COP_{Carnot})$$

me ottengo che

$$e I(\text{COP}_{\text{max}}) = \frac{\alpha_{AB} (T_1 - T_0)}{R(\sqrt{1+2T_m} - 1)}$$

Per cui, in definitiva

$$I(\dot{Q}_{\text{max}}) \neq I(\text{COP}_{\text{max}})$$

⇒ due individua il miglior compromesso.

In realtà ed oggi, queste tecnologie comportano grandi spese (oltre  $T$ ) e fronte di bassi effetti utili (anche se non ci sono parti in movimento...)

Si sta pensando di recuperare i consumi termici (gas scarsi, frenature...) per alimentare le auto...

NOTA

Le pompe di calore funzionano esattamente allo stesso modo delle macchine a vapore, come solo l'effetto utile

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{W_p} \quad \text{Come inconveniente hanno il fatto che } T_0 \text{ non è costante.}$$

re più costante possibile

In particolare se

$T_{\text{min ext}} \approx T_{\text{sup. fluido}}$  la macchina non funziona.

In realtà è più ingombrante e'

UMIDITÀ  
RELATIVA

$$\varphi = \frac{m_v}{m_{vs}} \Big|_T = \frac{p_v}{p_{vs}} \Big|_T$$

vs vapore  
secco

Per calcolare l'entalpia posso fare le seguenti considerazioni

→ mi riferisco all'aria umida

$$H = H_e + H_v$$

~~Nota da (altro)~~

→ mi riferisco alle sole due specie  $H_e$  e  $H_v$

$$h_{t+x} = (c_{pe} T) + x (c_{pv} T + h_0) \quad | \quad H = m_e h_{t+x}$$

aria = gas  
perfetto

(calore di  
evaporazione / condensazione  
a 0°C)  $2500 \frac{kJ}{kg}$   
[ATTENTE]

MOLLIER che solitamente delle ~~graf~~ rappresentazioni grafiche delle miscelate aria-vapore:

(costano anche i diagrammi Camer...)

con  $t$  in °C  $h = t + x(1,9t + 2500)$

NOTA

Secondo le regole delle ~~varie~~ fasi di Gibbs per descrivere questo stato termodinamico occorrebbero  $n$  fasi

$$r = n - f + 2 = 2 - 1 + 2 = 3 \text{ variabili}$$

comp.  
insip.  
del  
sistema

per definire il sistema



ov

$x_f \approx -0,53$ . Poiché solitamente si parla di titoli dell'ordine di  $x = \frac{50 \text{ g vap}}{1 \text{ kg aere}} = 0,05$  (umidità).

$x_f$  è sufficientemente lontano

$\Rightarrow$  le T possono essere considerate con buone approssimazioni "e orizzontali".

$\rightarrow$  determino isople

mi viene in mente tutto  $\varphi^1 = 1$ .

Prendo una T'  $\rightarrow$  e cui corrisponde  $p_{\text{vapor}}|_{T'}$

che noto

$$p_{\text{vapor}} \xrightarrow{\varphi^1=1} x^1 = 0,622 \frac{\varphi p_{\text{vapor}}}{p - \varphi p_{\text{vapor}}} \rightarrow h^1 = c_{pe} T' + x^1 (c_{pv} T' + h_{f0})$$

(definito un punto)

E poi lo faccio per un certo numero di T'', T''' ...

$\Rightarrow$  defluisco le curve  $\varphi^1 = 1$

Dopo di che fisso quelli  $\varphi''$ ,  $\varphi'''$  e procedo in modo analogo

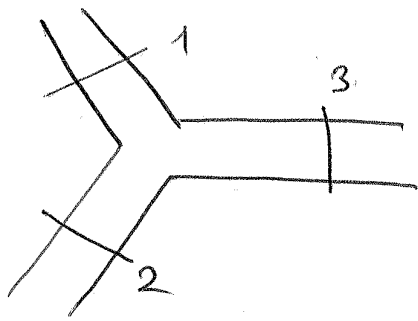
• Con questo diagramma devo ricordare che

p è fissa  $\rightarrow$  non può espandere né comprimere l'aria in alcun modo

(secondo le ipotesi)

$\Rightarrow$  posso RISCALDARE & RAFFREDDARE  
UMIDIFICARE & DEUMIDIFICARE

# MISCELAZIONE



stati 1 e 2 noti

$T_i, h_i, s_i$  e  $U_i$

Applico  $\rightarrow$  eq. cons. massa due scie

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad [1]$$

$\rightarrow$  eq. cons. energia

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 \quad [2]$$

Supponendo che per effetto della miscela. non si abbia condensazione posso applicare

$\rightarrow$  eq. cons. massa e pte

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_2 x_2 \quad [3]$$

questo è rigorosamente vero solo se

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{U_3}{U_2}$$

(regime stazionario, il tempo di residenza delle masse è pari a quello delle velocità del fluido?);

$\Rightarrow$  Allora posso dire che

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 \quad (1+2)$$

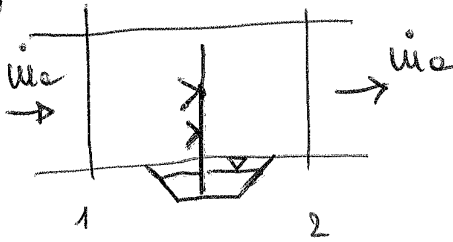
ovvero

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

e analogamente da (1+3)

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{x_2 - x_3}{x_3 - x_1}$$

②



Posso pensare di disperdere poco d'acqua liquida nel flusso d'aria

~~il processo è un processo isoperitro~~

> eq. cons. acqua

$$u_{ie} h_1 = u_{ie} h_2 + u_{ie} \cdot h_e$$

> eq. cons. massa vapore

$$u_{ie} = u_{ie} (x_2 - x_1)$$

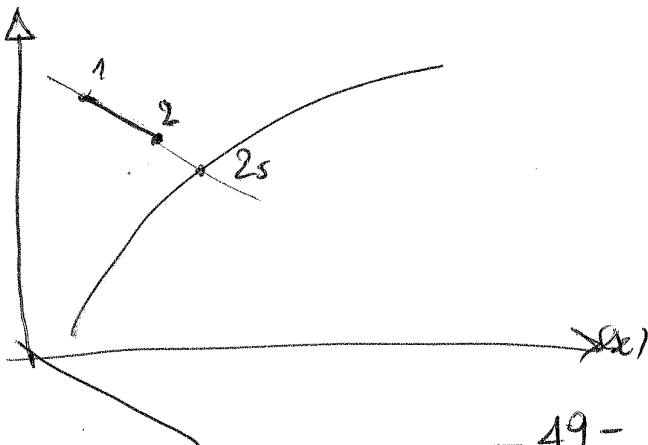
$$\Rightarrow u_{ie} (x_2 - x_1) \rho_{T_{H_2O}} = u_{ie} (h_2 - h_1)$$

$\rightarrow h_2 \approx h_1$  processo isoperitro

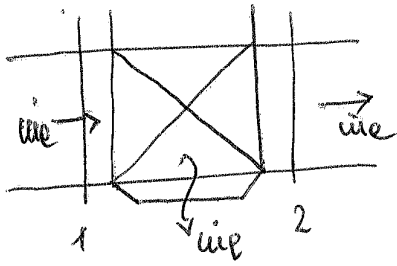
Questo processo prende il nome di "umidificazione adiabatica", in quanto non c'è scambio di calore, il calore per far evaporare l'acqua da soluzione è preso dall'aria

$\rightarrow$  l'acqua cambia di stato ma non modifica la sua  $T$  (calore latente)

$\rightarrow$  l'aria diminuisce la sua temperatura (calore sensibile)



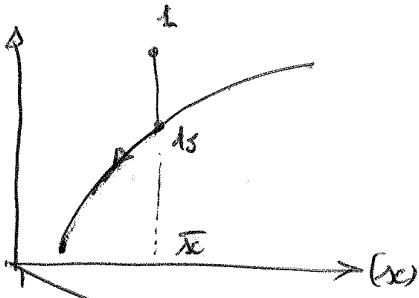
## DEUMIDIFICAZIONE



Di fatto utilizzo uno per scambiatore freddo ~~freddo~~ e l'altro il vapore alle temperature di rugiada

$T_{15}$

(Caratteristiche di tutti gli stati con  $x = \bar{x}$ )



Le soluzioni che otteniamo è di questo tipo. (v. grafico) se suppongo che tutto il fluido modifichi la propria temperatura omogeneamente. Questa ipotesi non è ragionevole.

Anche se non siamo in grado di risolvere contemporaneamente il trasporto delle masse e dell'energia, possiamo tuttavia cercare di costruire un modello approssimativo facendo le seguenti ipotesi:

- temperature sup. freddo scambiatore circa uniforme (e cioè pari a quella del fluido che vi circola all'interno);
- ogni particella che ~~viene~~ <sup>con</sup> la massa infinitesimale che entra in contatto con la sup. fredda si porta istantaneamente e saturazione alla  $T$  della sup. fredda
- la parte che non entra in contatto non modifica il proprio stato termodinamico

~~Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 53 di 136~~

Poiché le due quote ~~non~~ si hanno e diverso stato termodinamico

→ suppongo che vi miscelino.

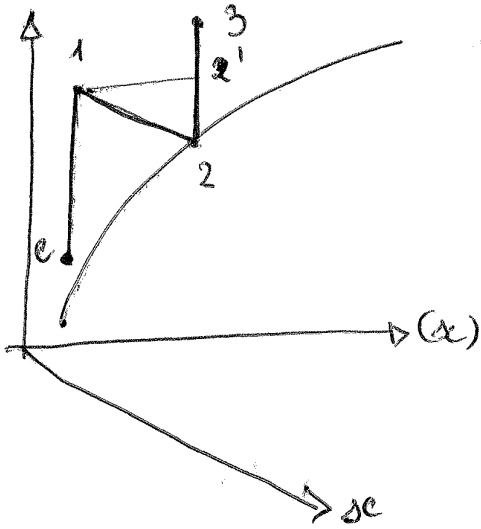
# UTA unità di trattamento aria

condiz. invernale

Condizioni esterne

- se umid. specifica bassa
- $\phi$  umid. relative alta
- T basse

Neutre le mie condiz. di confort sono note, posso pensare ad un ciclo su questo grafico:

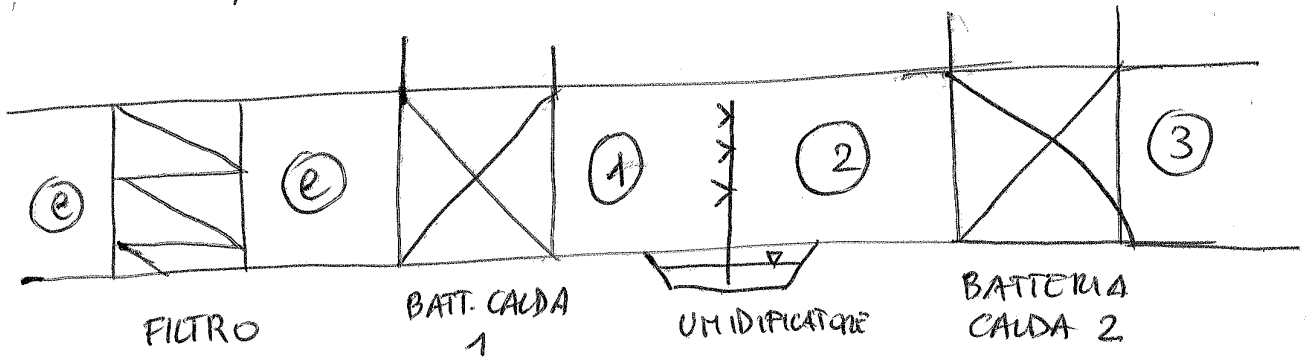


$e \rightarrow 1$   
riscaldamento aria, ma la  $\phi$  diventa troppo bassa

$1 \rightarrow 2$  ( $2' \rightarrow$  invez. di vapore)  
umidif. adiab.  $\phi$  cresce, ma la T diminuisce notevolmente

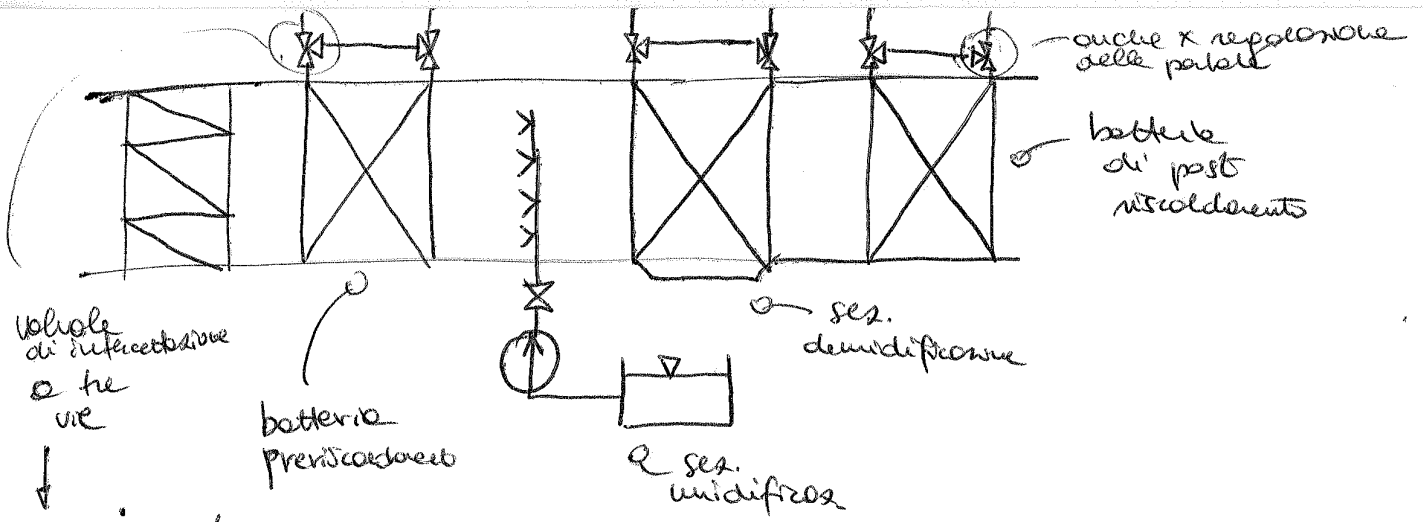
$2 \rightarrow 3$   
ulteriore raff. riscaldamento per portarmi in temperatura.

Il mio impianto è schematizzato come segue:



se ausiliario umidificatore adiab. inserisco un generatore di vapore avrei il vantaggio di non diminuire la temperatura

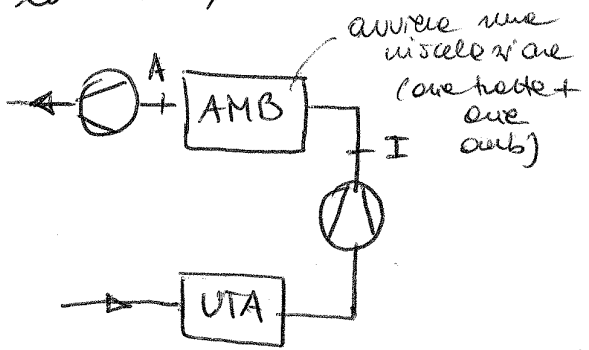
$\rightarrow$  vantaggio in questo senso, devo valutare se le generos. vapore è troppo oneroso oppure no.



In questo caso impianti complessi le prime 3 sezioni sono posizionate in una centrale, e le batterie di post-riscaldamento alle bozze di mandata.

A questo punto devo avere dei scatti per dimensionare l'impianto:

Quindi, dato lo schema, possiamo fare le seguenti considerazioni:



es. cons. energia

$$Q_{tot} = \dot{m}_e (h_A - h_I) \text{ - regime}$$

Quest'equazione presuppone che

$\dot{m}_e \text{ entrante} = \dot{m}_e \text{ uscente}$ . Questo non è vero negli ambienti in cui voglio mantenere un ambiente pressurizzato (sole macchine, sole operatori...)

operazioni costose

esiste una relazione di questo tipo

$$\dot{V} = C(\Delta P)^n$$

- C permeabilità locale (trete cotto di spessore e perdugli)
- n esponente empirico

L'infanz. sulle portate le usate de

$$Q_5 \approx m_e \cdot C_p \cdot (T_A - T_E)$$

un po' indefinito: variazioni medie di comp. variazioni

che se  $\Delta T$  è piccolo  $\rightarrow m_e$  è grande, perché  $Q_5$  è fisso. Questo crea dei problemi per i condotti.

D'altro canto se  $\Delta T$  è grande, ottengo piccole portate molto calde  $\rightarrow$  disagi locali.

Esiste per cui è presto problema me regole di progettazione tale che

$$\Delta T_{min} \leq |T_A - T_E| \leq \Delta T_{max}$$

anche con le stoppioni.

$\rightarrow$  Come andrebbe poi fatto un discorso sulla qualità dell'aria, in particolare sulle cariche ottimali di

$CO_2$ , TOC (total organic compound)

Ma se il concetto di

RICAMBIO -  
ORA

$$n = \frac{\text{num. volumi aria ambiente}}{\text{ora}}$$

(95 stanze normali, 2 cucine, 2 bagni)

De cui poi

$$m_e = \rho_a V_e \cdot n$$

(anche pesato sulle  
-57- fiamme su volume /  $n \approx 1,2 \text{ kg/m}^3$  e  $20^\circ C$ )

De noi meus organismi de genero colore per cui

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{sc} + \dot{Q}_p \quad \text{dove}$$

$$\dot{Q}_{sc} = - \underbrace{|K|}_{\substack{\text{cond} \\ \text{no} \\ \text{trascurabile}}} - \underbrace{|C|}_{\text{conv}} - \underbrace{|R|}_{\text{irr}}$$

$$\dot{Q}_p = M \text{ (metabolismo)}$$

basale (includendo  
semivolontario  
attività)

in pure approx

$$M_{sp} = 70 \frac{W}{m^2} \text{ con } \uparrow \text{ mese in kg}$$

$$A_b = \underbrace{R}_{\substack{\text{sup.} \\ \text{corpore}}} \frac{h}{T} \frac{n}{m^2} \frac{1}{p} \quad (n \leq 1 m^2)$$

altezza in metri

Per cui abbiamo

$$M - |K| - |R| - \dot{E}_d - \dot{E}_{sw} - (C_v + E_v) = \left( \frac{dU}{dt} \right)_{vc}$$

evoluzione energia nel nostro organismo

Condizione necessaria (non sufficiente)  
e definire il benessere e'

$$\left( \frac{dU}{dt} \right)_{vc} = 0$$

stati che garantiscono la sopravvivenza



-3 -2 -1 0 1 2 3

molto freddo → moderat. freddo → moderat. freddo → neutro → ...

Obiettivo di definire di esemplare gli stati  
 e cui giudizio è 0 (neutro) ricorrendo  
 dei dati statistici su

- T pelle
- E sudorazione

In particolare

$$\begin{aligned} E_{sw} &= 0,42 (M - 58,15) \\ T_{sk} &= 35,7 - 0,0275M \end{aligned}$$

sostituisco nella relazione dei prestiti complessivo:

$$M - E_d^* - E_{sw}^* (E_c + C_v) - |K|^* - |R|^* = L$$

dove \* → termini in cui lo fatto  
 o sostituisce

L → sbilancio eventuale  
 (se 0 → L=0)

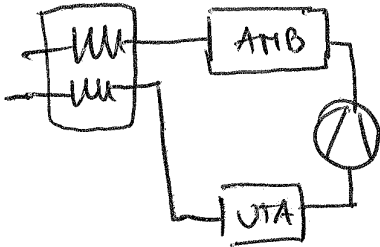
che dico che in base al carico ottenuto  
 risolvendo i dati relativi e le opportune sostituzioni  
 definisco  
 il

VOTO MEDIO PRELUSTO

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036M) + 0,028] L$$

o Recupero colore aria ambiente

Per aumentare l'efficienza del mio impianto VTA posso pensare di inserire un RECUPERATORE DI CALORE.



necessità  
Caso di  
grandi  
volumi

Quest'operazione può comportare una serie di problematiche:

- scambiatore gas-gas:  
resistenza termica elevata.

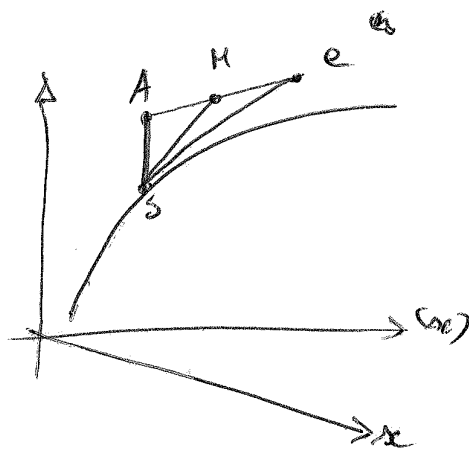
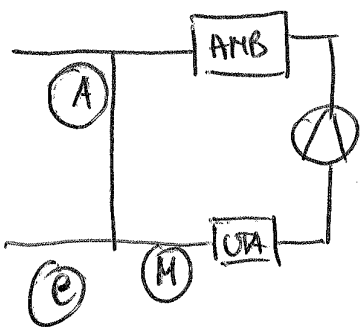
Posso pensare di costruire dei circuiti di notevole incoerenza, rotanti (whorl) in modo da aumentare notevolmente l'area di scambio.

Potrebbe esserci anche uno scambio di vapore (interrup. anche nell'umidità)

Il problema sta nell'interfaccia tra le superfici:

- intermittenza di scambio
- periodo di accelerazione...

Un metodo più economico è costituito dal RICIRCOLO



È chiaro che il ricircolo ha dei pesanti vincoli  
\* pesante uguale la qualità d'aria dell'ambiente

(non è possibile farlo per altre applicaz. come sale inonda e operazioni, per esempio).

## pressione

- > CLASSE I - basse pressione :  
max some pressione x vincere e resistere di carico  
200 Pa
- > CLASSE II - medie pr:  
~ 1700 Pa
- > CLASSE III - alte p  
~ 3000 Pa

## tenute

- > CLASSE A :  $f_{max} = 0,027 \cdot 10^{-3} P_{SN}^{0,65}$

### definito

$$f = q/A \text{ con } q \text{ portata (in volume?)}$$

A area della sezione?

$P_{MS}$  = valore medio di pressione in  
min e max pressione statica  
(misurate nelle prove di tenuta)

Stiprende approssimazione degli condotti,  
le tenuta sono cip foli de non alterare  
le condizioni termopneumatiche

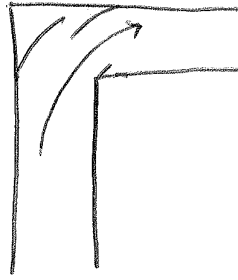
- > CLASSE B :  $f_{max} = 0,009 \cdot 10^{-3} P_{SN}^{0,65}$

### Ambienti sterili

- > CLASSE C :  $f_{max} = 0,003 \cdot 10^{-3} P_{SN}^{0,65}$

Ambienti ad alta contaminaz. nucleare  
cobaltici di trattamento rifiuti tossici e radioattivi...

Le cure e impolo vito in particolare necessitano di opportuni deflettori.



costosi,  
problemi di  
tenacità...

> Riduzioni di sezione

(memore in pratica le reti sono perlopiù reti "ad albero" → parti che trattate e più aumenti)

- connessioni coniche x tubi circolari;
- riduzioni ad hoc per le sez. rettangolari (buone note riduce solo per una diff. minore di 2M).
- connessioni circolari-rettangolari, (elementi specifici, si utilizzano per una voce sull'area totale minore del 20%).

> oggetti membranamente inseriti all'interno  
→ profilo aerodinamico

> ventolatore che sopprime alle cadute di pressione (diminuisce quindi sul raso + sfaruto → squilibri termici di replee, per esempio ottiene suade di replee).

> problemi del fuoco

→ suade teglie fuoco (clorure e tenti in caso di incendio) autoriscaldante (punti con patelle di spessore del componente alluri)

> alluminio

Facile di trasporto  
alto costo

> plastica (cloruro di vinile, polietilene)

leggero, facile di trasporto

- alto costo
- inerte
- non resiste al fuoco

> pannelli prefabbricati

o polimerici = unitati gradualmente per elementi dell'impasto (inerti, carichi speciali, addensanti...)

Rinforzati con strati di calce e fibre minerali (map. strutturali) e rivestiti in alluminio (x evitare che calce tocchi le fibre)

> flessibili in alluminio

perdite di carico erano, non resiste al fuoco nulla.

o polimerici + vetroresina:  
ben rifiniti, buona potenza  
coibente, leggeri...

problemi in slancio del  
basso tenore del

~~> pannelli di alluminio + polimerici  
polimerici + vetroresina~~

problemi del  
tenore

Dimensionamento reti aere

1) A PERDITA DI CARICO COSTANTE

$$\frac{\Delta p_d}{L} = \text{cost} \left( \frac{\Delta p_{ol}}{L_{op}} = \frac{f_B}{D} \rho \frac{W^2}{2} \right) \quad \text{basse velocità}$$

Impasto  $W$  x inerte.  $L$  + perdite localizzate ( $\Delta p_e = \beta \frac{W^2}{2}$ )

Consumo  $W$  patate x inerte

⇒ noto  $\rho$  acqua  $\Delta$  inerte

1) Si consideri un tubo di acciaio di diametro esterno  $d_e = 11,4$  cm e diametro interno  $d_i = 9,7$  cm. Se all'esterno del tubo scorre acqua con coefficiente di convezione  $\alpha_e = 2000$  kcal/m<sup>2</sup>h°C ed all'interno il tubo è lambito da gas caldi con coefficiente di convezione  $\alpha_i = 40$  kcal/m<sup>2</sup>h°C, calcolare i coefficienti di trasmissione globale  $K_e$  e  $K_i$  riferiti rispettivamente alla superficie esterna ed alla superficie interna del tubo. Si assuma per l'acciaio con conduttività termica  $\lambda = 50$  kcal/mh°C.

2) In uno scambiatore di calore a doppio tubo il fluido freddo entra ad una temperatura di 50 °C ed esce ad una temperatura di 260 °C; il fluido caldo entra a 480 °C ed esce a 315 °C.

Si determini la differenza di temperatura logaritmica media nei due casi di disposizione in-equicorrente ed in controcorrente.

3) In un impianto di prodotti alimentari, una soluzione di salamoia viene riscaldata da -12 °C a -7 °C in uno scambiatore di calore a doppio tubo mediante acqua che entra a 32 °C ed esce a 21 °C, con una portata in massa di 10 kg/min.

Sapendo che il coefficiente globale di scambio termico vale 860 W/m<sup>2</sup>/K, determinare l'area della superficie di scambio nei due casi di disposizione in equicorrente ed in controcorrente.

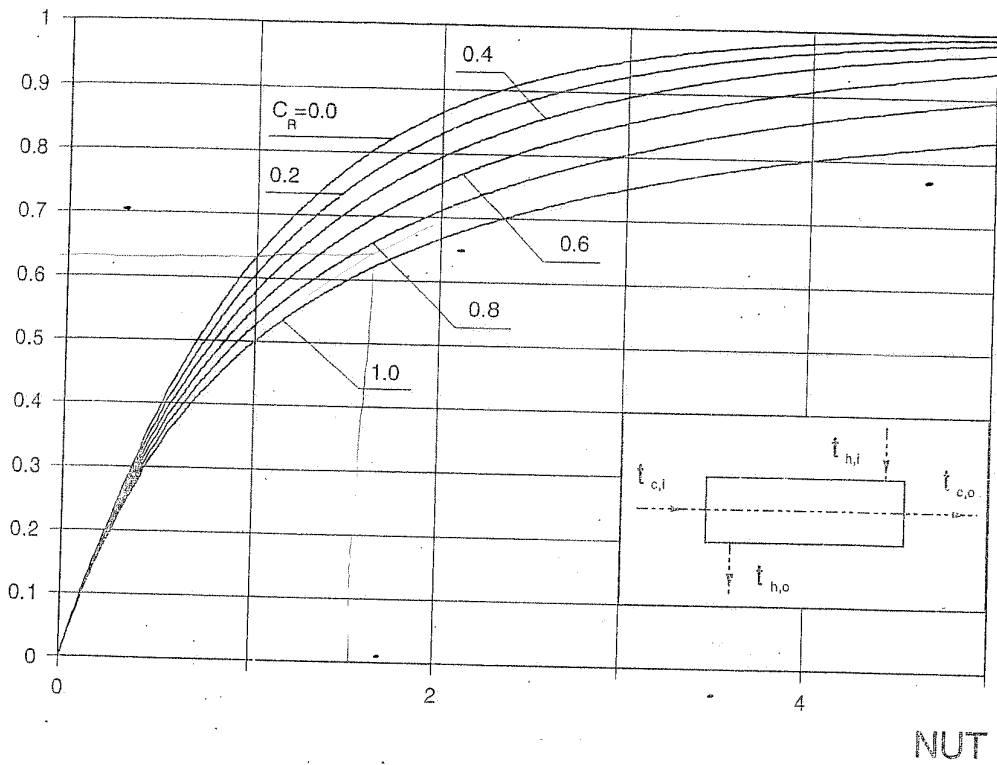
4) Una portata di 0.75 kg/s di acqua a 40 °C entra in uno scambiatore di calore a doppio tubo funzionante in controcorrente, all'interno del quale viene riscaldata utilizzando una portata di 1.5 kg/s di olio caldo, avente un calore specifico di 1883 J/kg/K, che entra nello scambiatore a ~~105~~ 115 °C.

Determinare il flusso totale scambiato, e le temperature di uscita dei due fluidi, sapendo che il coefficiente globale di scambio termico vale 340 W/m<sup>2</sup>/K e che l'area della superficie di scambio è di 13 m<sup>2</sup>.

E - 2

## DOPPIO TUBO (Controcorrente)

Eps



$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 - C_R)]}{1 - C_R \cdot \exp[-NUT \cdot (1 - C_R)]}$$

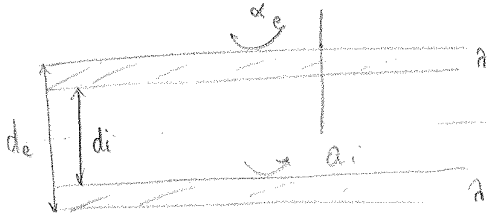
$$NUT = -\frac{1}{1 - C_R} \cdot \ln \frac{1 - \epsilon}{1 - C_R \cdot \epsilon}$$

Nel caso in cui  $C_R = 1$  le relazioni precedenti si riducono alle

$$\epsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad NUT = \frac{\epsilon}{1 - \epsilon}$$

Cima  
Esercitazione 1

1)



Dati:  $d_e = 11,4 \text{ cm}$   $\lambda = 50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$   
 $d_i = 9,7 \text{ cm}$   
 $\alpha_e = 2000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$   
 $\alpha_i = 40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

Determinare

$K_e$  e  $K_i$

Svolgimento

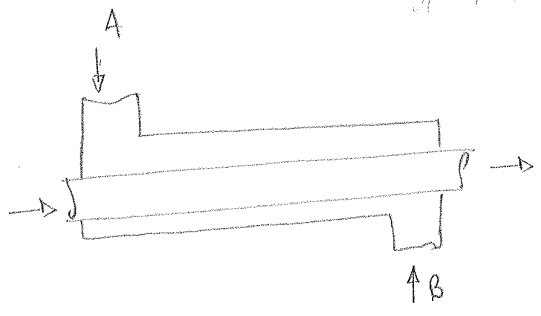
$$K_e A_e = \left( \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi L \lambda} + \frac{1}{\alpha_e A_e} \right)^{-1} \Rightarrow K_e = \left( \frac{1}{\alpha_i \frac{A_i}{A_e}} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi L \lambda} + \frac{1}{\alpha_e} \right)^{-1}$$

$$K_e = \left( \frac{1}{40 \frac{9,7}{11,4}} + \frac{\ln(11,4/9,7)}{2\pi \cdot 1,16 \cdot 50} + \frac{1}{2000} \right)^{-1} = 38,67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

o.e.  $K_e A_e = K_i A_i$

$$K_i = \frac{K_e A_e}{A_i} = K_e \frac{d_e}{d_i} = 45,45 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

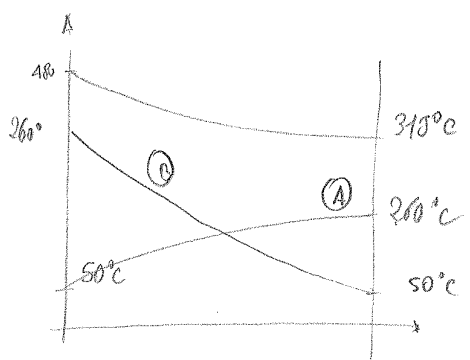
2)



$t_{f,i} = 50^\circ\text{C}$   
 $t_{f,u} = 260^\circ\text{C}$   
 $t_{c,i} = 480^\circ\text{C}$   
 $t_{c,u} = 315^\circ\text{C}$

Determinare

$\Delta T_{m, \log}$  EQUICORRENTE,  $\Delta T_{m, \log}$  CONTROCORRENTE



EQUICORR.

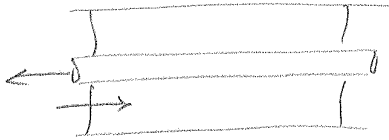
$$\Delta T_{m, \log} = \frac{430 - 55}{\ln\left(\frac{430}{55}\right)} = 182,35^\circ\text{C}$$

CONTR.

$$\Delta T_{m, \log} = \frac{220 - 265}{\ln\left(\frac{220}{265}\right)} = 241,80^\circ\text{C}$$



Δ



$$\begin{aligned} \dot{m}_w &= 0,95 \text{ kg/s} & K &= 340 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \\ t_{f,i} &= 40^\circ \text{C} & A &= 13 \text{ m}^2 \\ \dot{m}'_{olio} &= 1,5 \text{ kg/s} \\ c_{p,olio} &= 1883 \text{ J/kgK} \\ t_{c,i} &= 115^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Determinare

$\phi$ ,  $t_{f,u}$  e  $t_{c,u}$

Svolgimento

➤ Applico il metodo NTU - E

$$\begin{aligned} \text{De } NTU &= \frac{K \cdot A}{C_{min}} = \frac{340 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \cdot 13 \text{ m}^2}{2824,5 \frac{\text{W}}{\text{K}}} = \\ &= 1,565 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{acqua} &= 0,95 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4186 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} = \\ &= 3986,7 \frac{\text{W}}{\text{K}} \\ C_{olio} &= 2824,5 \frac{\text{W}}{\text{K}} \end{aligned}$$

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,9$$

$$\begin{aligned} E &= \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_R)]}{1 - C_R \exp[-NTU(1-C_R)]} = \\ &= \frac{0,14484}{0,23038} = 0,629 \end{aligned}$$

De definizione

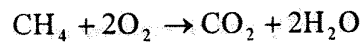
$$\begin{aligned} E &= \frac{\dot{Q}}{C_{min}(t_{c,i} - t_{f,i})} \Rightarrow \dot{Q} = E C_{min}(t_{c,i} - t_{f,i}) \\ &= 0,629 \cdot 2824,5 \frac{\text{W}}{\text{K}} (115 - 40) \text{K} = \\ &= 133,21 \text{ kW} \quad (1) \end{aligned}$$

➤ Ora semplificante

$$\begin{aligned} \phi = \dot{Q} &= \dot{m}_w \cdot c_{p,w} (t_{f,u} - t_{f,i}) \Rightarrow t_{f,u} = t_{f,i} + \frac{\phi}{\dot{m}_w c_{p,w}} = \\ &= 82,43^\circ \text{C} \end{aligned}$$

$$t_{c,u} = t_{c,i} - \frac{\phi}{\dot{m}'_{olio} c_{p,olio}} = 64,84^\circ \text{C}$$

- 1) Un generatore di calore è alimentato da un combustibile liquido avente la seguente composizione merceologica (frazioni di massa):  
[C] = 85%, [H] = 15%  
La portata di combustibile di alimentazione risulta pari a 20 kg/s, la temperatura dei fumi alla base del camino è 150°C, la temperatura ambiente è 20°C, la frazione di volume di ossigeno nei fumi è pari al 3%, il calore specifico dei fumi è 1020 J/kgK, la costante della formula di Siegert è  $k = 0,81$ .  
Determinare:  
a) la potenza persa al camino;  
b) il potere calorifico inferiore del combustibile.
- 2) Un generatore di calore alimentato a metano (potere calorifico inferiore 8550 kcal/m<sup>3</sup>, densità standard 0,714 kg/m<sup>3</sup>) utilizza una potenza al focolare pari a 500 kW, con un rendimento di combustione pari al 90%. La perdita per dispersione ammonta al 2%, non si ha praticamente produzione di incombusti. Sapendo che i fumi fuoriescono al camino alla temperatura di 150°C, che la temperatura ambiente è pari a 20°C, che il calore specifico medio dei fumi è pari a 1,02 kJ/kgK, determinare la frazione di volume dell'ossigeno e della CO<sub>2</sub> nei fumi.  
Per il metano si assuma la seguente reazione di combustione:



- 3) Un impianto per la produzione di energia elettrica è dotato di un generatore di vapore del quale sono note le seguenti caratteristiche:  
perdita al camino 6%, perdita per dispersione dall'involucro 4%  
Il generatore è alimentato con carbone avente potere calorifico inferiore pari a 7000 kcal/kg ed un tenore di zolfo in massa pari all'1%.  
I fumi escono al camino alla temperatura di 145°C ed hanno un calore specifico di 1050 J/kgK.  
Il rendimento elettrico dell'impianto, definito come rapporto fra la potenza elettrica prodotta e la potenza resa all'acqua nel generatore di vapore è pari a 0,34, mentre la potenza elettrica prodotta è pari a 200 MW.  
Si richiede di:  
a) valutare il rendimento del generatore di vapore;  
b) valutare la potenza spesa;  
c) valutare la portata di massa di fumi generati, sapendo che  $t_{\text{amb}} = 15^\circ\text{C}$ ;  
d) valutare la frazione di massa di anidride solforosa presente nei fumi.

5. Determinare  $a_t$  e le composiz. prodotti di comb. per

4) BENZINA PER AUTOTRASCORTE

•  $[C] = 0,855$      $[H] = 0,144$      $[S] = 0,001$

$a_t = [C] 11,44 + 34,32 [H] + 4,29 [S] =$

$= 14,73 \frac{kg\ aere}{kg\ comb} \Rightarrow m_{e,t} = a_t \cdot (m_c)^{-1}$

•  $m_{a,t} = m_e + m_c = 14,73 + 1 = 15,73\ kg$

$m_{CO_2} = 3,67 [C] = 3,135\ kg \rightarrow x_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_f} = 0,200$

$m_{SO_2} = 2 [0,001] = 0,002\ kg \rightarrow x_{SO_2} = 1,31 \cdot 10^{-4}$

$m_{H_2O} = 9 [0,144] = 1,296\ kg \rightarrow x_{H_2O} = 0,082$

$m_{N_2} = 8,77 [C] + 26,32 [H] + 3,29 [S] = 11,292\ kg \rightarrow x_{N_2} = 0,718$

ANTRACITE SECCA (OUO è IDENTICO A NUM)

$[C] = 0,903$      $[H] = 0,03$      $[O] = 0,023$      $[S] = 0,014$

$[N] = 0,01$      $m_{comb} = [0,02]$

$a_t = 11,44 [C] + 34,32 [H] + 4,29 [S] - 4,29 [O]$

$= 11,32 \frac{kg\ aere}{kg\ c}$

$m_{a,t} = a_t$

$m_{CO_2} = 3,67 [C] = 3,314\ kg \rightarrow x_{CO_2} = 0,269$

$m_{SO_2} = 2 [S] = 0,028\ kg \rightarrow x_{SO_2} = 2,27 \cdot 10^{-3}$

$m_{H_2O} = 9 [H] = 0,27\ kg \rightarrow x_{H_2O} = 0,022$

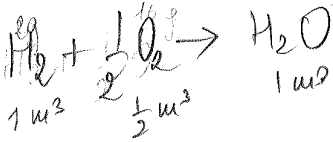
$m_{N_2} = 8,77 [N] + 26,32 [H] + 3,29 [S] - 3,29 [O] + [N] = 8,689\ kg$   
 $x_{N_2} = 0,705$

$m_f = m_e + m_c = 11,32 + 1 = 12,320\ kg$

6. Determinare  
 Mo, composta. volumetrica

di

A) H<sub>2</sub>



$$\frac{V_{tot}}{V_c} = \frac{1}{2} \cdot 4,76 = 2,38 \frac{m^3}{m^3} \Rightarrow V_f = 1 + \frac{3,76}{2} = 2,88 \frac{m^3}{m^3}$$

SECCUM

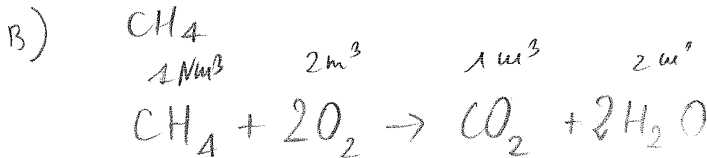
$$y_{H_2O} = \frac{1}{2,88} = 0,3472$$

$$y_{N_2} = \frac{1/2 \cdot 3,76}{2,88} = 0,6528$$

SECCUM

$$y_{N_2} = 0$$

$$y_{H_2O} = 0$$



$$\frac{V_{tot}}{V_c} = 2 \cdot 4,76 = 9,52 \frac{m^3}{m^3} \quad V_f = 3 + 2 \cdot 3,76 = 10,52 \frac{m^3}{m^3}$$

SECCUM

$$y_{CO_2} = \frac{1}{10,52} = 0,0951$$

$$y_{H_2O} = \frac{2}{10,52} = 0,1901$$

$$y_{N_2} = \frac{2 \cdot 3,76}{10,52} = 0,7148$$

SECCUM

$$y_{CO_2} = \frac{1}{8,52} = 0,1174$$

$$y_{N_2} = \frac{2 \cdot 3,76}{8,52} = 0,8826$$

c) CH<sub>4</sub> : 0,8 in volume  
 C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> : 0,18  
 N<sub>2</sub> : 0,02



7.  $[C] = 0,858$        $H_i^0 = 10050 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$   
 $[H] = 0,142$        $\left. \begin{array}{l} t_0 = 24^\circ\text{C} \\ p_0 = 1 \text{ atm} \end{array} \right\} \text{ con aria}$

Volare: le T fime con  $\epsilon = 0,12$

$\bar{c}_{pf} = 0,275 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

~~Determina~~  
Svolgimento



$\rightarrow \dot{m}_c H_i = \dot{m}_f \bar{c}_{pf} (t_{od} - t_0)$

ovv  $H_i = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} \bar{c}_{pf} (t_{od} - t_0)$

ovv  $\dot{m}_f = \dot{m}_e + \dot{m}_c$  e  $\dot{m}_e = (1 + \epsilon) \dot{m}_c$  | pargo  $\dot{m}_c = 1 \text{ kg}$

$\dot{q}_t = 11,44 [C] + 34,32 [H] = 14,689$

ovv  $\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} = (1 + \epsilon) \dot{m}_c + 1 = 17,452$

Per cui

$t_{od} = \frac{H_i \dot{m}_c}{\dot{m}_f \bar{c}_{pf}} + t_0 = 21,21^\circ\text{C}$

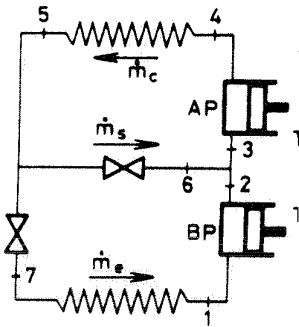
A

Nella figura 5.15 è riportato lo schema di un circuito frigorifero a doppia compressione con desurriscaldamento "a cicchetto", di frequente impiego per limitare la temperatura del fluido alla mandata del compressore di alta pressione (AP). Come si vede dallo schema, il desurriscaldamento del vapore tra i due compressori è ottenuto iniettando nel condotto vapore saturo umido ottenuto dalla laminazione di liquido spillato all'uscita del condensatore.

Un impianto funzionante ad ammoniaca secondo il ciclo descritto più sopra deve produrre una potenza frigorifera  $q_0 = 40000$  frig/h alla temperatura di evaporazione  $t_e = -30^\circ\text{C}$ , la condensazione avendo luogo alla temperatura  $t_c = 40^\circ\text{C}$ . Entrambe le compressioni sono adiabatiche con rendimento isoentropico  $\eta_{ic} = 0,8$ . Le trasformazioni all'evaporatore ed al condensatore hanno luogo isobaricamente. All'aspirazione del compressore di BP ed all'uscita del condensatore si ha rispettivamente vapore saturo secco e liquido saturo. Il desurriscaldamento del vapore alla mandata del compressore di BP ha luogo per miscelazione adiabatica ed isobara, alla pressione  $p_2 = p_3 = p_6 = 5$  ata, fino allo stato di vapore saturo secco.

Valutare:

- la portata di fluido spillata per il desurriscaldamento,  $\dot{m}_s$ ;
- la potenza di compressione  $P_c$  richiesta dal ciclo;
- il coefficiente di effetto utile e del ciclo.



B

Lo schema riportato in figura 5.16 rappresenta un impianto frigorifero a compressione di vapori con parzializzazione "a riciclo di gas caldo". Come si vede, oltre agli organi usuali, l'impianto comprende un circuito di by-pass con valvola regolatrice, che permette di espandere parte del vapore compresso dalla mandata del compressore (stato 5) direttamente nella tubazione di aspirazione del compressore stesso. La regolazione della frazione di portata di vapore riciclata  $y$  permette di adeguare la potenza frigorifera prodotta ai fabbisogni momentanei dell'utilizzazione, senza variare la portata volumetrica di vapore trattata dal compressore.

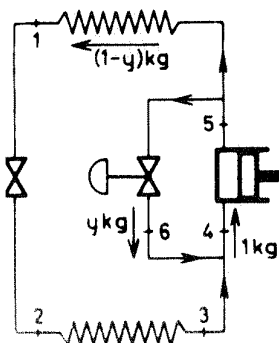
Si consideri un tale impianto operante a R-12, con trasformazioni isobare al condensatore ed all'evaporatore, rispettivamente alle temperature di saturazione  $t_c = 40^\circ\text{C}$  e  $t_e = -20^\circ\text{C}$ . Negli stati 1 e 3 si abbia rispettivamente liquido saturo e vapore saturo secco. Siano adiabatiche le trasformazioni nelle valvole di laminazione ed in quella regolatrice di riciclo. La miscelazione nella tubazione di aspirazione abbia luogo adiabaticamente ed isobaricamente. La compressione sia adiabatica con rendimento isoentropico  $\eta_{ic} = 0,85$ . L'impianto fornisce una potenza frigorifera  $q_0 = 125\,000$  frig/h quando la temperatura all'aspirazione è  $t_4 = 5^\circ\text{C}$ .

In tali condizioni valutare:

- la frazione  $y$  di vapore riciclato rispetto alla totale portata di massa trattata dal compressore;
- il coefficiente di effetto utile realizzato.

Nelle stesse condizioni di evaporazione e di condensazione, ritenendo invariata la portata volumetrica di vapore aspirata dal compressore, valutare inoltre:

- la massima potenza frigorifera  $(q_0)_{\max}$  ottenibile dall'impianto (annullando la portata di vapore riciclata).



Analogoamente

$$h_2^* = \eta_{ic} (h_2 - h_2) + h_1 = 352,5 \frac{\text{mol}}{\text{kg}}$$

Ora

$$u_{ic} = \frac{q_0}{(h_1 - h_2)} = \frac{40000 \text{ kcal/h}}{244 \frac{\text{mol}}{\text{kg}}} = 163,93 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$u_{ic} = u_{is} + u_{ie}$$

$$u_{ie} h_2 + u_{is} h_6 = (u_{is} + u_{ie}) h_3$$

$$u_{is} = u_{ie} \frac{(h_3 - h_2)}{(h_6 - h_3)} = 81,96 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad \checkmark$$

$$(u_{ie} = 195,89 \text{ kg/h})$$

$$\rightarrow P_c = u_{ie} (h_2 - h_2) + u_{ie} (h_4 - h_3)$$

$$= \frac{163,93}{3600} (352,5 - 290)^{4,186} + \frac{165,89}{3600} (346,9 - 302,5)^{4,186} =$$

$$= 20,5 \text{ kW}$$

$$\rightarrow \epsilon = \frac{q_0}{P_c} = 2,269$$

Come valutare  $P_{max}$ ?

→ Che  $\dot{V}_4$  deve essere costante x funz. del compressore  
 noto da stato (4)

$$\dot{V}_4 = \underbrace{v_4}_{\text{noto da stato (4)}} \cdot \dot{m}_4 = 823 \text{ m}^3/\text{h}$$

se non c'è bypass →  $\dot{m}_6 = 0$

$$\dot{V}_4 = \dot{V}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \frac{\dot{V}_4}{\underbrace{v_3}_{\text{noto da stato 3}}} = 7482 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\Rightarrow P_{max} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) = 18854 \text{ J/s}$$

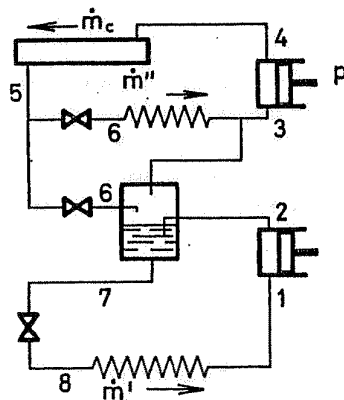


4

Un impianto frigorifero opera con un ciclo a compressione di vapori di ammoniaca, a doppia laminazione e doppia compressione con separatore di liquido intermedio, fra le temperature  $t_e = -35^\circ\text{C}$  all'evaporatore e  $t_c = +40^\circ\text{C}$  al condensatore. La pressione intermedia nel separatore è  $p_i = 5 \text{ ata}$ . La potenza frigorifera è  $q_0 = 50000 \text{ frig/h}$ . Calcolare la potenza teorica di compressione (supponendo le due compressioni isoentropiche, con aspirazione di vapore saturo secco, e supponendo che il liquido uscente dal condensatore e quello uscente dal separatore siano in condizioni di saturazione) e le cilindrata dei compressori a semplice effetto alternativi, ruotanti ad  $n_g = 1250 \text{ min}^{-1}$ , nell'ipotesi che il rapporto volume nocivo su volume generato sia  $V_n/V_g = 0,05$ .

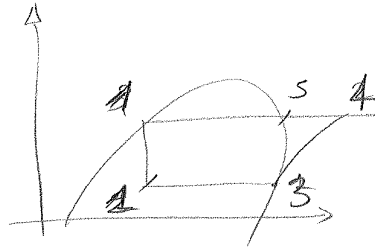
5

In un gruppo frigorifero ad ammoniaca si hanno due evaporatori funzionanti a temperature diverse: il primo deve produrre una potenza frigorifera  $q'_0 = 30000 \text{ frig/h}$  alla temperatura  $t'_e = -34^\circ\text{C}$  ed il secondo deve produrre una potenza frigorifera  $q''_0 = 60000 \text{ frig/h}$  a  $t''_e = -12^\circ\text{C}$ . Il ciclo opera con compressione a due stadi con separatore intermedio, come schematizzato in fig. 5.13a. La temperatura di condensazione è  $t_c = +32^\circ\text{C}$ . Calcolare la potenza teorica di compressione (supponendo le due compressioni isoentropiche, con aspirazione di vapore saturo secco, e supponendo che il liquido uscente dal condensatore sia in condizioni di saturazione) e confrontarla con quella che sarebbe richiesta se ciascun evaporatore funzionasse con un ciclo indipendente a semplice compressione.



2 -  $t_1 = 30^\circ\text{C}$   
 $t_3 = -15^\circ\text{C}$   
 Determini COP.

omogeneo



$$h_1 = 35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = h_2$$

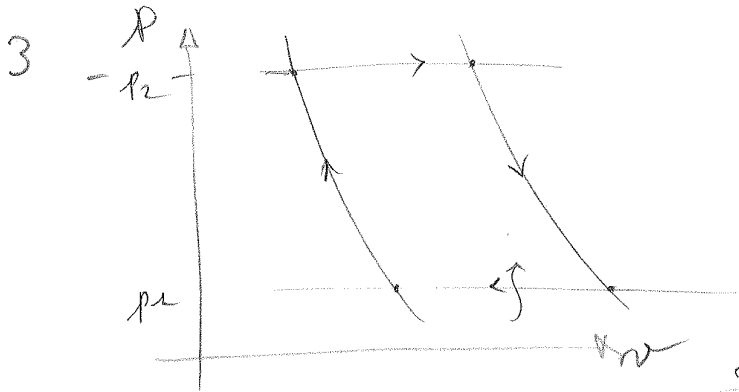
$$h_3 = 296 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = 353 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_5 = 308,5$$

da interpolare solo

$$\text{COP} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} = 4,58$$



$$p_1 = 50 \text{ bar}$$

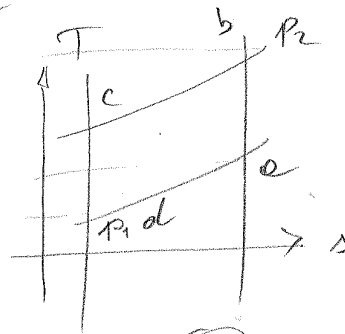
$$p_2 = 200 \text{ bar}$$

$$q_0 = 20000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$t_{\text{ext}} = 27^\circ\text{C}$$

$$t_0 = 0^\circ\text{C}$$

Determinare  
 capriccio, COP<sub>f</sub>, COP<sub>pe</sub>  
 svolgimento



$$t_e = t_0 = 0^\circ\text{C} = 273 \text{ K}$$

$$t_c = t_{\text{ext}} = 27^\circ\text{C} = 300 \text{ K}$$

$$p_e = p_d = 50 \text{ bar}$$

$$p_b = p_c = 200 \text{ bar}$$

$$p_e^{1/n} T_e = p_b^{1/n} T_b$$

$$T_b = T_e \left( \frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{1+n}{n}} = 405,7 \text{ K}$$

$$T_{ol} = T_c \cdot T_e = 201,9 \text{ K}$$

$$\text{COP}_{f, \text{eff}} = \frac{\frac{T_b - T_e}{T_b} - (T_c - T_d)}{T_e - T_d} = 2,055$$