



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.

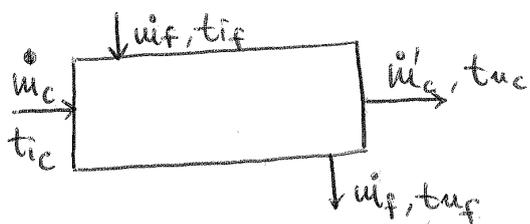
**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

Impianti Termotecnici

Scambiatore di calore

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

Schema unifilare



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

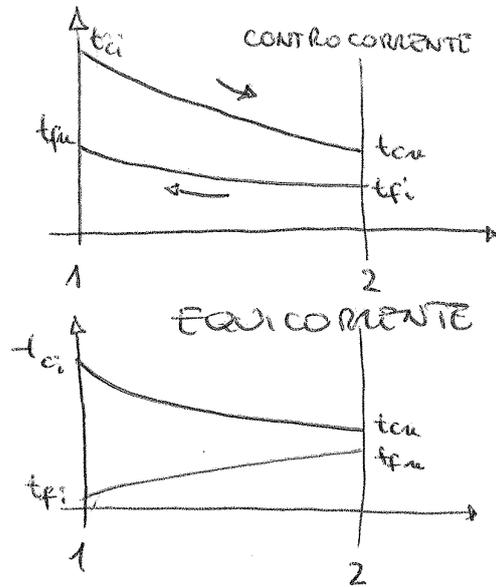
- 1) regime stazionario ($\dot{m}_c = \dot{m}_c'$ e $\dot{m}_f = \dot{m}_f'$)
- 2) adiabaticità verso l'esterno ($\dot{Q}_d = \dot{Q}_f = 0$)
- 3) le proprietà termofisiche dei fluidi non variano attraversando lo scambiatore (in particolare non dipendono da T)
- 4) le proprietà di scambio termico sono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

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

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~~ ^{solidi} 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

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

\dot{Q}_{max}

Dopo di che individua la relazione

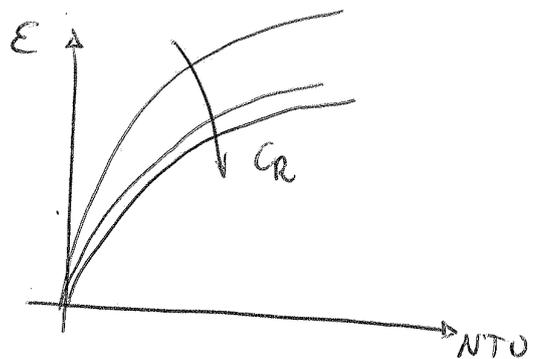
$$\epsilon = f(NTU, CR, \text{tipologia scambiatore, senso di montaggio})$$

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 - ϵ
- di verifica
 $\Delta T_{m, eff}$

Potere calorifico

66 Quantità di energia ~~scambiata~~ ^{rilasciata} 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 vicine alla legge di Leibniz (BTZ, ATZ)

NOTA che durante la combust. si formano SO_2 e 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),

- ν isocore (motori otto)...

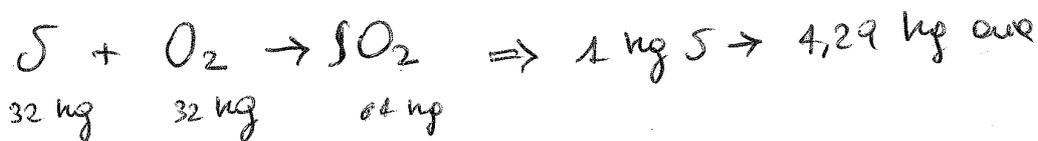
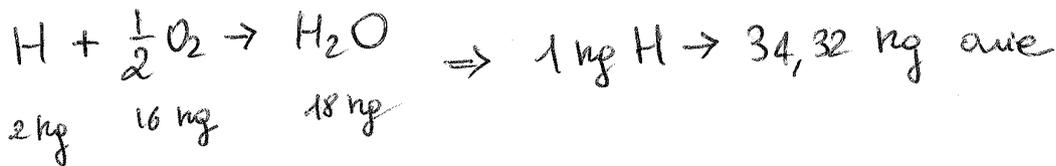
Per uniformare tutto si fa riferimento alla condensazione dell'acqua

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

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

Come lo posso valutare?

Dipende dalla composizione merceologica del combustibile, in particolare



Per cui, definite $[A]$ frazione ^{dell'elemento} in peso V_{st}^A del combustibile

$$a_t = 11,44 [C] + 9 [H] + 4,29 [S] - 4,29 [O]$$

All'ora fanno si decompongono: fumi
 tecnici, le cui componenti si usano sempre delle
 equazioni di specie:

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

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

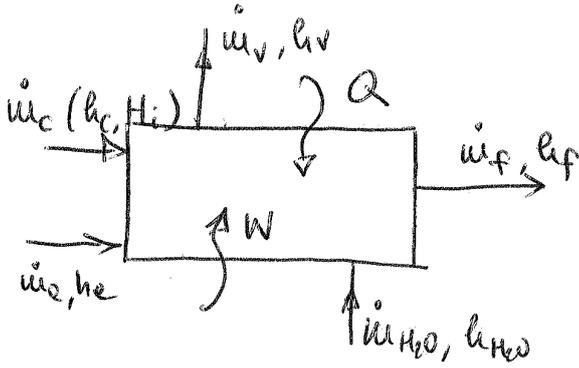
oppure con le concentraz. di ossidante comb (in generale ≈ 1)

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

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

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

ELETTRICA:
 AUSILIARI: pompe, sistemi di controllo e
 occorrenza delle fiamme ≈ 0

NOTA

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

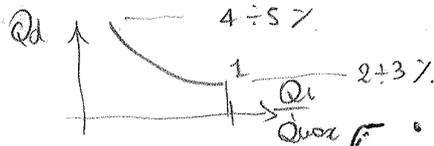
- l'approccio non può essere in funzione per più di 14 ore al giorno

che se il motore è in regime

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

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

Dopo che eliminiamo l'ipotesi di "eoloblaste" e combust. ^{complete} e quindi ^{perdite} 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) $[\dot{Q}_I = \sum_j x_j u_{ic} H_{ij}]$

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

Ma termini di perdite posso scrivere

$\eta = 1 - \sum_j P_j$ $\eta = \frac{Q_t}{Q_5}$

$\parallel P_c$
 $\parallel P_d$
 $\parallel P_I$

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

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_{\text{st}} - \left(\rho_f r_{12} \right) - \left(\rho_f \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right)$$

quote legate alle velocità dell'aria

resistenza al moto (attriti)

~~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 ($T = 20^\circ\text{C}$)

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

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 rese all'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 de prove normalizzate
 con un $\Delta T = T_{sup,cs} - T_{amb} = 50^\circ C$ (UNI EN 442)

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

$$P_{EN142} = P_{50} \left[\frac{100 + f_c}{100} \right] \quad \left. \begin{array}{l} f_c \text{ fattore correttivo} \\ \text{tabulato} \end{array} \right\}$$

Dopo che ognuno

$$\dot{Q}_{cond} = P_{effettive} = P_{EN142} \left(\frac{\Delta T_{effettivo}}{50} \right)^k \quad \text{con}$$

k tabulato (UNI 10347)

I capi scaldanti li mettò dare ho neppure dispersioni
 termiche locali (finestre) in modo da
 valutare e l'intensità dei moti convettivi e determinare
 una compensazione termica.

In fine definita un ~~res~~

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

(tabulato UNI 10348 (circa 0,95))

~~vari~~ diminuisce:

- aumentare e T_{esque}
- essere termiteuse
- 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) $FEN < FEN_{\text{lim}}$ (fabbrico 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 connesso

potere fornire
 di sorprese
 di calore
 interne

interne e locali
 riscaldati, adiacenti
 alle zone termiche

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

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~~ ^{i parametri} ~~anche~~ sono in realtà variabili.

Per cui devo definire un fattore che mi tenga conto della variazione degli appati endogeni gratuiti.

Def.

FATTORE UTILIZZAZIONE
 APPATI GRATUITI

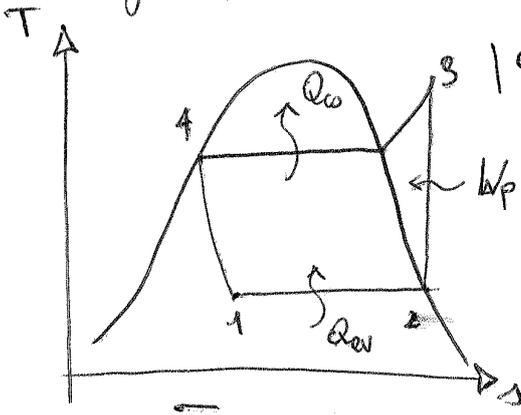
$$\eta_H = \frac{1 - \gamma_H^{\alpha_H}}{1 - \gamma_H^{\alpha_H + 1}}$$

con $\gamma_H = \frac{Q_H}{Q_{int} + Q_{sol}}$

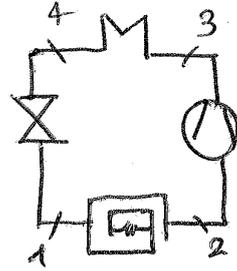
È anche, arrivando alla generazione

$$Q_{g, in} = \underbrace{Q_{g, out}}_{= Q_{dis, in}} + \underbrace{Q_{g, ist}}_{\text{prodotto al carico e disp. vantello}} - \underbrace{K_p W_g}_{\text{recupero}}$$

→ Pongo quindi delle modifiche in questo modo



è un scambiatore composto da desurriscaldatore e un condensatore



velocità di
eliminazione
reflexione

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

fluido frigorifero

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

- deve cambiare di stato nelle condiz.
di lavoro

(ad oggi esistono anche dei cicli "transcritici")

$CO_2 \rightarrow$ pt critico v e t_{amb}

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

- pressione evaporazione \sim p_{amb}

(in generale si lavora in leggera
depressione \rightarrow il fluido non contiene amb
aereo
sovrapressione \rightarrow sollevando le pompe.

- due curve delle opportune curve
altiche, in particolare per punto rigore
il punto di fine compressione



Ma si utilizzano anche

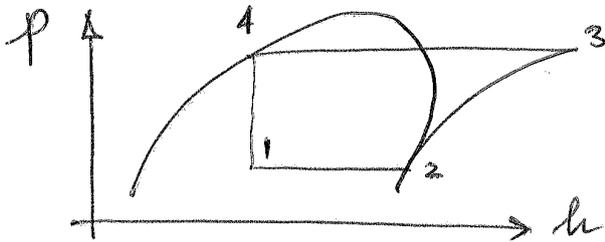
NH₃ (ammmoniaca)

CO₂ → 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 ≡ Reale
(frigorifero)

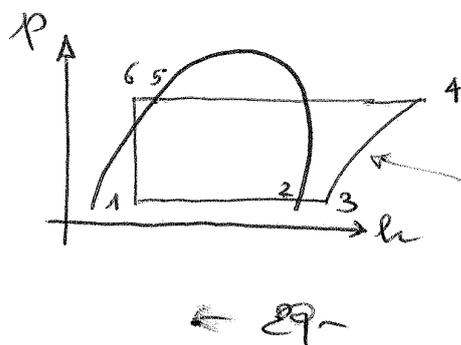
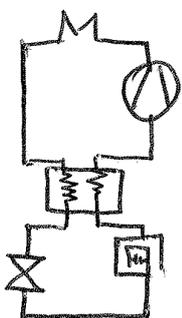
Definisce inoltre

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

→ 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 scada e finire sotto le curve limite

RIGENERAZIONE



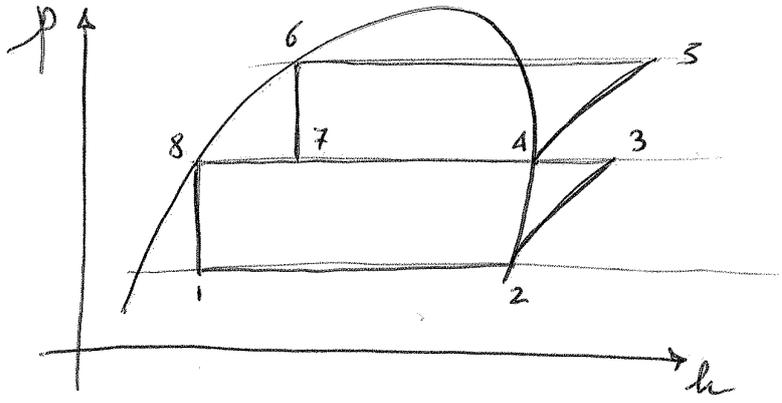
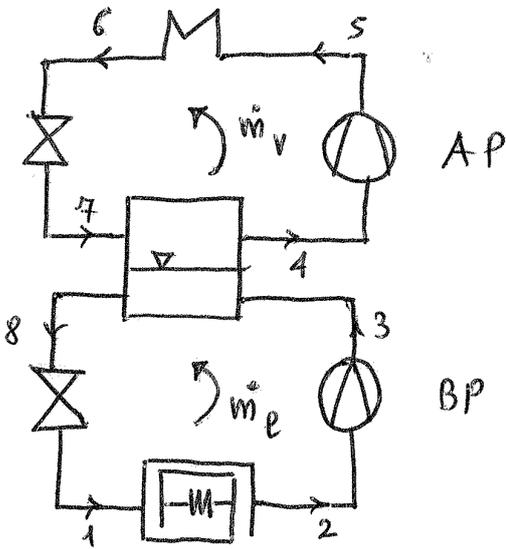
In questo modo

- 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 fissate
 un circuito ad
 alta pressione
 e uno a
 bassa pressione

nel contenitore si verificano
 fenomeni di condensazione / evaporazione
 istantanea tale che le fasi di
 liquido e di vap. siano in equilibrio
 (ipotesi)
 / detti dalle
 P₂ tens. sup.

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

eq. cons. energia (hp di adiabaticità)

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

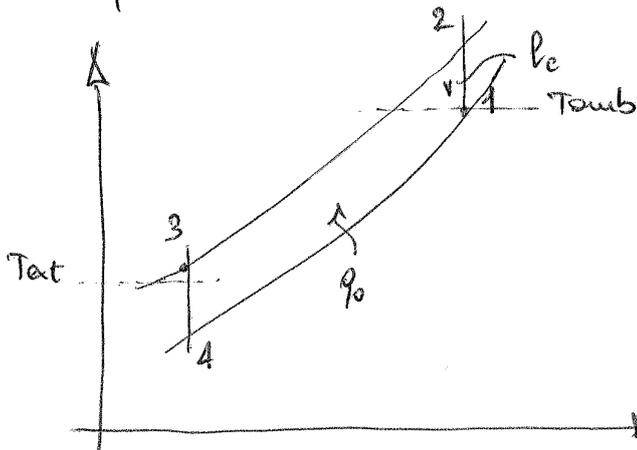
$$\Rightarrow \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_e} = \frac{h_4 - h_7}{h_3 - h_8}$$

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



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

$\Delta h = c_p \Delta T$
 (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

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

- 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 ($\Delta E = 0$)

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

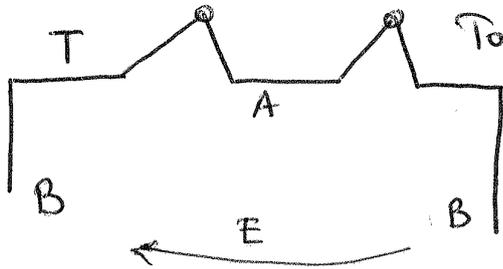
- eq bilancio entropie ($\Delta S = 0$)

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

Mecc.

AD EFFETTO TERMOELETTRICO

Se il circuito:



Allora si genera una tensione pari a

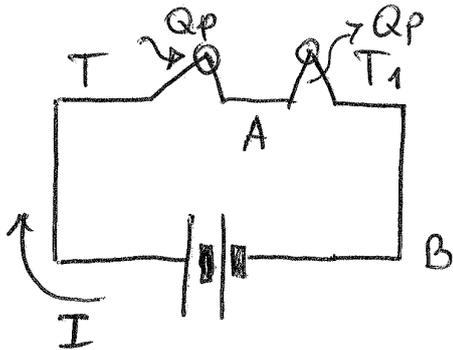
$$E = \alpha_{AB} (T - T_0) \quad \left| \begin{array}{l} \text{EFFETTO SEEBECK} \\ \text{(cubiocato x empa)} \\ \text{nelle termocoppie!} \\ \text{- misur. } E \\ \text{- ho } T_0 \text{ di rif} \\ \Rightarrow \text{ricor. } T \end{array} \right.$$

dove

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

α_i prop. dirette dei materiali

Ora se costruisco 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 π_{AB} coeff. di Peltier

con

- R coeff di scambio termico condotto equivalente

- la regione del OS è che consista in tutte eppoi che le perdite x eff Joule si dividono equivalentemente tra grata fredde 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.
 Progressivamente, 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 ad ogni parte tecnologia comporta 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 tecnici (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 (se non)~~

→ 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:

(costato 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 occorrerebbero n fasi

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

comp.
insip.
del
sistema

per definire il sistema

ore

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

x_f è sufficientemente lontano

\Rightarrow le T possono essere considerate con buone approssimazione // e orizzontali.

\rightarrow determino isop

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

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

ore noto

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

(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 φ'' , φ''' e procedo in modo analogo

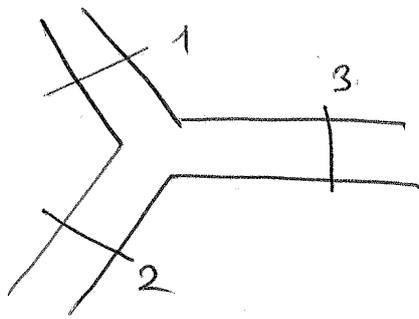
• Con questo diagramma devo ricordare che

p è fissa \rightarrow non può espandersi né comprimersi
l'aria rimanente

(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 seppre

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

questo è rigorosamente vero solo se

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

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

\Rightarrow Allora posso dire che

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

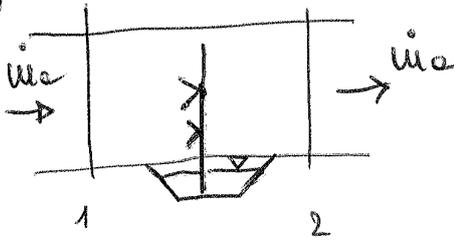
ovvero

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

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

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

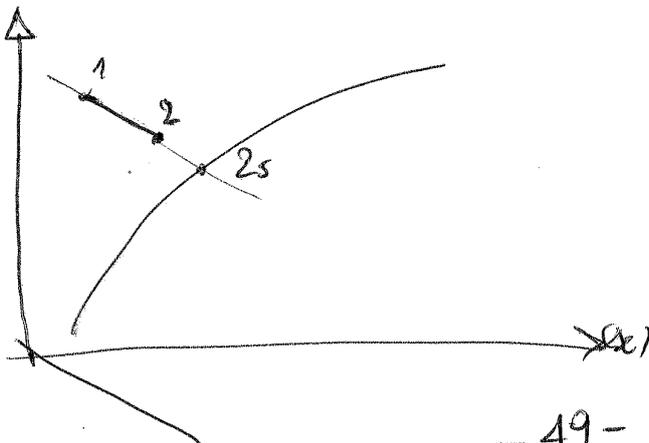
$$\Rightarrow u_{ie} (x_2 - x_1) \rho_{T_{H_2O}} = u_{ie} (h_2 - h_1)$$

$\rightarrow h_2 \approx h_1$ 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)



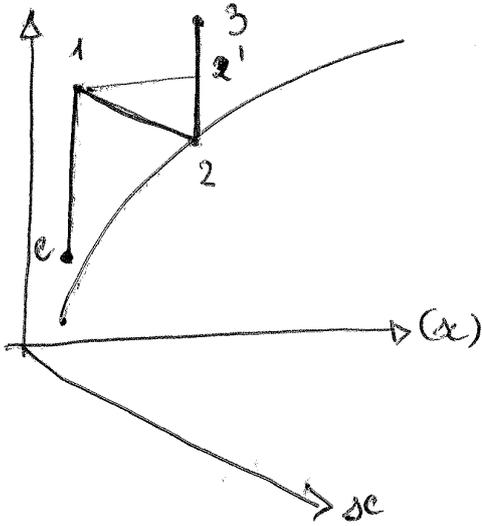
UTA unità di trattamento aria

condiz. invenute

Condizioni esterne

- se umid. specifica bassa
- ϕ umid. relative alta
- T basse

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

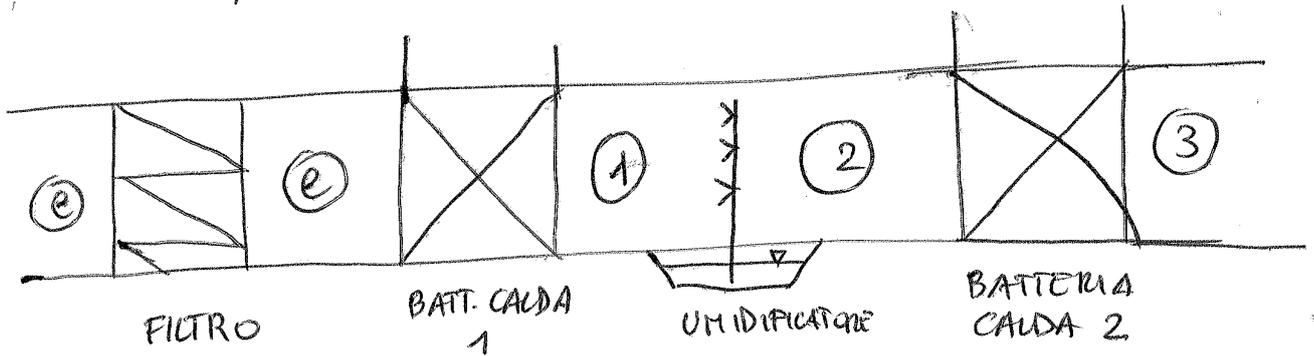


$e \rightarrow 1$
riscaldamento aria, ma la ϕ diventa troppo bassa

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

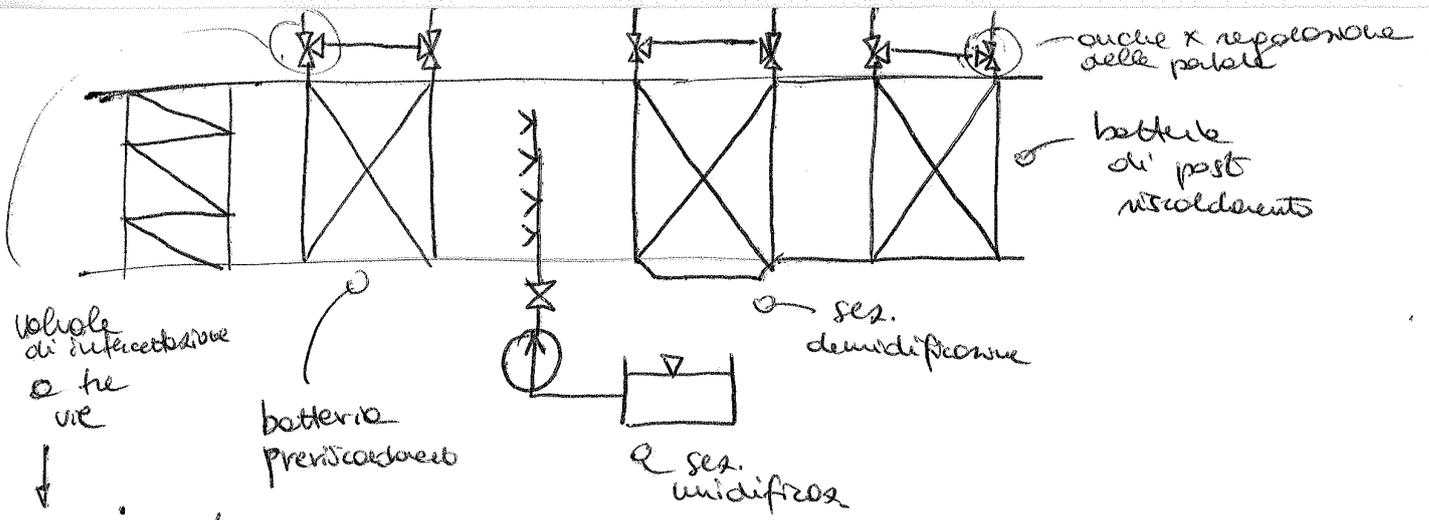
$2 \rightarrow 3$
ulteriore raff. riscaldamento per portarmi in temperatura.

Il mio impianto è schematizzato come segue:



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

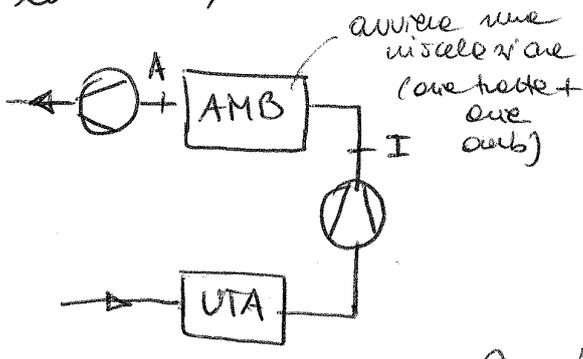
\rightarrow vantaggio in questo senso, devo valutare se le generos. vapore è troppo oneroso oppure no.



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

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

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...)

esiste una relazione di questo tipo

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

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

operazioni costose

L'infanz. sulle portate le usate da

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

un po' indefinito: variazioni medie di comp. variazioni

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

D'altro canto se ΔT è grande, ottengo piccole portate molto calde \rightarrow disagi locali.

Esiste per cui è questo problema che si risolve con la progettazione tale che

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

ovvero 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)

Da cui poi

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

(anche pesato sulle
-57- fiamme in volume / $v \approx 1,2 \text{ kg/m}^3$ 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

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

$$A_b = \underbrace{R}_{\substack{\text{sup.} \\ \text{corpore}}} \underbrace{h}_{\text{altezza in metri}} \underbrace{m^2}_{\text{area}} \quad (v \pm m^2)$$

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)

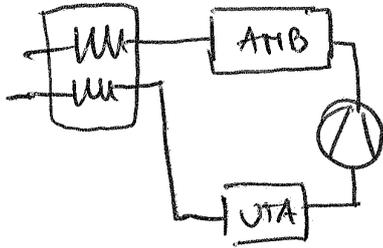
che dico che in base al carico ottenuto
 risolvendo i dati relativi e le opportune sostituzioni
 definisco
 il

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.

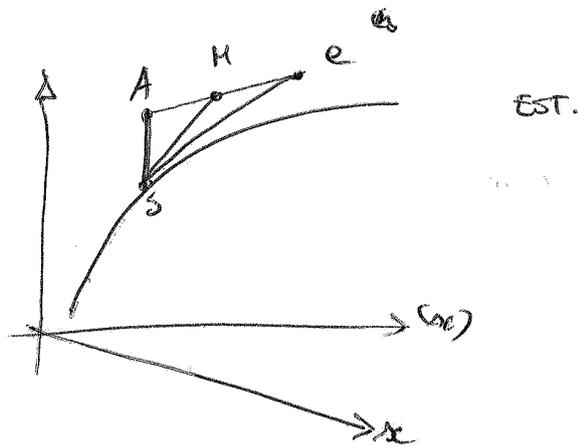
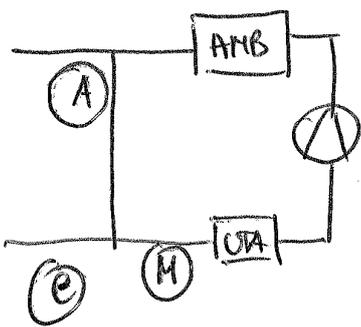
Posso pensare di costruire dei circuiti di notevole incoerenza, rotanti (omega ben) in modo da avere notevolmente l'area di scambio.

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
* punto uguale la qualità dell'aria...

(non è possibile farlo per altre applicaz. come sole inerte e operatore, per esempio).

pressione

- > CLASSE I - basse pressione :
 w_{ox} sono pressioni x viscose e resist di carico
 $200 P_e$
- > CLASSE II - medie pr:
 $\sim 1700 P_e$
- > CLASSE III - alte p
 $\sim 3000 P_e$

tenute

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

definito

$f = q/A$ con q portata (in volume?)
 A area della sezione?

P_{MS} = valore medio di pressione in un'area e max pressione statica (misurate nelle prove di tenuta)

Stiprende approssimazione degli coibenti, le tenute sono cifre foli che non alterano le condizioni termopratiche

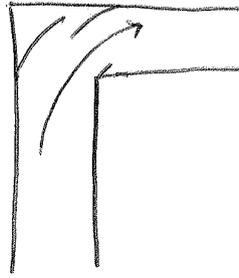
> CLASSE B : $f_{max} = 0,009 \cdot 10^{-3} P_{SH}^{0,65}$

Ambienti sterili

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

Ambienti ad alta contaminazione nucleare
 Coibenti di fattoverenti rifiniti torridi e resistenti...

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



costosi,
problemi di
tenacità...

> Riduzioni di sezione

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

- connessioni conico 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 + sfarinto → squilibri termici di replee, per esempio ottiene suade di replee).

> motori del fuoco

→ suade teglie fuoco (cloruro e tentu in caso di incendio) substrato
(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 giacchente per elementi dell'impasto (inerti, carichi, sabbia, addensanti...)

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

> flessibili in alluminio

perdite di carico erano, non resiste al fuoco nulla.

o polimerici + vetroresina: buon rifinito, buona potenza collante, leggeri...

problemi in slivare e basso tenore d'acqua

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

problemi di tenuta

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

Consumo W patate x umidità

⇒ noto ρ acqua & umidità

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/m²h°C ed all'interno il tubo è lambito da gas caldi con coefficiente di convezione $\alpha_i = 40$ kcal/m²h°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/m²/K, determinare l'area della superficie di scambio nei due casi di disposizione in equicorrente ed in controcorrente.

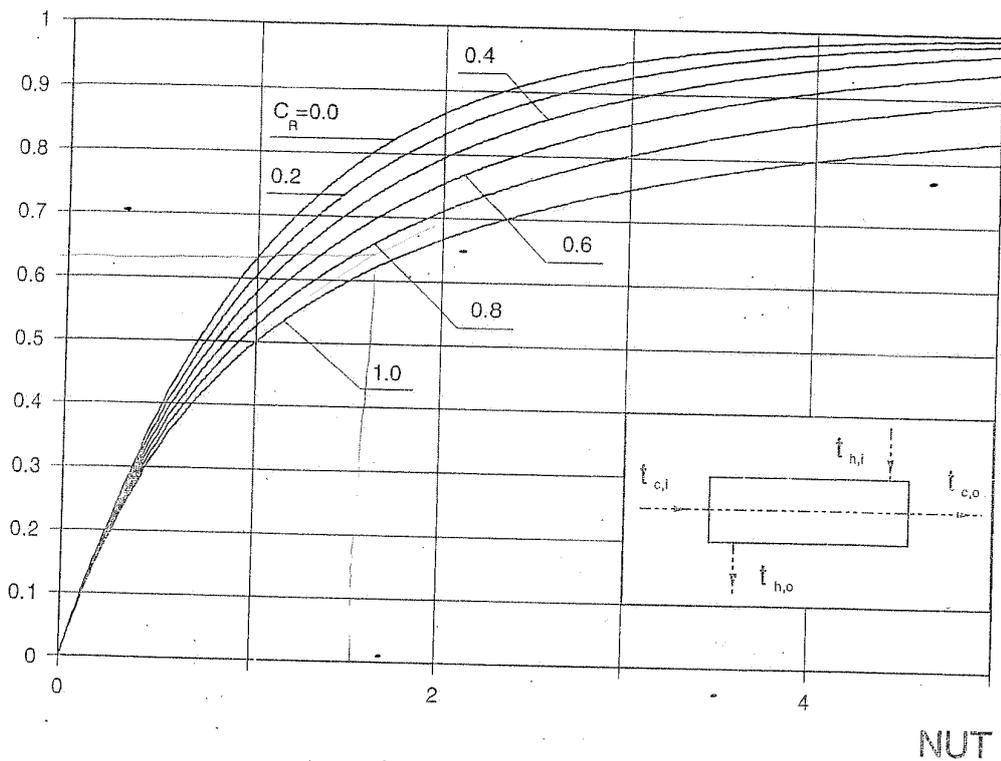
4) Una portata di 0.75 kg/s di acqua a 40 °C entra in uno scambiatore di calore a doppio tubo funzionante in controcorrente, all'interno del quale viene riscaldata utilizzando una portata di 1.5 kg/s di olio caldo, avente un calore specifico di 1883 J/kg/K, che entra nello scambiatore a ~~105~~ 115 °C.

Determinare il flusso totale scambiato, e le temperature di uscita dei due fluidi, sapendo che il coefficiente globale di scambio termico vale 340 W/m²/K e che l'area della superficie di scambio è di 13 m².

E - 2

DOPPIO TUBO (Controcorrente)

Eps



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

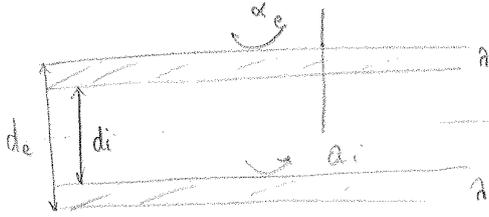
$$NUT = -\frac{1}{1 - C_R} \cdot \ln \frac{1 - \epsilon}{1 - C_R \cdot \epsilon}$$

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

Determinare

K_e e K_i

Svolgimento

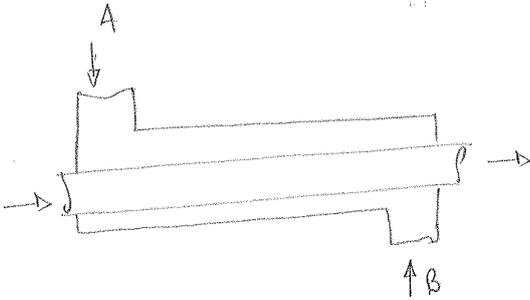
$$K_e A_e = \left(\frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi L \lambda} + \frac{1}{\alpha_e A_e} \right)^{-1} \Rightarrow K_e = \left(\frac{1}{\alpha_i \frac{A_i}{A_e}} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi L \lambda} + \frac{1}{\alpha_e} \right)^{-1}$$

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

o.e. $K_e A_e = K_i A_i$

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

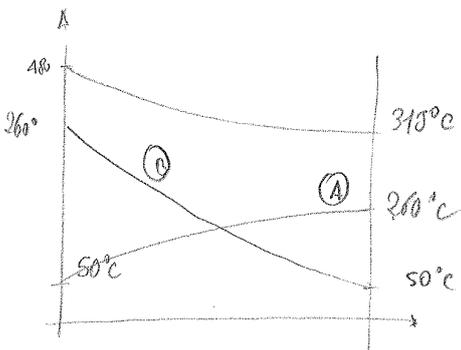
2)



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

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

ϕ , $t_{f,u}$ 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

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

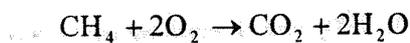
➤ Ora semplificando

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

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

- 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 Siebert 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/m³, densità standard 0,714 kg/m³) 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 CO₂ 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

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

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

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

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

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

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

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

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

ANTRACITE SECCA (040 e identico a num)

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

$[N] = 0,01$ $m_{comb} = [0,02]$

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

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

$m_{e,t} = a_t$

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

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

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

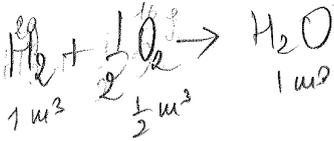
$m_{N_2} = 8,77 [N] + 26,32 [H] + 3,29 [S] - 3,29 [O] + [N] = 8,689\ kg$
 $x_{N_2} = 0,705$

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

6. Determinare
 Mo, composta. volumetrica

di

A) H₂

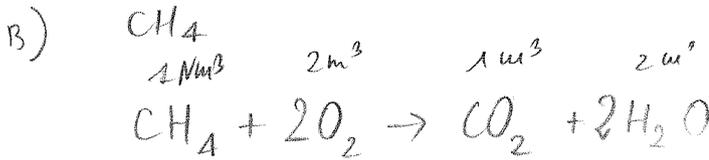


$$\frac{V_{\text{tot}}}{V_c} = \frac{1}{2} \cdot 4,76 = 2,38 \frac{\text{m}^3 \text{ H}_2\text{O}}{\text{m}^3} \Rightarrow V_f = 1 + \frac{3,76}{2} = 2,88 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

SECCUM

$$y_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1}{2,88} = 0,3472 \quad y_{\text{N}_2} = 0,6528$$

$$y_{\text{N}_2} = \frac{1/2 \cdot 3,76}{2,88} = 0,6528 \quad y_{\text{H}_2\text{O}} = 0$$



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

SECCUM

$$y_{\text{CO}_2} = \frac{1}{10,52} = 0,0951 \quad y_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{10,52} = 0,1901$$

$$y_{\text{N}_2} = \frac{2 \cdot 3,76}{10,52} = 0,7148$$

c) CH₄ : 0,8 in volume
 C₂H₆ : 0,18
 N₂ : 0,02

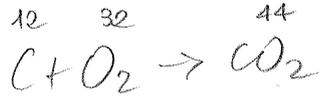


7. $[C] = 0,858$ $H_i^0 = 10050 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
 $[H] = 0,142$ $\left. \begin{array}{l} t_0 = 24^\circ\text{C} \\ p_0 = 1 \text{ atm} \end{array} \right\} \text{ con aria}$

Volare: le T fime con $E = 0,12$

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

~~Determina~~
Svolgimento



$\rightarrow u_c H_i = u_f \bar{c}_{pf} (t_{od} - t_0)$

ovvero $H_i = \frac{u_f}{u_c} \bar{c}_{pf} (t_{od} - t_0)$

ovvero $u_f = u_c + u_e$ e $u_e = (1+E) a_t$ | pongo $u_c = 1 \text{ kg}$

$a_t = 11,44 [C] + 34,32 [H] = 14,689$

ovvero $\frac{u_f}{u_c} = (1+E) a_t + 1 = 17,452$

Per cui

$t_{od} = \frac{H_i u_c}{u_f \bar{c}_{pf}} + t_0 = 21,21^\circ\text{C}$

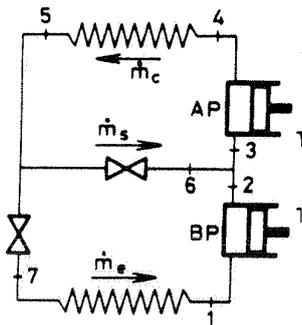
A

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}_c ;
- 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.

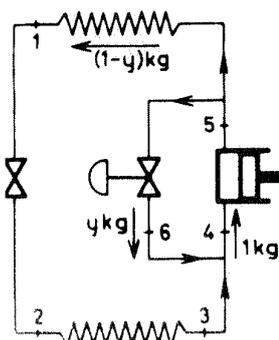
Si consideri un tale impianto operante a R-12, con trasformazioni isobare al condensatore ed all'evaporatore, rispettivamente alle temperature di saturazione $t_c = 40^\circ\text{C}$ e $t_e = -20^\circ\text{C}$. Negli stati 1 e 3 si abbia rispettivamente liquido saturo e vapore saturo secco. Siano adiabatiche 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 ricircolata).



Analogoamente

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

Ora

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Come valutare P_{max} ?

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

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

se non c'è bypass → $\dot{m}_6 = 0$

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

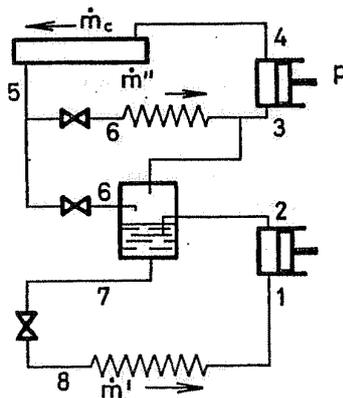
$$\Rightarrow P_{max} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) = 18854 \text{ J/s}$$

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 $V_n/V_g = 0,05$.

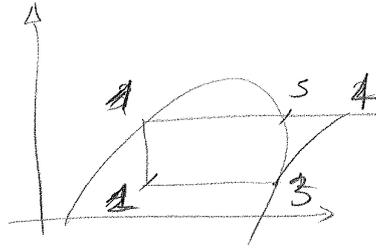
5

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



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

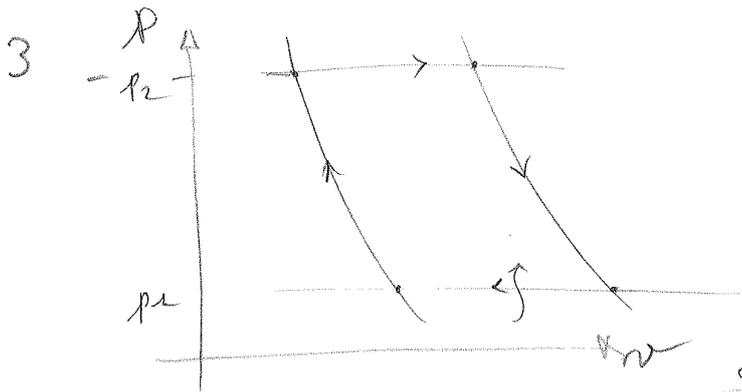
$$h_3 = 296 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

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

$$h_5 = 308,5$$

da interpolare solo

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



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

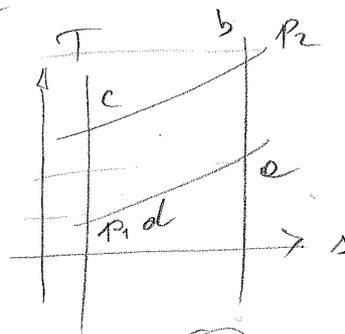
$$p_2 = 200 \text{ bar}$$

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

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

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

Determinare
 capisaldi, COP_f, COP_{pe}
 svolgimento



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

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

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

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

$$p_e T_e = p_b T_b$$

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

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

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