



**Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino**

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

**NUMERO: 797**

**DATA: 31/01/2014**

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

**STUDENTE: Bruno**

**MATERIA: Refrigerazione Industriale + Eserc.**

**Prof. Asinari**

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.**

03/10/13

# REFRIGERAZIONE

## TECNICA DEL FREDDO

chiara.silvi@polito.it

4458

### ESONERO:

L'ultimo e penultimo giorno

Domande a risp multipla

15-17 domande

2 h di tempo

1 risp giusta, 3 sbagliate

Si può consultare il materiale e la calcolatrice

Risp ⊕ +15

Risp ⊖ -1

} dip dalla gaussiana

Risp nn data = 0 pt

\* cm su fatti e cm si adoperano i diagrammi di stato.

\* 1 certo fluido si può adoperare? La risp la si trova sul diagramma di stato.

List aperto



1 volume di controllo (C.V. che è racchiuso in 1 superficie)

① Le eq. si scrivono sempre sotto forma  $\beta$ .

1° principio della Termodinamica x i SA:

$$\frac{dE}{d\tau} = \underbrace{\sum_{j=0}^n \dot{Q}_j + \dot{W}_{el} + \dot{W}_{ch}}_{\text{SCAMBIO } [e + P_{V-}]} - \underbrace{\dot{W}}_{\text{SCAMBIO } [W]} + \underbrace{\sum_{IN} [\dot{m} (e + P_{V-})]}_{\text{TERMINE D. STATO DINAMICO}} - \underbrace{\sum_{US} [\dot{m} (e + P_{V-})]}_{\text{TERMINE D. STATO DINAMICO}}$$

•  $E = E_{TOT}$  del sist =  $U + \frac{M W^2}{2} + g z M$

$\uparrow$   $\uparrow$   $\uparrow$   
 $E_{interna}$   $E_{cinetica}$   $E_{potenziale}$

•  $\dot{Q}_j$  = flusso termico scambiato tra sist ed esterno attraverso la sup di controllo.

CONV.  $\left[ \begin{array}{l} \dot{Q}_j > 0 \text{ se entra nel sist} \\ \dot{Q}_j < 0 \text{ se esce dal sist} \end{array} \right.$

Il sist interagisce con  $n+1$  sorgenti (→ che mantiene ste la sua  $t^\circ$  durante tt il processo)

- $\dot{W}_{el}$  = E elettrica scambiata dal sist con l'esterno  
 ↳ la convenz° di segno è la stessa che x il calore
- $\dot{W}_{ch}$  = E chimica

•  $\dot{W}$  = potenza mecc (chiamata impropriamente "lavoro" che è 1'E)

CONV.  $\left[ \begin{array}{l} > 0 \text{ se compiuto dal sist } \rightarrow \text{ uscente} \\ < 0 \text{ se assorbita " " } \rightarrow \text{ entrante} \end{array} \right.$

③ Il sist essendo aperto è percorso da 1 portata

$$\dot{S}_{GEN} = \underbrace{\left( \frac{dS}{dt} \right)}_{\text{STATO DEL SIST}} - \underbrace{\sum_{j=0}^m \frac{\dot{Q}_j}{T_j} - \sum_{IN} (\dot{m}s) + \sum_{US} (\dot{m}s)}_{\text{SCAMBIO}}$$

- $S$  : entropia del sist  $\left[ \frac{J}{K} \right]$
- $\frac{dS}{dt}$  : l'entropia tot del sist varia nel tempo
- $T_j$  :  $T^\circ$  della sorgente  $j$  cui il sist interagisce durante il processo  $[K]$
- $s$  : entropia x unità di massa  $\left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$

$$\dot{S}_{GEN} \geq 0$$



IRREVERSIBILITÀ del processo considerato

- $\frac{\dot{Q}_j}{T_j}$  = flusso di entropia legato al flusso termico

$\sum \dot{m}s$  = flusso di entropia legato al flusso di massa

QND  $\dot{S}_{GEN} = 0$  il processo è reversibile

Ad il processo è stazionario:  $\frac{dS}{dt} = 0$

⇒ i processi stazionari e rev vedono i flussi

$$= 0 \rightarrow \sum_{j=0}^m \frac{\dot{Q}_j}{T_j} = \sum_{US} (\dot{m}s) - \sum_{IN} (\dot{m}s)$$

- POTENZE : utile x dimensionare il sist / impianto  
↳ l'eq. delle potenze è 1 fotografia dell'istante

⑤

Ad 1 processo è rev, IRREV = 0  $\Rightarrow \dot{S}_{GEN} = 0$

Lavoro reversibile: quello che si ottiene dall'eq. dell'exergia ponendo  $T_0 \cdot \dot{S}_{GEN}$

$$\Rightarrow \dot{W}_{REV} = \dot{W}_{el} + \dot{W}_{ch} - \frac{d}{dt} [E - T_0 S] + \sum_{j=1}^n \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + \sum_{IN} [ ] - \sum_{US} [ ]$$

$$\dot{W} - \dot{W}_{REV} = -T_0 \dot{S}_{GEN}$$

$$\rightarrow \dot{W}_{REV} - \dot{W} = \underbrace{T_0 \dot{S}_{GEN}}_{\dot{W}_{PERSO}} \geq 0 \quad \text{Teorema di Gouy-Stodola}$$

vale sempre. Il lavoro perso è la potenza. Dice che

le irreversibilità producono la perdita di E. È l'insieme degli scarti che si produce in 1 processo.

• PROCESSI che producono lavoro  $\rightarrow$  su processi diretti  $\underline{\dot{W} > 0}$

$\dot{W} \leq \dot{W}_{REV}$ , al max si può produrre  $\dot{W}_{REV}$

$$\underline{\dot{W}_{REV} = \dot{W}_{MAX}}$$

• PROCESSI che assorbono lavoro:  $\underline{\dot{W} < 0 \Rightarrow \dot{W}_{REV} < 0}$

Applicando il teo di G-S:

$$\dot{W} = -|\dot{W}|$$

$$\dot{W}_{REV} = -|\dot{W}_{REV}|$$

$$|\dot{W}| - |\dot{W}_{REV}| = T_0 \cdot \dot{S}_{GEN} = \dot{W}_{PERSO} \geq 0$$

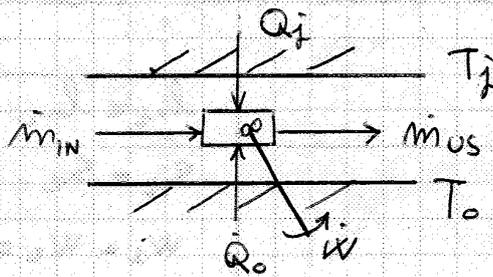
Il lavoro che il processo assorbe è + grande di quello che avrebbe assorbito se non ci fossero

⑦

$$b = \underbrace{h + gz + \frac{w^2}{2}}_{h^o} - T_0 \cdot S$$

b: energia della portata o f° "disponibilità" di flusso

Si fa ref. a 1 sist che scambia calore con 2 sorgenti ed ha 1 portata entrante ed 1 uscente:



$$\dot{W} = \dot{Q}_i \left( 1 - \frac{T_0}{T_i} \right) + \dot{m} (b_{IN} - b_{US}) - T_0 \dot{S}_{GEN}$$

$\dot{W}$  è positivo, se xò qst flusso termico è negativo allora l' espressione è  $< 0$ .

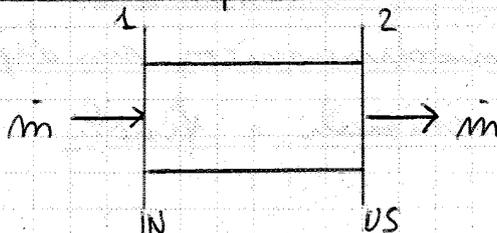
AMBIENTE:

$$T_0 \quad S_0 \quad h_0 \quad z_0 \quad w_0$$

$$b_0 = \underbrace{h_0 + gz_0 + \frac{w_0^2}{2}}_{h_0} - T_0 \cdot S_0$$

in qst caso si dice che l' amb. si trova in uno "state morto".

Si vuole det lo stato fisico della variabile b, pertanto si considera 1 processo reversibile:



⑨

⑨

Ex) Consideriamo 1 processo semplice a  $p = cte$ ,

$$\dot{m} = 1 \text{ kg/s di aria e } c_p = 1000 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

l'aria è trattata cm 1 gas perfetto cm  $R^* = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$

a) REVERSIBILMENTE, la portata passa da  $T_{1e} = 320 \text{ K}$

a  $T_{2e} = 350 \text{ K}$  CALDO (a  $t^\circ > T_0$ )

b) REVERSIBILMENTE,  $T_{1e} = 250 \text{ K} \rightarrow T_{2e} = 280 \text{ K}$

cm  $T_0 = 300 \text{ K}$  FREDDO (a  $t^\circ < T_0$ )

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_2 - h_1) = 30 \text{ kW } \oplus \text{ xché entrante nel sist}$$

$$\begin{aligned} * h_2 - h_1 &= c_p (T_2 - T_1) \text{ in entrambi i casi:} \\ &= 1000 \cdot 30 = 30000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

$$\bullet b_2 - b_1 = (h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)$$

Eq. di Gibbs:

$$\begin{aligned} T ds &= du + p dv \\ T ds &= dh - v dp \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \text{quest eq. valgono sempre xché è 1} \\ \text{relaz. tra variabili di stato} \end{array} \right\}$$

Queste relaz. non valgono se ci son delle reatt. ch.

$\Rightarrow$  bisogna tener conto dei potenziali ch.

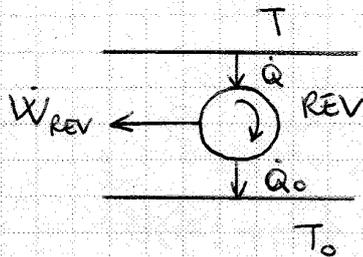
Essendo il processo isobaro si usa:

$T ds = dh - v dp$  che è quella che generalmente si usa x i sist. aperti.

$$ds = \frac{dh}{T} \rightarrow * s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (t^\circ \text{ in K})$$

(11)

- Se  $T > T_0 \rightarrow \dot{W}_{REV} > 0$  max lavoro che si può ottenere dal flusso termico  $\dot{Q}$



$$|\dot{W}_{REV}| = \dot{E}_x$$

Ex:

Si considera 1 boiler (1 massa d'  $H_2O$  che si deve mantenere a  $60^\circ C$  qd  $T_0 = 15^\circ C$ )

$$T = 60 + 273 K$$

$$T_0 = 15 + 273 K$$

$$\dot{Q} = 1000 W$$

Si vuole det l' exergia associata al flusso termico.

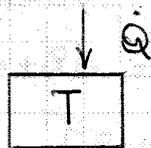
$$\dot{E}_x(\dot{Q}) = \dot{W}_{REV} = 1000 \left( 1 - \frac{15 + 273}{60 + 273} \right) = 135 W$$

è la quota max di lavoro che si può ottenere dai 1000 W ogni secondo.

Si riesce a convertire il 1 parte in lavoro a causa del 2° principio TD.

Ex:

$$T < T_0$$



$$\dot{W}_{REV} = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) < 0$$

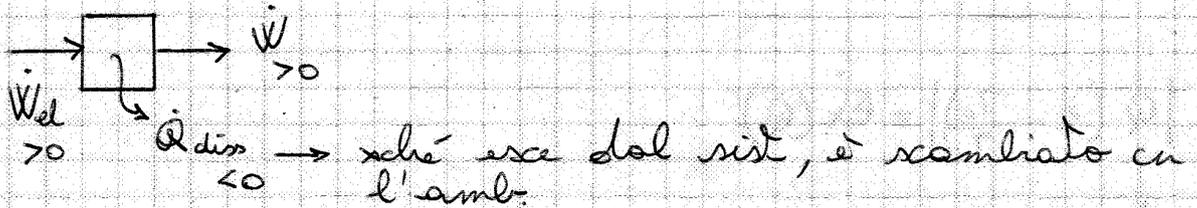
$\downarrow > 0$        $\underbrace{\hspace{2cm}}_{< 0}$

(13)

Si vuole calcolare il min lavoro x mantenere la  $t^\circ$  nella cella

A monte del compressore c'è sempre 1 motore elettrico

Motore elettrico:



Applicando il 1° PTD:

$$0 = \dot{W}_{el} + \dot{Q}_{diss} - \dot{W}$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{el} + \dot{Q}_{diss}$$

$< 0$

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{el}}$$

$$\dot{Q}_d \left( 1 - \frac{(253)^4}{(291)^4} \right) = \ominus 180 \text{ W}$$

↑  
il flusso di exergia è sottratto nel mtte in cui il flusso termico è fornito

$$|\dot{W}_{REV}| = 180 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{REV}^* = \dot{Q}_d \left( 1 - \frac{(253)^4}{(301)^4} \right) = -228 \text{ W}$$

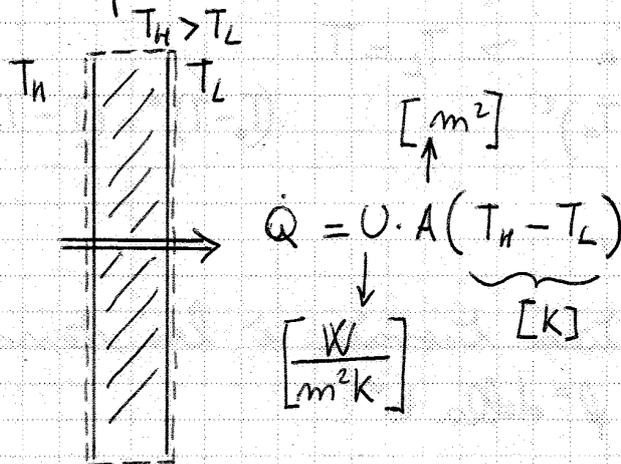
$$|\dot{W}_{REV}^*| = 228 \text{ W}$$

Il lavoro è  $< 0 \Rightarrow$  l'exergia viaggia in modo opposto al lavoro e il lavoro è il valore assoluto dell'exergia.

Il grafico fatto non è in scala.

L'isolante è cruciale x det il flusso termico che si det in 1 processo.

L'isolante influenza la trasmittanza.



$\dot{W} = 0$  xché non si scambia lavoro con l'esterno  
 Il vol di controllo è la parete ---

$$\dot{W} = 0 = |\dot{Q}| \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) - |\dot{Q}| \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) - T_0 \cdot \dot{S}_{GEN}$$

$$\dot{W}_{PERSO} = |\dot{Q}| - |\dot{Q}| \frac{T_0}{T_H} - |\dot{Q}| + |\dot{Q}| \frac{T_0}{T_L}$$

$$= |\dot{Q}| \left(-\frac{T_0}{T_H} + \frac{T_0}{T_L}\right)$$

$$= |\dot{Q}| T_0 \left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_H}\right) > 0 \quad \text{sempre}$$

$$\dot{W}_{PERSO} = U \cdot A \cdot (T_H - T_L) \cdot T_0 \frac{(T_H - T_L)}{(T_H \cdot T_L)}$$

$$\dot{W}_{PERSO} = \frac{U A T_0}{T_H T_L} (T_H - T_L)^2$$

Non è detto che  $T_H$  e  $T_L$  coincidano con  $T_0$ .

(17)

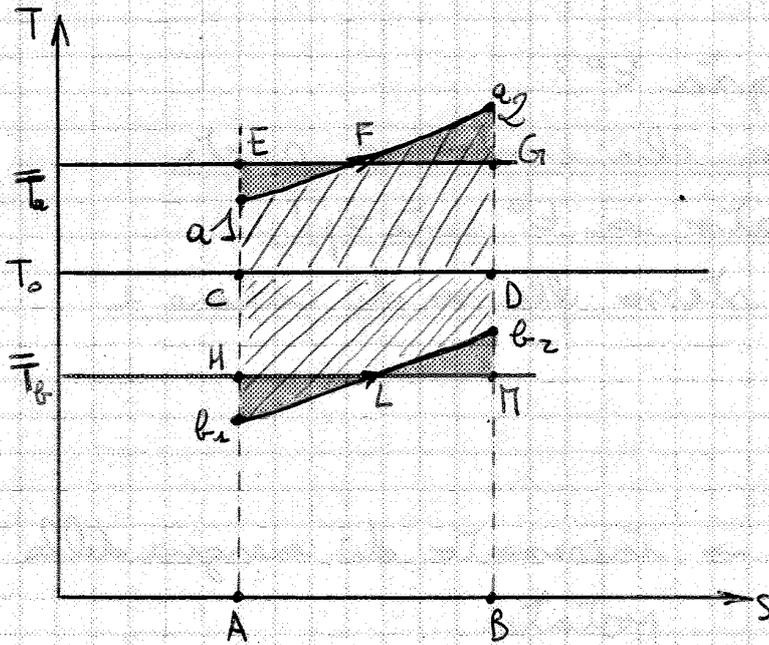
pericolosa. I frigoriferi devono essere isolati sempre molto bene.

16/10/13

Energia di 1 flusso isobaro

$$h_2 - h_1 = h_2 - h_1 - T_0 (S_2 - S_1)$$

aria → viene trattata con 1 gas perfetto



$$p = p_0$$

$$\text{AREA (CE-G-D-C)} =$$

$$\text{AREA (C-1-2-D-C)}$$

Le 2 aree sn =

" " " =

● CALDO  $T_0 < T_{a1} < T_{a2}$

● FREDDO  $T_{1a} < T_{2a} < T_0$

●  $h_2 - h_1$  si trova da  $T ds = dh$  ~~volp~~ → lungo l'isobara

$$\Rightarrow h_2 - h_1 = \int_1^2 T ds$$

$$S_A = S_{a1} = S_c$$

$$T_A = T_B = 0$$

$$S_B = S_{a2} = S_d$$

$$T_D = T_c = T_0$$

$$h_{2a} - h_{1a} = \text{AREA (A-a1-a2-B-A)}$$

Area letta in senso orario > 0.

19

$$\Rightarrow |b_{2e} - b_{1e}| = |(h_{2e} - h_{1e}) - T_0 (s_{2e} - s_{1e})|$$

$$|b_{2e} - b_{1e}| = T_0 (s_{2e} - s_{1e}) - (h_{2e} - h_{1e})$$

$$T_0 (s_{2e} - s_{1e}) = \text{AREA}(A-C-D-B-A)$$

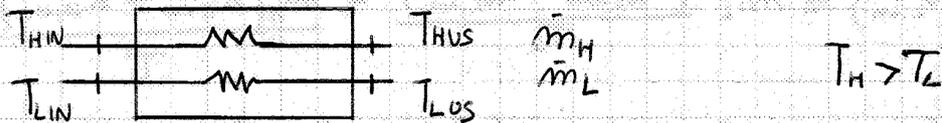
$$(h_{2e} - h_{1e}) = \text{AREA}(A-1b-2b-B-A)$$

$\Rightarrow$  l'area che rappresenta  $|b_{2e} - b_{1e}|$  è:

$$= \text{AREA}(1b-C-D-2b-1b)$$

$$= \text{AREA}(H-C-D-M-H)$$

Del. di controllo in cui avviene 1 scambio termico e adiabatico vs l'esterno:



Cond. stazionarie e deflussi isolari, adiabatico vs l'esterno.

Dal 1°PTD:

$$\dot{Q} = 0 \quad \dot{W} = 0$$

$$0 = \dot{m}_H (h_{Hin} - h_{Hus}) + \dot{m}_L (h_{Lin} - h_{Los})$$

$$\text{EXERGIA:} \quad \dot{m}_H (h_{Hin} - h_{Hus}) = \dot{m}_L (h_{Los} - h_{Lin}) \quad (*)$$

$$\dot{W} = 0 = \dot{m}_H (b_{Hin} - b_{Hus}) + \dot{m}_L (b_{Lin} - b_{Los}) - T_0 \cdot \dot{S}_{GEN}$$

Lavoro perso nello scambio termico:

$$\dot{W}_{PERSO} = T_0 \cdot \dot{S}_{GEN} = \dot{m}_H T_0 (s_{Hus} - s_{Hin}) + \dot{m}_L T_0 (s_{Los} - s_{Lin})$$

AREA (A - M<sub>us</sub>\* - H<sub>in</sub>\* - B - A)

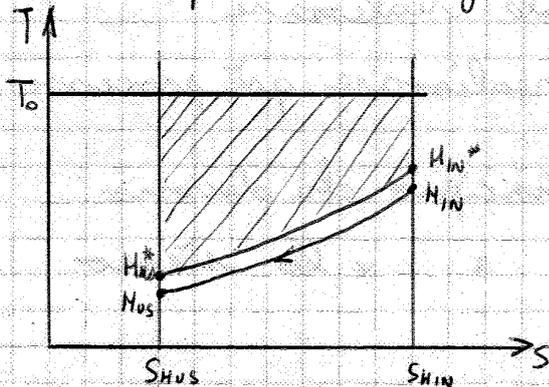
T<sub>0</sub> (S<sub>Hin</sub> - S<sub>Hus</sub>) = AREA (A - C - D - B - A)

l<sub>PERSO</sub> = AREA (C - M<sub>us</sub>\* - H<sub>in</sub>\* - D - C) ◻

Se (T<sub>H</sub> > T<sub>L</sub>) < T<sub>0</sub> ⇒ T<sub>0</sub> > T<sub>H</sub> > T<sub>L</sub> → processo freddo

T<sub>0</sub> > T<sub>L</sub> ⇒  $\frac{T_0}{T_L} > 1$  → al contrario del caso precedente, essendo  $\frac{T_0}{T_L} > 1$ , moltiplicando × (h<sub>Hin</sub> - h<sub>Hus</sub>), il valore  $\frac{T_0}{T_L}$  ottenuto ⇒ la curva M<sub>us</sub> - H<sub>in</sub> - è traslata vs l'alto. l'altro -.

T<sub>0</sub> è sopra la riga rossa.



24/10/13

Ex. 1 SCAMBIATORE DI CALORE:

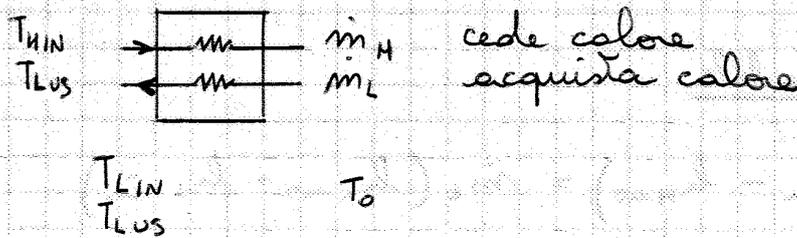
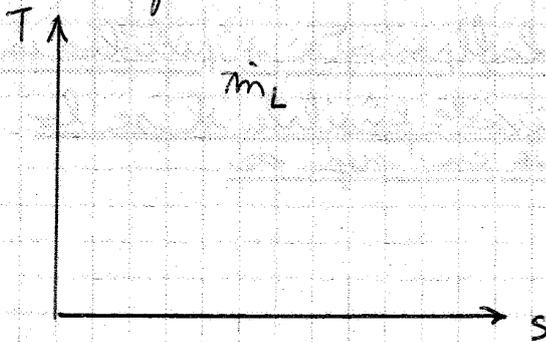


Diagramma di stato



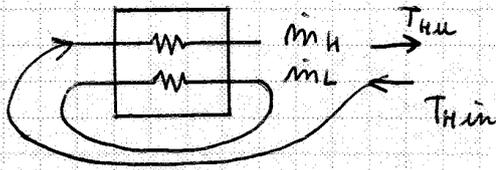
T<sub>H</sub> > T<sub>L</sub> > T<sub>0</sub>

- energia spesa × unità di massa
- energia ottenuta
- lavoro perso

23

EFFICIENZA di 2° principio: se il rapporto tra  $ex_{OTT}$  e  $ex$  che spendo è = 1 allora in  $IT$  lo scambiatore, in  $IT$  le  $ser^o$ , la  $t^o$  è = e il processo ha la max  $\eta$ .

Scambiatore di calore:



$m_L$ : è la portata fredda

Energia:

OBJ di 1 scambiatore di calore: serve a cedere calore da 1 fluido + caldo a 1 + freddo.

$$\eta_I = \frac{\dot{Q}_{ACQUISTATO \text{ dal fluido freddo}}}{\dot{Q}_{CEDUTO \text{ dal fluido caldo}}} = 1$$

↑  
che è adiabatico vs  
l' esterno

$T_{Hout}$   
 $m_H$  →  $T$  mandata ai ventil convettori =  $7^{\circ}C$   
 $m_L$  ←  $T$  ritorno dai ventil convettori =  $12^{\circ}C$

} impianto in rete e  
N.C.

$$\dot{E}_{x_{OTT}} = \dot{m}_H (b_{H_{out}} - b_{H_{in}})$$

$$\dot{E}_{x_{spesa}} = \dot{m}_L (b_{L_{in}} - b_{L_{out}})$$

Bisogna distinguere il processo caldo da quello freddo

$$\eta_{ex} = \eta_{II} = \frac{\dot{E}_{x_{OTT}}}{\dot{E}_{x_{spesa}}}$$

1° ed i processi stazionari

Produce di lavoro ( $\dot{W} > 0$ )

motore:

$$\dot{Q}_H > 0$$

$$\dot{Q}_L < 0$$

① Se  $T_L = T_0 \Rightarrow$  la sorgente a cui il motore cede calore è l'amb.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H}$$

le efficienze delle macch. si valutano sl in cond. stazionarie

$$\eta_I = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)} = \frac{\eta_I}{\left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)}$$

Eq. dell' exergia:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) - \dot{W}_{\text{PERSO}}$$

$$\dot{W}_{\text{PERSO}} = \underbrace{\dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)}_{\text{exergia spesa}} - \dot{W} \quad \rightarrow \text{exergia stesa}$$

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{W}_{\text{PERSO}}}{\text{Ex spesa}}$$

② Se  $T_L > T_0$  si cede calore a 1 sorgente cu  $t^\circ > t_0^\circ$  della dell' amb. (cogenerato)

$$\eta_I = \frac{\dot{W} + |\dot{Q}_L|}{\dot{Q}_H}$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W} + |\dot{Q}_L| \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)}{\dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)}$$

②7

$$\eta_{II} = \frac{Q_L}{|\dot{W}|} \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right)$$

$$\eta_{II} = \epsilon_p \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - \dot{W}_{\text{PERSO}}$$

$$\dot{W}_{\text{PERSO}} = \dot{Q}_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - \dot{W}$$

$\downarrow$   
 $> 0$                        $< 0$                        $+ \dot{E}_{\text{spesa}}$   
 $\leftarrow -\dot{E}_{\text{OTT}} \rightarrow$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{W}_{\text{PERSO}}}{\dot{E}_{\text{spesa}}}$$

②  $T_L = T_0$

$T_H > T_0 = T_L$

OBJ: deve fornire calore a 1 sorgente termica a 1

$T_0 >$  di quella amb. assorbendo lavoro.

è 1 pompa di calore.

$$\epsilon_p = \frac{|\dot{Q}_H|}{|\dot{W}|}$$

↑  
fattore di moltiplicaz<sup>o</sup> termica

$\dot{W}$ : lavoro netto assolto dalla macchina

$$\eta_{II} = \frac{|\dot{Q}_H|}{|\dot{W}|} \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right)$$

$$\eta_{II} = \epsilon_p \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_H \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) - \dot{W}_{\text{PERSO}}$$

29

$$EER = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{elettrico}}} \rightarrow \text{estivo}$$

$\dot{Q}_L$ : "capacity"  $\left[ \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right] \approx 1/4 \text{ W}$

$\dot{W}_{\text{el}}$ : "potentiality"

COP: coefficient of performance

$$COP = \frac{|\dot{Q}_H|}{\dot{W}_{\text{el}}} \rightarrow \text{invernale}$$

IPLV: Integral Partial Load Value

$$IPLV = \frac{\sum \dot{Q}_{Lj} \cdot \Delta \tau_j}{\sum |\dot{W}_{elj}| \cdot \Delta \tau_j} + \left[ \frac{\sum |(\dot{Q}_H)_k| \Delta \tau_k}{\sum |\dot{W}_{elk}| \Delta \tau_k} \right]$$

Frigo ind. e commerciali  $\neq$

↓  
possono lavorare  
anche a  $t^\circ$  molto  
basse ( $-50^\circ\text{C}$ )  
↑

x avere 1 congelamento  
immediato

↓  
lavorano  
a  $t^\circ >$  del  
frigo ind.

↓  
delicatessi

lavorano sempre a cond.  
stazionarie

Macch. x la climatizzaz<sup>o</sup>

↓  
lavorano a  $t^\circ$  + alte

si vuole sempre 1 regolaz<sup>o</sup>  
efficiente

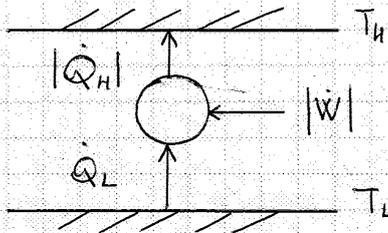
$$\eta_I = \frac{\frac{T}{T_0} - 1}{\frac{T}{T_0}}$$

Le macch. inverse danno origine ad 1 efficienza tanto + elevata + le 2 sorgenti su vicine tra di loro, + si distinguono tra di loro le  $t^\circ$  delle sorgenti, + l'efficienza  $\downarrow$ .

25/10/13

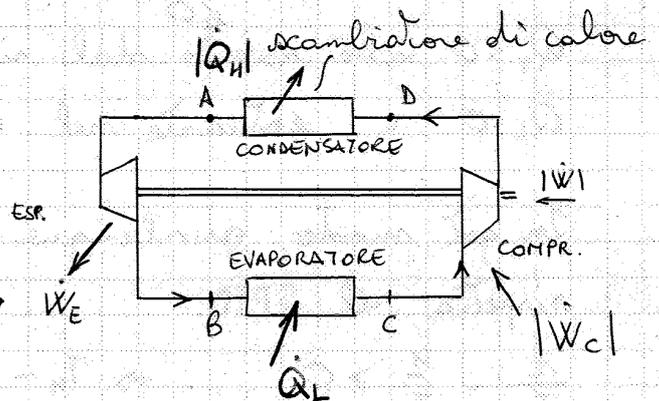
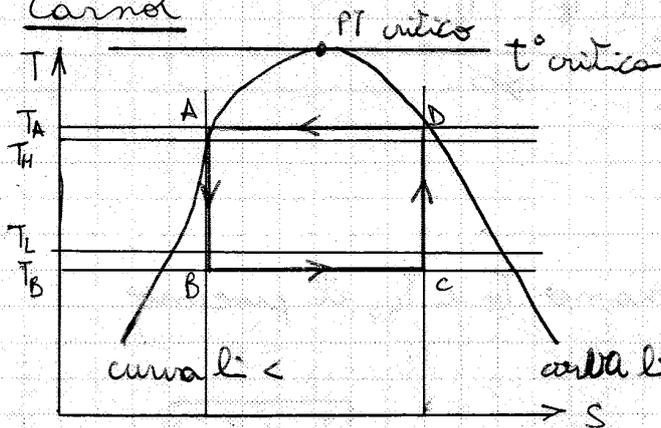
Fare ex. 1,4

CICLO FRIGORIFERO IDEALE



Ciclo rev.  $\Rightarrow$  tutte le trasformazioni che avvengono nel ciclo devono essere rev.  $\Rightarrow$  si deve realizzare 1 ciclo di

Carnot



1°PTD:

$$Q_L + Q_H = W_E + W_C = \dot{W} < 0$$

(33)

$$\dot{W} = \dot{Q}_H \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) + \dot{Q}_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - \dot{W}_{\text{PERSO}}$$

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L = \dot{W}$$

Il lavoro perso è dovuto al allo scambio termico alle  $\neq T^\circ$  tra di loro

Visto che il ciclo di Carnot è internamente rev., le uniche irrev su esterne.

Si devono realizzare degli scambi termici a  $T^\circ$  ste.

Si sceglie 1 fluido

DA: processo di condensaz°

BC: cede calore, processo di evaporaz°

**Ex. 2:**

Il lavoro netto del ciclo è  $1.5 \text{ kW} = W_{\text{el}}$

$$T_H = T_0 = 300 \text{ K}$$

Pot. termica,  $W_{\text{PERSO}}$

$$W = -1.5 \text{ kW}$$

$$\text{Fattore di Carnot: } \left| 1 - \frac{T_0}{T_L} \right| = \left| 1 - \frac{300}{277} \right| = 0.083$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{Q}_L \left| 1 - \frac{T_0}{T_L} \right|}{|W|} \Rightarrow \dot{Q}_L = 15.355 \text{ kW}$$

$$E_f = \frac{\dot{Q}_L}{|W|}$$

Flusso di exergia associata a  $\dot{Q}_L$  ?

$$\dot{E}_{\text{OTT}} = E_x(\dot{Q}_L) = \dot{Q}_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - W_{\text{PERSO}}$$

(35)

$\Rightarrow W_{\text{perso}} = W_{el}$

la macch. nel suo complesso è 1 oggetto totalmente dissipativo

COOL PACK

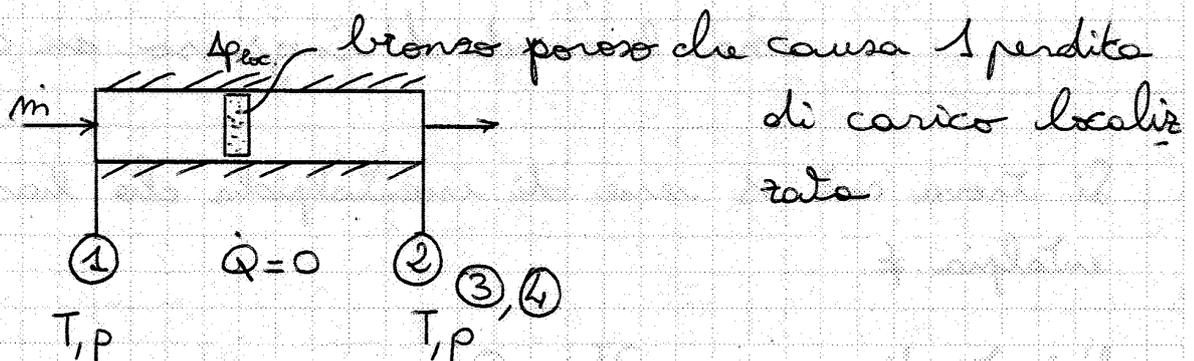
↳ REFUTIL

30/10/13

X produrre amb. freddi e fluidi freddi bisogna spendere molta E.

Effetto Joule-Thomson:

$m$ : portata di fluido che passa in 1 canale adiabatico (senza flusso termico scambiato con l'esterno)



→ Il fluido è in cond. stazionarie

$\Rightarrow 0 = \dot{Q} - \cancel{W} + m(h_1 - h_2)$

$h_1 = h_2$  qualunque siano le cond. d'ingresso

A parità delle cond. d'ingresso (1) e di portata, si cambia la perdita di carico (3), si ripete l'esperimento x (4),... stendendo:

passare attraverso 1 singolarità  $\Rightarrow$  un costo nullo per raffreddare il fluido

Non bisogna avvicinarsi troppo allo 0.

$T_H$ :  $t^\circ$  al di sopra della quale non si può ottenere raffreddamento  $\times$  1 processo di laminazione di J-T o Trafilazione.

$T_H$  è la  $t^\circ$  max di inversione. Ogni fluido ha la sua.

"TRAFILAZIONE ISOENTALPICA"  $\rightarrow h_F = h_I$  (I = iniziale, F = finale)

1 trafilazione isentalpica è rev, mentre qst processo è irrev.

$\dot{S}_{GEN} = \dot{m} (S_2 - S_1) > 0$  SEMPRE  $\Rightarrow$  il processo è irrev

$$Tds = dh - vdp$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{vdp}{T}$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dh}{T} - \int_1^2 \frac{v}{T} dp > 0$$

$$v > 0$$

$\uparrow$

vol. specifico

$$T > 0$$

$dp < 0$  sempre in qste trafilazione

Se si trafilano l'N a  $t^\circ$  amb., sicuramente si raffredda. Lo stesso vale  $\times$  l'O.

Se lo si fa con l'aria, si deve togliere 1<sup>a</sup> il vapore

③⑨ d'H<sub>2</sub>O e la CO<sub>2</sub>, altrimenti l'H<sub>2</sub>O si raffredda

→ lo diventano se poi si vogliono tenere dei liquidi

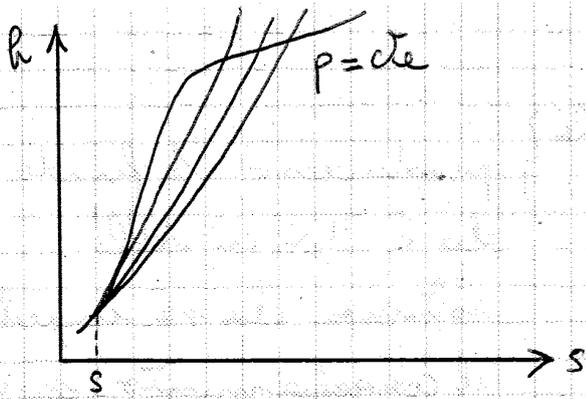
Tabella 12.I. Caratteristiche fisiche di fluidi criogenici.

Proprietà	Metano $CH_4$	Ossigeno $O_2$	Argo $Ar$	Aria -	Azoto $N_2$	Neon $Ne$	n-Idrogeno $H_2$	Elio-4 ${}^4He$
Temperature di ebollizione normale* [K]	111,42	90,19	87,29	78,8 <sup>(a)</sup> 81,8 <sup>(b)</sup>	77,35	27,09	20,39	4,21
Temperatura di solidificazione normale* [K]	90,66	54,35	83,78	56,9 <sup>(c)</sup> 60,3 <sup>(d)</sup>	63,15	24,5	13,95	-
Temperatura critica [K]	190,55	154,77	150,86	132,6	126,20	44,4	33,23	5,19
Pressione critica [bar]	46,41	50,80	48,98	37,69	33,94	27,09	12,97	2,29
Densità normale* del liquido saturo [kg/m <sup>3</sup> ]	424,3	1135,7	1393	876	807,1	1205	71,1	125
Calore di vaporizzazione normale* [kJ/kg]	511,8	212,3	159,6	201,5	197,6	86,1	456	20,9
Temperatura massima di inversione [K]	-	893	723	603	621	-	204,6	40

\* a pressione atmosferica normale  $p_0 = 1,01325$  bar.

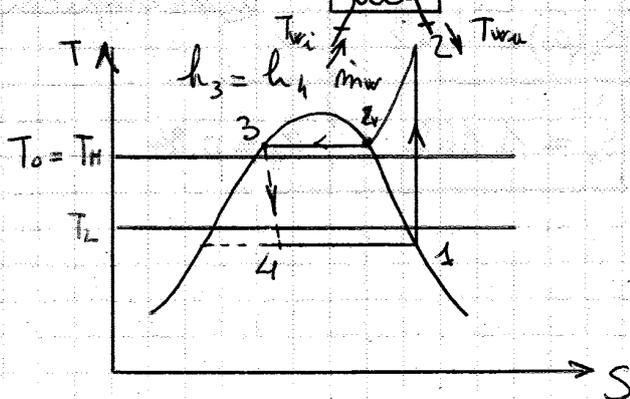
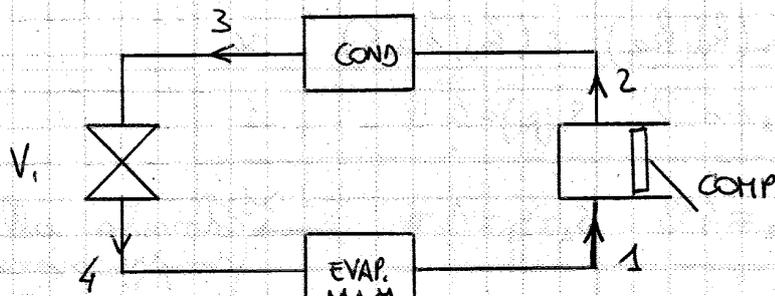
(<sup>a</sup>) punto di bolla; (<sup>b</sup>) punto di rugiada; (<sup>c</sup>) inizio fusione del solido; (<sup>d</sup>) inizio solidificazione del liquido.

↓  
bisogna raffreddarli se si vogliono trafilare, altrimenti non succede nulla



La Trasfo CD crea molti problemi  $\Rightarrow$  si toglie l'espansione isentropica x sostituirla con 1 isentalpica.

31/10/13



$$T_0 > T_{wi} > T_{wa}$$

2v : è in cond di vapore saturo

2  $\rightarrow$  2v : desurriscaldamento

$$\dot{Q}_L = \dot{m} (h_1 - h_4) > 0$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m} (h_3 - h_2) < 0$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_H = \dot{W}_c = \dot{m} (h_2 - h_1) < 0$$

$$\epsilon_f = \frac{\dot{Q}_L}{|\dot{W}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

efficienze di 1° e di 2° principio

④  $\eta_{II} = \epsilon_f \left| 1 - \frac{T_0}{T_L} \right|$

5

# TECNICA DEL FREDDO

## PRIMA ESERCITAZIONE

### CICLO FRIGORIFERO - (fluido di lavoro: R22)

Un gruppo frigorifero a compressione di vapore, con fluido di lavoro R22, viene utilizzato per raffreddare una portata di acqua dalla temperatura  $t_{Ri} = 17^\circ\text{C}$  alla temperatura  $t_{Ru} = 7^\circ\text{C}$ . La temperatura di evaporazione del refrigerante è  $t_E = -5^\circ\text{C}$ ; si suppone inizialmente che siano nulli il grado di surriscaldamento all'evaporatore e di sottoraffreddamento al condensatore, che la compressione sia isoentropica e che non si abbiano cadute di pressione nell'evaporatore e nel condensatore. In queste condizioni la potenza frigorifera scambiata all'evaporatore è pari a 100 kW =  $\dot{Q}_L$

#### I PARTE ✓

Si considerino i due casi:

- a. temperatura di condensazione  $t_C = 35^\circ\text{C}$  (ambiente esterno a  $t_0 = 23^\circ\text{C}$ );
- b. temperatura di condensazione  $t_C = 45^\circ\text{C}$  (ambiente esterno a  $t_0 = 33^\circ\text{C}$ ).

Tracciare i due cicli sui piani (p,h) e (T,s) e determinarne i capisaldi.

Calcolare la portata di acqua refrigerata prodotta dal processo.

Analizzare le prestazioni dei due cicli e calcolare le efficienze di 1° e di 2° principio.

#### II PARTE ✓

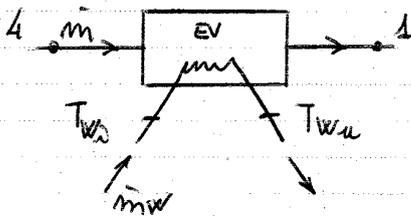
Analizzare il ciclo che si ottiene dal ciclo a. introducendo le seguenti modifiche:  
rendimento isoentropico di compressione pari a 0.85; *→ dp all'evap. e dp al cond.*  
surriscaldamento all'evaporatore e sottoraffreddamento al condensatore pari a  $5^\circ\text{C}$ .

Rappresentare nel piano (T,s) le energie e le exergie in gioco e il lavoro perso nei vari componenti per unità di massa di fluido, nell'ipotesi che le perdite di pressione per attrito negli scambiatori siano pari a 0,5 bar.

#### III PARTE

Confrontare il ciclo della seconda parte con quelli che si ottengono sostituendo il refrigerante R22 con i seguenti fluidi:

R134a, R410A, R407C, R717 (NH<sub>3</sub>)



• Calcolo della portata d' H<sub>2</sub>O refrigerata:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} (h_1 - h_4) = \dot{m}_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wu}) \Rightarrow \dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_L}{c_{pw} (T_{wi} - T_{wu})}$$

$$= \frac{100}{4.186 (17 - 7)} = 2,39 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

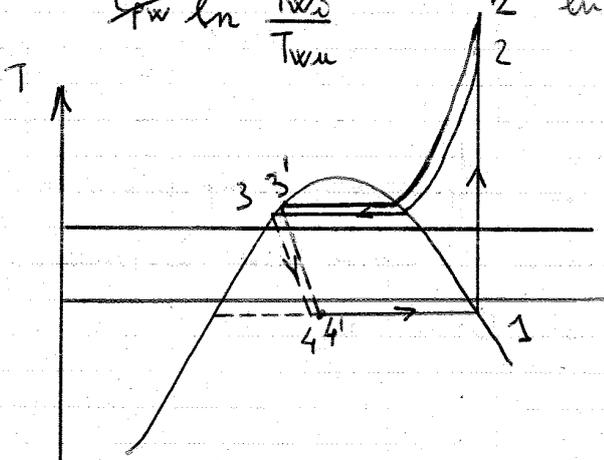
• Calcolo portata fluido di lavoro R22:

$$\dot{m}_{R22} = \frac{\dot{Q}_L}{q_L} = \frac{100}{160} = 0,625 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

• Si calcola  $\bar{T}_L$ ,  $t^\circ$  media termodinamica:

$$\bar{T}_L = \frac{h_{w_{wi}} - h_{w_{wu}}}{s_{w_{wi}} - s_{w_{wu}}} \quad \text{operando a } p = \text{cte} \Rightarrow$$

$$= \frac{c_{pw} (T_{wi} - T_{wu})}{c_{pw} \ln \frac{T_{wi}}{T_{wu}}} = \frac{17 - 7}{\ln \frac{290}{280}} = 284,9 \text{ K}$$



• Rendimento di 1° Principio:

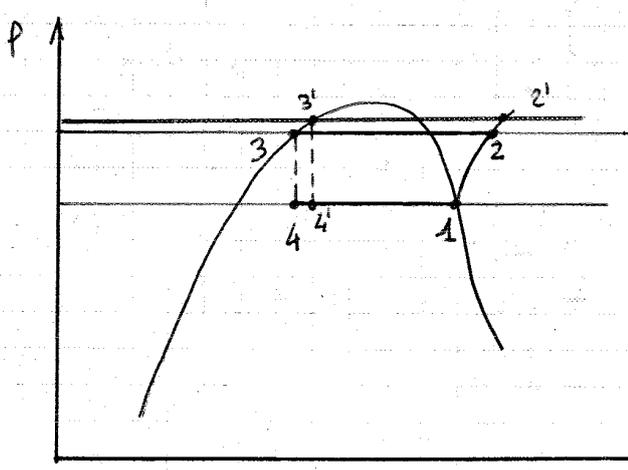
$$q_L = h_1 - h_4 = 403 - 243 = 160 \text{ kJ/kg}$$

$$L_c = h_1 - h_2 = 403 - 433 = 30 \text{ kJ/kg}$$

$$\epsilon_f = \frac{q_L}{L_c} = \frac{160}{30} = 5,3$$

• Rendimento di 2° Principio:

$$\eta_{II} = \epsilon_f \left| 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_L} \right| = 5,3 \left| 1 - \frac{296}{284,9} \right| = 0,21$$



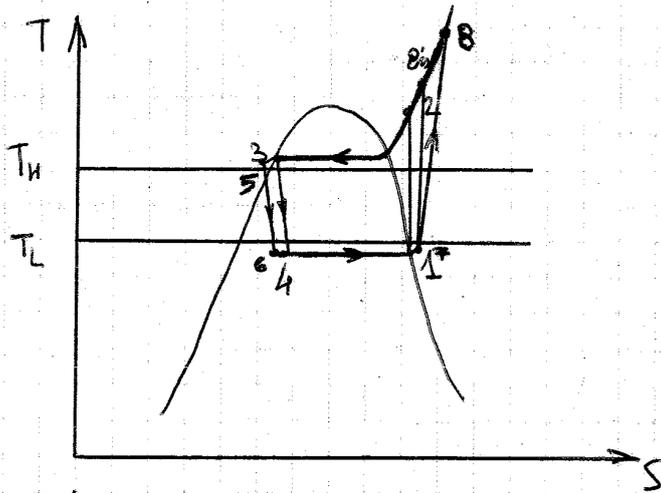
$$\dot{Q}_L = \dot{m} (h_1 - h_4)$$

(44)

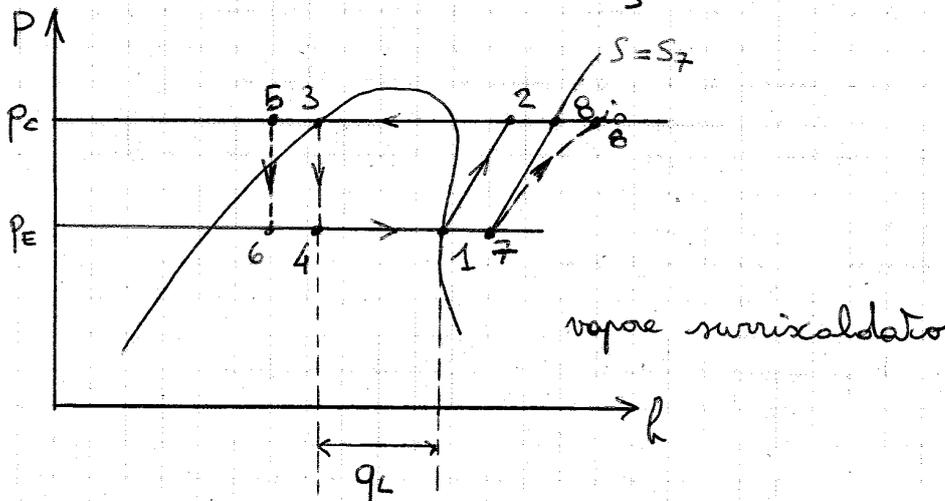
Il  $\eta_{II}$  non è a priori determinabile se  $\sigma < \sigma'$  di quello del 1° caso. Nel caso in esame:  $\begin{cases} \epsilon_f > \epsilon_f' \\ \eta_{II} < \eta_{II}' \end{cases}$

**II**

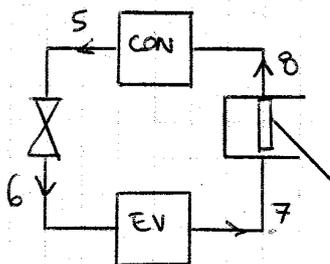
Si elimina l'ipotesi di compressione isentropica



$T_5 = 30^\circ\text{C}$   
 $T_7 = 0^\circ\text{C}$



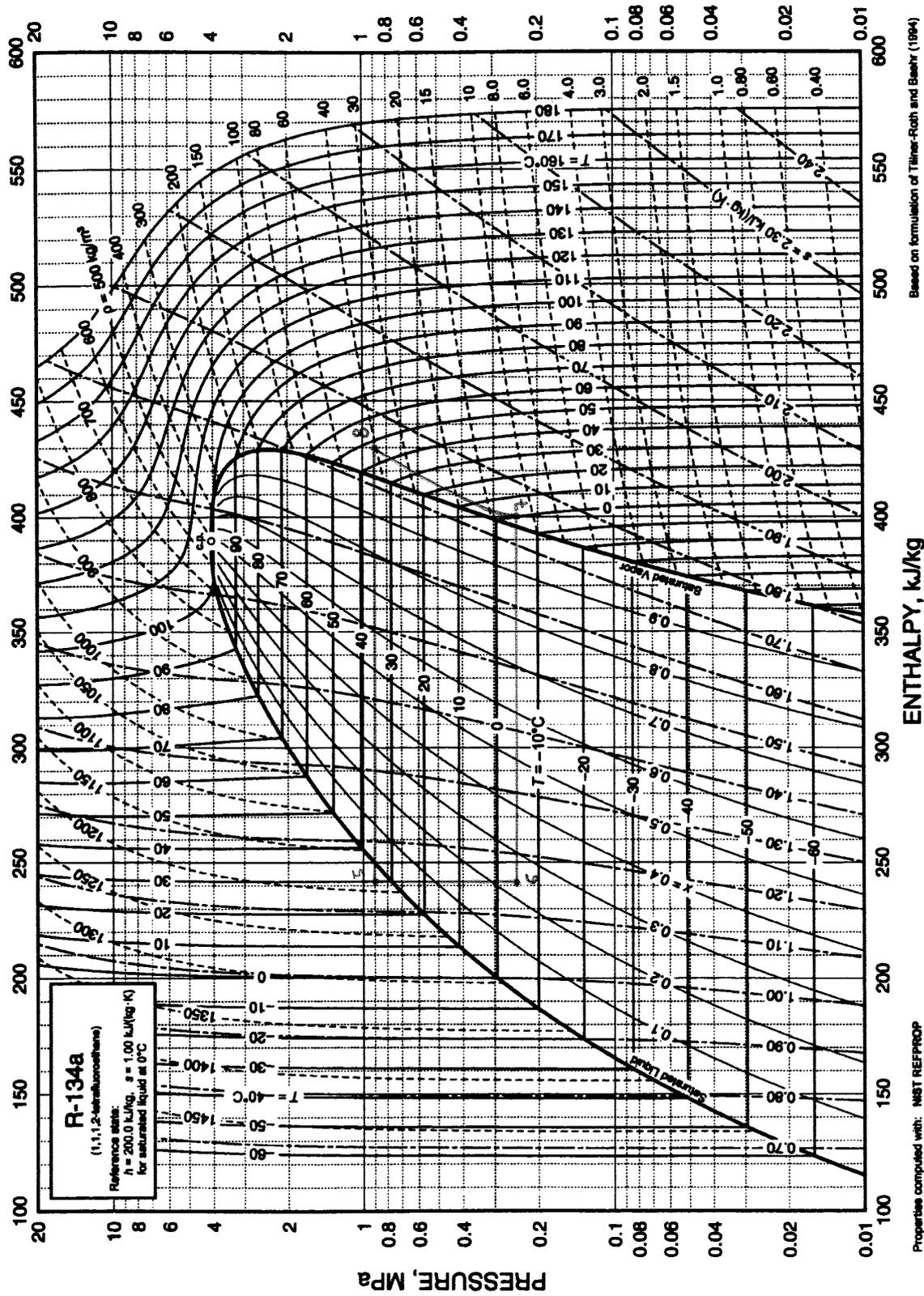
$\eta_{is,c} = \frac{h_{8is} - h_7}{h_8 - h_7} = 0.85$  (dal testo)



VANTAGGI del SURRISCALDAMENTO:

- 1 aumento del  $Q_L$  x unità di massa;

Licensed for single user. © 2009 ASHRAE, Inc.



Based on formulation of Tillner-Roth and Baehr (1994)

Fig. 8 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 134a

Licensed for single user © 2009 ASHRAE, Inc.

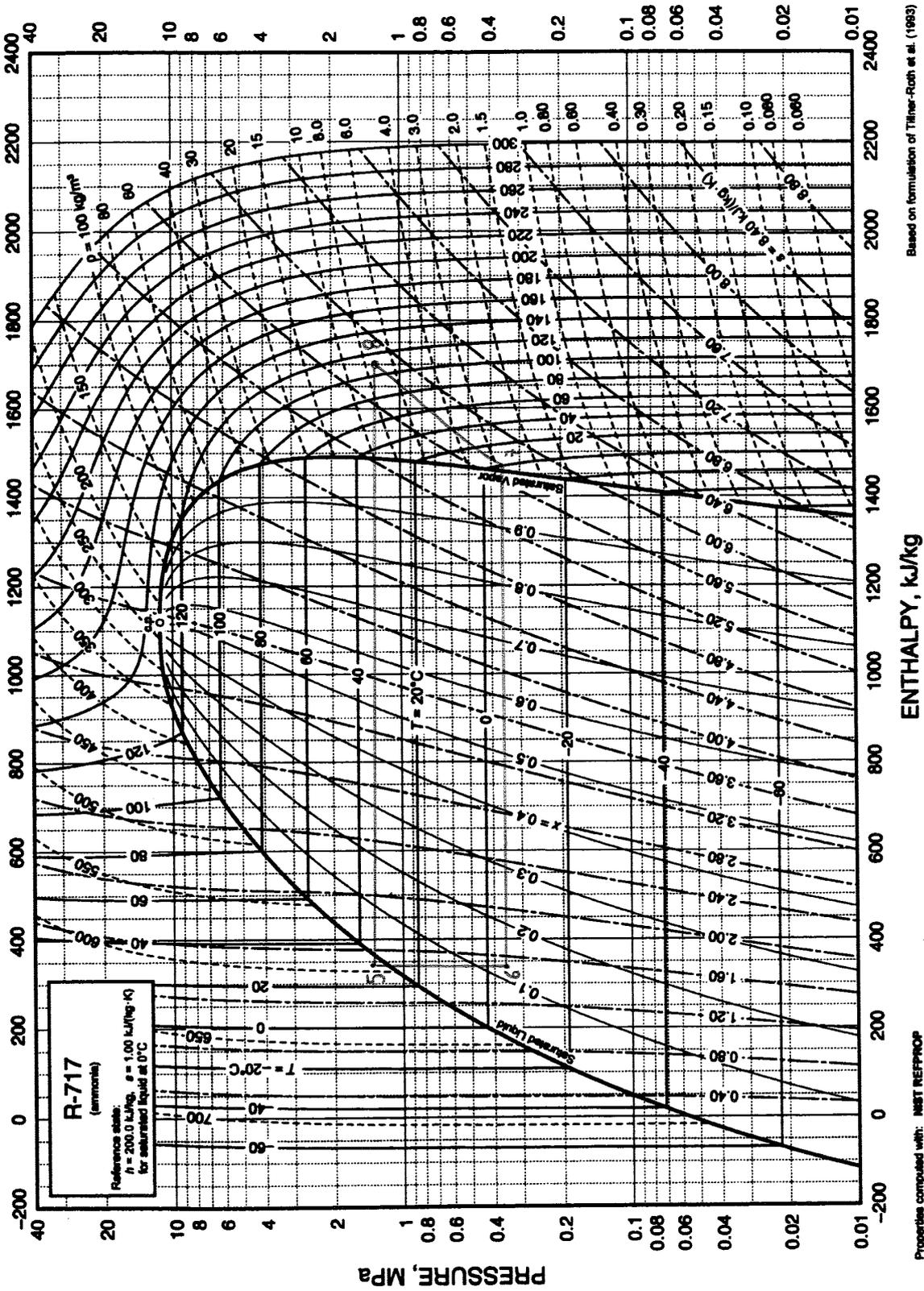


Fig. 16 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 717 (Ammonia)

$$\bullet \dot{Q}_L = \dot{m}_{R22} (h_7 - h_8) \Rightarrow \dot{m}_{R22} = \frac{\dot{Q}_L}{h_7 - h_8} = \frac{100}{408 - 236,7} = 0,58 \text{ kg/s}$$

$$\bullet \dot{W} = \dot{m} (h_7 - h_8) \Rightarrow L_c = h_7 - h_8 = 408 - 443,3 = -35,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\bullet \dot{Q}_H = \dot{m} (h_5 - h_8) \Rightarrow q_H = h_5 - h_8 = 206,6 \text{ kJ/kg}$$

$$T_H = 23^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 35^\circ\text{C}$$

$$\bullet q_L = h_7 - h_6 = 171,3 \text{ kJ/kg}$$

non è rispettata la cond. di esistenza, non c'è scambio termico  
ossia  $T_H = T_3$

se fossero state stringate si sarebbe dovuta la pd di condensare (in qst caso il margine c'è, ma bisogna la sup. di scambio termico)

$$\dot{W} = \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) - T_0 \cdot \dot{S}_{GEN}$$

$$\bullet \epsilon_f = \frac{\dot{Q}_L}{|\dot{W}|} = \frac{q_L}{|L_c|} = \frac{171,3}{35,3} = 4,85$$

$$\dot{W}_{PERSO} = \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) - \dot{W}$$

-Ex<sub>OTT</sub>      Ex<sub>spesa</sub>

$$\bullet \eta_{II} = \epsilon_f \left| 1 - \frac{T_0}{T_L} \right| = 4,85 \left| 1 - \frac{296}{284,9} \right| = 0,109$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{W}_{PERSO}}{|\dot{W}|}$$

$$\int_{v_1}^{v_2} \frac{dh}{T} = 0 \text{ xché dip. dagli estremi di integrazione}$$

Al carico termico non bisogna aggiungere q<sub>latente</sub>

$\tau \rightarrow$  indica le ore

I bagni non si climatizzano d'estate (si fa la t° esterna)

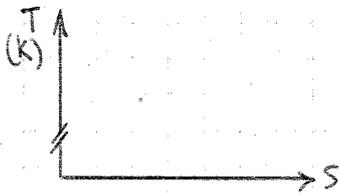
$$|q_H| = h_8 - h_5 \rightarrow \text{AREA (15-5-8-18-15)}$$

$$|l_c| = |q_H| - q_L \rightarrow \text{AREA (15-5-8-18-17-7-6-16-15)}$$

↳ lavoro netto del ciclo

Attenzione se il diagramma TS è in K, altrimenti non ha senso.

↓  
va fino allo OK



Qd in 1 ciclo c'è 1 trasfo irreversibile, il ciclo diventa irreversibile.

$$\dot{W} = \dot{Q}_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - \dot{W}_{\text{PERSO}}, \text{ dividendo } \times \text{ la portata}$$

$$l_{\text{PERSO}} = q_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - l_c$$

$$= q_L - q_L \frac{T_0}{T_L} - l_c$$

$$l_{\text{PERSO}} = \underbrace{|l_c|}_{\text{ex. persa}} - \underbrace{\left( \frac{T_0}{T_L} - 1 \right) q_L}_{\text{ex. ottenuta}}$$

$$\left( \frac{T_0}{T_L} - 1 \right) q_L$$

$$\frac{T_0}{T_L} > 1$$

$$\frac{T_0}{T_L} q_L \rightarrow \text{AREA (16-26-27-17-16)}$$

L'isobara  $p_E$  è stata traslata rigidamente vs l'alto ottenendo la curva 26-27

$$ex_{\text{OTT}} = q_L \left( \frac{T_0}{T_L} \right) - q_L \rightarrow \text{AREA (6-26-27-7-6)}$$

(grafico p- precedente)

50

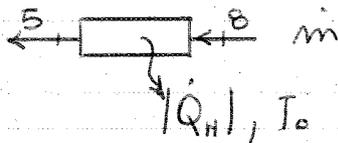
$$\dot{W}_{\text{PERSO}} = \dot{Q}_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - \dot{W}$$

$$\dot{W}_{\text{PERSO},K} = \dot{m} T_0 (s_8 - s_7)$$

$$\dot{W}_{\text{PERSO},V} = \dot{m} T_0 (s_6 - s_5)$$

$$l_{\text{PERSO},V} = T_0 (s_6 - s_5) \rightarrow \text{AREA (15-05-06-16-15)}$$

CONDENSATORE:



$$\dot{W} = 0$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m} (h_5 - h_8) < 0$$

$$\dot{W} = 0 = \dot{m} (h_8 - h_5) - T_0 \dot{S}_{\text{GEN}}$$

eq. dell'ex. applicata al condensatore

$$\dot{W}_{\text{PERSO}} = \dot{m} (h_8 - h_5) - T_0 \dot{m} (s_8 - s_5)$$

$$\dot{W}_{\text{PERSO},CO} = -\dot{Q}_H + T_0 \dot{m} (s_5 - s_8)$$

$$-\dot{Q}_H = |\dot{Q}_H|$$

$$l_{\text{PERSO},CO} = |\dot{Q}_H| - T_0 (s_8 - s_5)$$

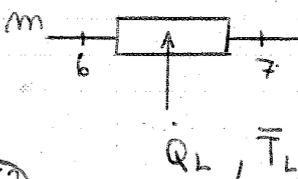
$$\text{AREA (15-5-8-18-15)}$$

$$\text{AREA (15-05-08-18-15)}$$

$$l_{\text{PERSO},CO} \rightarrow \text{AREA (05-5-8-08-05)}$$



EVAPORATORE:



$$\dot{W} = 0$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m} (h_7 - h_6)$$

(52)

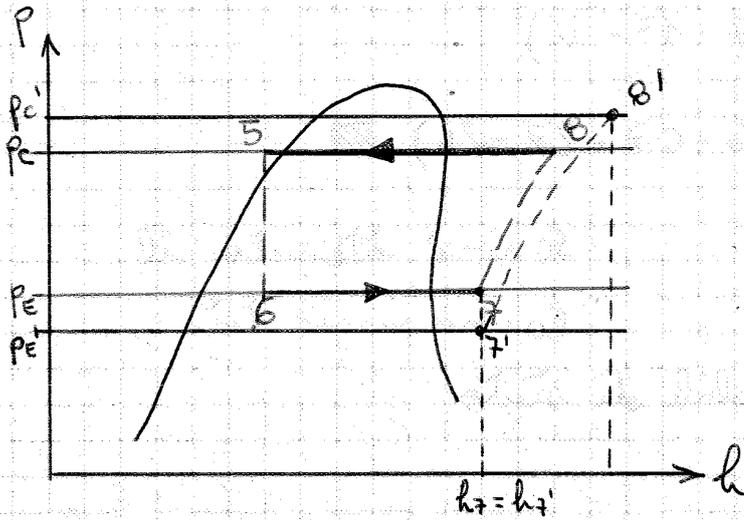
$$\dot{W}_{\text{PERSO, TOT}} = -\dot{Q}_H - \dot{Q}_L \frac{T_0}{T_L} \Rightarrow l_{\text{PERSO, TOT}} = -q_H - q_L \frac{T_0}{T_L}$$

$$l_{\text{PERSO, TOT}} = +206,6 - 171,3 \cdot \frac{296}{284,9}$$

$$= 28,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\Rightarrow \dot{W}_{\text{PERSO, TOT}} = \dot{m} \cdot l_{\text{PERSO, TOT}} = 16,5 \text{ kW}$$

13/11/13

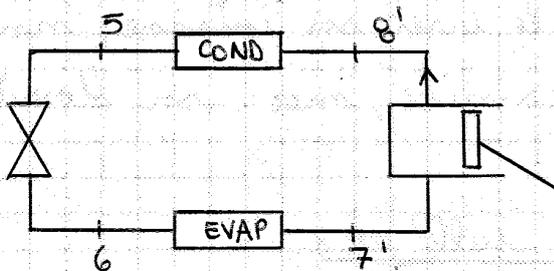
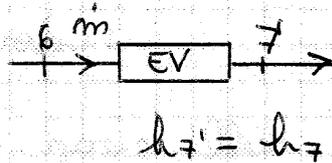


Le perdite di carico si verificano sempre nel verso del fluido

$$S_{z'} > S_z$$

$$h_{z'} = h_z$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m} (h_{7'} - h_6)$$



$$\dot{W}' = \dot{m} (h_{7'} - h_{8'}) = \dot{m} (h_7 - h_{8'}) < 0$$

$$\epsilon_p' = \frac{\dot{Q}_L}{|\dot{W}'|}$$

$$\eta_{II}' = \epsilon_p' \left| 1 - \frac{T_0}{T_L} \right| = 1 - \frac{\dot{W}_{\text{PERSO}'}}{|\dot{W}'|}$$

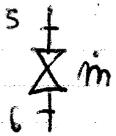
(54)

$$\dot{W}'_{\text{PERSO}} = \underbrace{\dot{Q}_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right)}_{E_{\text{OTT}}} - \underbrace{\dot{W}'^i}_{E_{\text{SPESA}}}$$

$$l'_{\text{PERSO}} = |l_c'| - q_L \left( \frac{T_0}{T_L} - 1 \right)$$

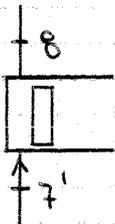
$$l_{\text{X OTT}} \rightarrow \text{AREA (6-26-27-7-6)} \quad \blacksquare$$

$$l'_{\text{PERSO}} \rightarrow \text{AREA (15'-5'-8'-18'-17-27-26-16-15')}$$



$$\dot{W}_{e,v} = T_0 \cdot \dot{m} (s_6 - s_5)$$

$$l_{e,v} = T_0 (s_6 - s_5) \rightarrow \text{AREA (15-05-06-16-15)} \quad \blacksquare$$



$$\dot{W}' = \dot{m} (h_{7'} - h_{8'}) = \dot{m} (h_7 - h_{8'})$$

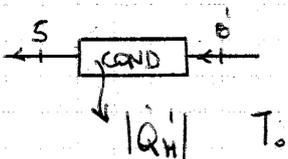
$$Q = 0$$

$$\dot{W}' = \dot{m} (h_{7'} - h_{8'}) - T_0 \cdot \dot{S}_{\text{GEN}}$$

$$\dot{m} (h_{7'} - h_{8'}) = \dot{m} (h_7 - h_{8'}) - T_0 \dot{m} (s_{7'} - s_{8'}) - \dot{W}'_{\text{PK}}$$

$$\dot{W}'_{\text{PERSO,K}} = T_0 \dot{m} (s_{8'} - s_{7'})$$

$$\rightarrow l'_{\text{PERSO,K}} = T_0 (s_{8'} - s_{7'}) \quad \blacksquare$$



$$Q_H = \dot{m} (h_5 - h_{8'})$$

$$\dot{W} = 0$$

$$\dot{W} = 0 = \dot{m} (h_{8'} - h_5) - T_0 \dot{S}_{\text{GEN}}$$

56

nelle macchine frigorifere.

In inglese si chiamano "refrigerators."

→ I fluidi intermedi o gli "slurries" e si usano nei circuiti intermedi.

### Caratteristiche richieste:

- chimicamente inerte e stabile → non deve dissociarsi trasformandosi in l'altra cosa
- non deve reagire con i metalli e con il lubrificante.

Il lubrificante deve essere presente nel compressore ma non deve spostarsi nella macchina. Inoltre, se viaggiano a  $t^{\circ}$  alte perdono le loro propr. (↓ la viscosità), a  $t^{\circ}$  basse essi non devono solidificare, dare origine a composti intermedi o separarsi dal fluido frigo dando origine a 2 fasi (lubrificante e fluido frigo devono costituire 1 fase)

- compatibile con l'ambiente

È dei compressori ermetici che non si possono smontare, il motore è inserito nella cassa

Nella progettaz<sup>o</sup> di 1 apparecchio si deve pensare che tale pezzo sarà smantellato alla fine della sua vita

58 I fluidi frigo escono dalle macch. ⇒ non devono

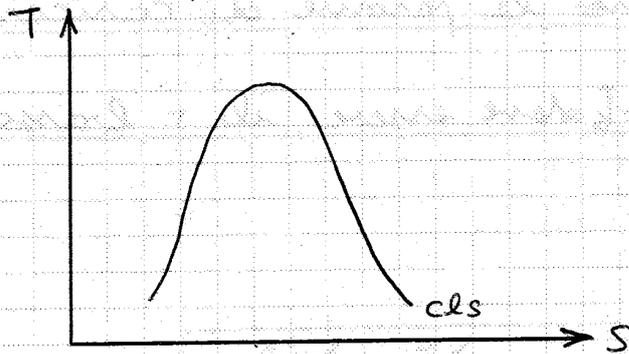
inquinare troppo l'amb.

- nn deve essere né tossico né infiammabile
- propr. Termodinamiche: nn deve richiedere 1 pressione di condensar° troppo alta (è 1 problema di dimensionamento meca.)

Ⓛ) la pressione di evaporar° nn deve essere troppo bassa:  $p_{ev} > p_{atm}$  → xché nn deve entrare aria

(E 1 sl macch. frigo in depressione, ma nn ha il compressore).

Ⓛ) Caso particolare:



la cls deve avere sempre pendenza  $\ominus$  nel diagramma T-S.

Ⓛ) La t° di fine compressione nn deve essere troppo alta altrimenti il lubrificante nn ce la fa +.

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

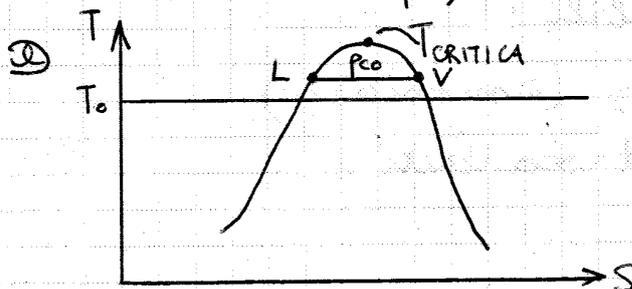
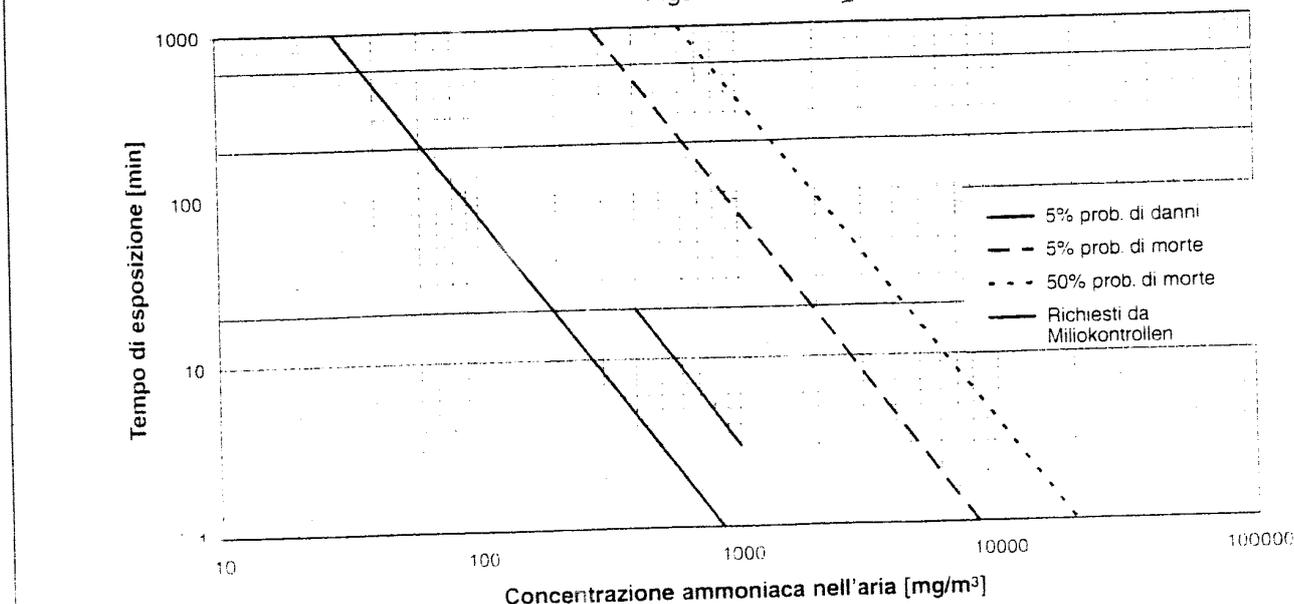


Tabella 1.  
EFFETTI FISIOLGICI DELL'AMMONIACA SULL'ESSERE UMANO.

Concentrazione di gas ppm	Effetti su esseri umani non protetti	Reazione dell'essere umano	Ora
5	Soglia a basse temperature e persone sensibili.		
20	Odore avvertito dalla maggior parte degli abitanti.	Caratteristico odore pungente = avvertimento, innocuo.	NGV = 25 ppm in molti paesi.
50	L'odore è ben distinguibile.	Avvertimento, innocuo.	8 ore al giorno ogni settimana.
100	Sgradevole, stato d'ansia.	Innocuo.	Non permanere.
300	Una persona con esperienza si allontanerebbe, una persona inesperta potrebbe farsi prendere dal panico.	Innocuo. Non tollerato da una persona con esperienza.	
400-700	Reazione agli occhi, al naso e agli organi respiratori.		L'esposizione della durata di un'ora non provoca danni.
1000	Tosse, crampi e seria irritazione.		L'esposizione della durata di mezz'ora potrebbe arrecare seri danni.
2000-5000	Come sopra. Paralisi, soffocamento.		Mezz'ora o meno possono essere letali.

ppm: parti x milione

Figura 1.







La tabella seguente ha lo scopo di fornire la gamma di applicazioni possibili dei fluidi HFC e HCFC. Essa non pretende di essere esaustiva.

**TABELLA 24**  
Applicazioni dei composti HFC e HCFC

Composti HFC o HCFC	Applicazioni come fluido frigorifero	Applicazioni come agenti di espansione	Altre applicazioni
HFC-23	Bassa temperatura: sostituisce CFC-13 e R-503.		Agente di taglio al plasma.
HFC-125	Temperatura media e bassa: sostituisce R-502.		
HCFC-22	Temperatura media e bassa: sostituisce R-502. Refrigerazione commerciale, climatizzazione domestica e commerciale. Componente di miscela ternaria.	Polistirolo, polietilene, poliuretano, poliisocianurato e schiume fenoliche.	Elimina l'inflammabilità delle formule di aerosol.
HFC-134a	Refrigerazione domestica e commerciale. Climatizzazione di autoveicoli. Refrigeratori a media, temperatura per prodotti alimentari. Refrigeratori di acqua. Sostituto dell'R-12.	Polistirolo, poliuretano, poliisocianurato e schiume fenoliche.	Propellente per prodotti farmaceutici in aerosol.
HFC-152a	Componente di miscela ternaria da utilizzare come carica nella refrigerazione a media temperatura e nella climatizzazione di autoveicoli. La miscela sostituisce CFC-12 e R-500.	Polistirolo, poliuretano, poliisocianurato e schiume fenoliche.	Propellente, intermedio chimico.
HCFC-124	Componente di miscela ternaria. Refrigeratori d'acqua, sostituisce CFC-114.	Polistirolo, polietilene, poliuretano, poliisocianurato e schiume fenoliche.	
HCFC-142b		Polistirolo, polietilene, poliuretano, poliisocianurato e schiume fenoliche.	Propellente, intermedio chimico.
HCFC-123	Refrigeratori d'acqua, sostituto del CFC-11.	Poliuretano, polistirolo, poliisocianurato e schiume fenoliche.	Componente di miscela di detergenti.
HCFC-141b		Poliuretano, poliisocianurato e schiume fenoliche.	Componente di miscela di detergente.

**Mec**

Per studiare  
serie conosc  
dite; in ques  
enumerare le  
re i fenomen  
ed analizzar  
rare la porta  
fluidi nonch  
pressione...)

**DEFINIZIO**  
Col nome g  
corpi liquid  
proprietà c  
principio di  
le presentan  
no scorrere  
versi indipe  
assumere la  
fluido.

**Propri**

Compres

Tutti i fluid  
sotto l'azio

$\left\{ \begin{array}{l} B \text{ è + volatile} \\ A \text{ è - volatile} \end{array} \right.$

Dato 1 certo valore di pressione la  $T_{sat_B} < T_{sat_A}$   
 $\Rightarrow B$  evapora 1<sup>a</sup>.

Dal pto 1 si fornisce calore finché non si raggiunge la linea di saturazione nel pto 2.

1: liquido sottoraffreddato       $T_1, y_1$   
2: " saturo       $T_2, y_{2L} = y_1$

$$y_{2V} > y_{2L}$$

Il vapore è + ricco del componente + volatile.

Continuando a fornire calore a  $p = \text{cte}$  si ottiene il pto 3 nella zona bifase.

3: bifase       $T_3, y_1$

3<sub>L</sub>: liquido

3<sub>V</sub>: vapore

4: vapore saturo       $T_4, y_1$

5: vapore surriscaldato

— Linea o curva di bolla: luogo dei liquidi saturi

— Linea di rugiada: vapore saturo

$$p = \text{cte}$$

$$T_{sat_V} = T_4$$

$$T_{sat_L} = T_2$$

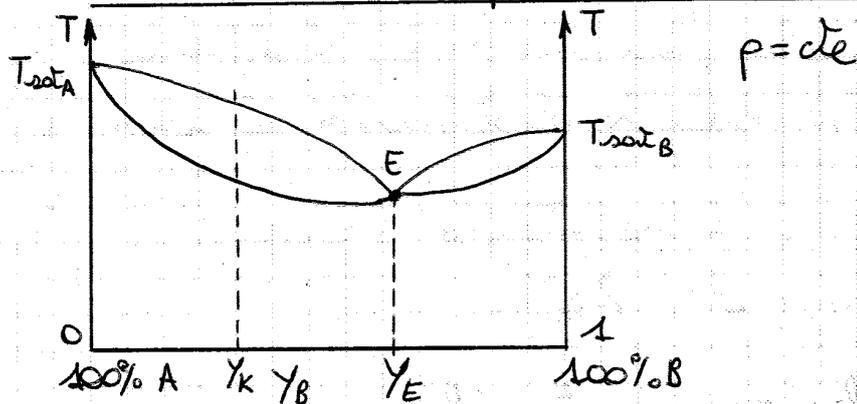
$$\textcircled{66} T_4 > T_2$$

Il cambiamento di stato a  $p = \text{cte}$  x 1 miscela  
 non è isoterma

$$\underline{T_4 - T_2 = \text{scorimento di } t^\circ \text{ e "glide"}; T_v - T_L}$$

Miscela ZEOTROPICHE R4YZ

Se si ha 1 composto intermedio:



Miscela azeotropica se ha la composizione dell' eutettico  $Y_E$   
 R-5YZ

1 miscela con composizione  $Y_k$  è zeotropica

20/11/13

$$1 \text{ TON} = 3.5 \text{ W}$$

$$1 \text{ BTU} \cong 4 \text{ W}$$

R - 422D

R - 407C

Dal pt di vista dell' impianto, lavorare con 1 miscela  
 zeotropica, che influenza ha?

Dato che le miscele zeotropiche sono composte da + componenti,  
se si ha 1 compressore aperto in delle tenute

67

attraverso le quali può uscire il fluido, non si

Refrigerants

Table 2 Data and Safety Classifications for Refrigerant Blends

Refrigerant Number	Composition (Mass %)	Composition Tolerances	Azeotropic Temperature, °C	Molecular Mass <sup>a</sup>	Normal Boiling Point, °C	Safety Group
<b>Zeotropes</b>						
400	R-12/114 (must be specified)		none			A1
401A	R-22/152a/124 (53.0/13.0/34.0)	(±2/+0.5,-1.5/±1)				A1
401B	R-22/152a/124 (61.0/11.0/28.0)	(±2/+0.5,-1.5/±1)				A1
401C	R-22/152a/124 (33.0/15.0/52.0)	(±2/+0.5,-1.5/±1)				A1
402A	R-125/290/22 (60.0/2.0/38.0)	(±2/±0.1,-1/±2)				A1
402B	R-125/290/22 (38.0/2.0/60.0)	(±2/±0.1,-1/±2)				A1
403A	R-290/22/218 (5.0/75.0/20.0)	(+0.2,-2/±2/±2)				A1
403B	R-290/22/218 (5.0/56.0/39.0)	(+0.2,-2/±2/±2)				A1
404A	R-125/143a/134a (44.0/52.0/4.0)	(±2/±1/±2)				A1
405A	R-22/152a/142b/C318 (45.0/7.0/5.5/42.5)	(±2/±1/±1/±2)				A1
406A	R-22/600a/142b (55.0/4.0/41.0)	(±2/±1/±1)				A2
407A	R-32/125/134a (20.0/40.0/40.0)	(±2/±2/±2)				A1
407B	R-32/125/134a (10.0/70.0/20.0)	(±2/±2/±2)				A1
407C	R-32/125/134a (23.0/25.0/52.0)	(±2/±2/±2)				A1
407D	R-32/125/134a (15.0/15.0/70.0)	(±2/±2/±2)				A1
407E	R-32/125/134a (25.0/15.0/60.0)	(±2,±2,±2)				A1
408A	R-125-143a-22 (7.0/46.0/47.0)	(±2/±1/±2)				A1
409A	R-22/124/142b (60.0/25.0/15.0)	(±2/±2/±1)				A1
409B	R-22/124/142b (65.0/25.0/10.0)	(±2/±2/±1)				A1
410A	R-32/125 (50.0/50.0)	(+0.5,-1.5/+1.5,-0.5)				A1
410B	R-32/125 (45.0/55.0)	(±1/±1)				A1
411A	R-1270/22/152a (1.5/87.5/11.0)	(+0,-1/+2,-0/+0,-1)				A2
411B	R-1270/22/152a (3.0/94.0/3.0)	(+0,-1/+2,-0/+0,-1)				A2
412A	R-22/218/142b (70.0/5.0/25.0)	(±2/±1/±1)				A2
413A	R-218/134a/600a (9.0/88.0/3.0)	(±1/±2/±0,-1)				A2
414A	R-22/124/600a/142b (51.0/28.5/4.0/16.5)	(±2/±2/±0.5/±0.5,-1)				A1
414B	R-22/124/600a/142b (50.0/39.0/1.5/9.5)	(±2/±2/±0.5/±0.5,-1)				A1
415A	R-22/152a (82.0/18.0)	(±1/±1)				A2
415B	R-22/152a (25.0/75.0)	(±1/±1)				A2
416A	R-134a/124/600 (59.0/39.5/1.5)	(+0.5,-1/+1,-0.5/+1,-0.2)				A1
417A	R-125/134a/600 (46.6/50.0/3.4)	(±1/±1/±0.1,-0.4)				A1
418A	R-290/22/152a (1.5/96.0/2.5)	(±0.5/±1/±0.5)				A2
419A	R-125/134a/E170 (77.0/19.0/4.0)	(±1/±1/±1)				A2
420A	R-134a/142b (88.0/12.0)	(±1,-0,+0,-1)				A1
421A	R-125/134a (58.0/42.0)	(±1/±1)				A1
421B	R-125/134a (85.0/15.0)	(±1/±1)				A1
422A	R-125/134a/600a (85.1/11.5/3.4)	(±1/±1/±0.1,-0.4)				A1
422B	R-125/134a/600a (55.0/42.0/3.0)	(±1/±1/±0.1,-0.5)				A1
422C	R-125/134a/600a (82.0/15.0/3.0)	(±1/±1/±0.1,-0.5)				A1
423A	R-134a/227ea (52.5/47.5)	(±1/±1)				A1
424A	R-125/134a/600a/600/601a (50.5/47.0/0.9/1.0/0.6)	(±1/±1/±0.1,-0.2/+0.1,-0.2/+0.1,-0.2)				A1
425A	R-32/134a/227ea (18.5/69.5/12.0)	(±0.5/±0.5/±0.5)				A1
426A	R-125/134a/600a/601a (5.1/93.0/1.3/0.6)	(±1/±1/±0.1,-0.2/+0.1,-0.2)				A1
427A	R-32/125/143a/134a (15.0/25.0/10.0/50.0)	(±2/±2/±2/±2)				A1
428A	R-125/143a/290/600a (77.5/20.0/0.6/1.9)	(±1/±1/±0.1,-0.2/+0.1,-0.2)				A1
<b>Azeotropes<sup>b</sup></b>						
500	R-12/152a (73.8/26.2)		0	99.3	-33	A1
501	R-22/12 (75.0/25.0) <sup>c</sup>		-41	93.1	-41	A1
502	R-22/115 (48.8/51.2)		19	112.0	-45	A1
503	R-23/13 (40.1/59.9)		88	87.5	-88	
504	R-32/115 (48.2/51.8)		17	79.2	-57	
505	R-12/31 (78.0/22.0) <sup>c</sup>		115	103.5	-30	
506	R-31/114 (55.1/44.9)		18	93.7	-12	
507A <sup>d</sup>	R-125/143a (50.0/50.0)		-40	98.9	-46.7	A1
508A <sup>d</sup>	R-23/116 (39.0/61.0)		-86	100.1	-86	A1
508B	R-23/116 (46.0/54.0)		-45.6	95.4	-88.3	A1
509A <sup>d</sup>	R-22/218 (44.0/56.0)		0	124.0	-47	A1

Source: ANSI/ASHRAE Standard 34-2007.

<sup>a</sup>Molecular mass and normal boiling point are not part of this standard.

<sup>b</sup>Azeotropic refrigerants exhibit some segregation of components at conditions of temperature and pressure other than those at which they were formulated. Extent of segregation depends on the particular azeotrope and hardware system configuration.

<sup>c</sup>Exact composition of this azeotrope is in question, and additional experimental studies are needed.

<sup>d</sup>R-507, R-508, and R-509 are allowed designations for R-507A, R-508A, and R-509A because of a change in designations after assignment of R-500 through R-509. Corresponding changes were not made for R-500 through R-506.

Licensed for single user. © 2009 ASHRAE, Inc.

# DuPont™ ISCEON® 9 Series

## REFRIGERANTS

### Pressure-Temperature Guide – SI

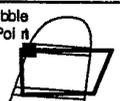
**Superheat – Saturated Vapor Pressures**      Typical PH Diagram Superheat–Reference Point



Dew Point — Saturated Vapor (kPa – abs)							
Temp. °C	ISCEON® MO49 R-422A	ISCEON® 397C° R-423A	ISCEON® MO49 R-413A	ISCEON® MO49Plus™ R-437A*	ISCEON® MO79 R-422A	Temp. °F	
-40	93	45	56	59	76	123	-40
-39	98	48	59	62	80	129	-38
-38	103	50	62	65	84	135	-36
-37	108	53	66	69	88	141	-35
-36	113	56	69	72	92	148	-33
-35	119	59	73	76	97	155	-31
-34	125	62	76	80	102	162	-29
-33	131	65	80	84	107	169	-27
-32	137	68	84	88	112	177	-26
-31	143	72	88	92	117	184	-24
-30	150	75	93	97	123	193	-22
-29	156	79	97	101	128	201	-20
-28	163	82	102	106	134	210	-18
-27	171	86	106	111	140	218	-17
-26	178	90	111	116	147	228	-15
-25	186	95	117	122	153	237	-13
-24	194	99	122	127	160	247	-11
-23	203	104	127	133	167	257	-9
-22	211	108	133	139	175	267	-8
-21	220	113	139	145	182	278	-6
-20	229	118	145	151	190	289	-4
-19	239	124	152	158	198	300	-2
-18	248	129	158	165	206	312	0
-17	258	135	165	172	215	324	1
-16	269	140	172	179	224	336	3
-15	280	146	179	186	233	349	5
-14	291	153	187	194	242	362	7
-13	302	159	194	202	252	376	9
-12	314	165	202	210	262	390	10
-11	326	172	210	219	272	404	12
-10	338	179	219	227	283	418	14
-9	351	186	228	236	294	433	16
-8	364	194	237	246	305	449	18
-7	377	202	246	255	316	465	19
-6	391	210	255	265	328	481	21
-5	405	218	265	275	340	498	23
-4	420	226	275	286	353	515	25
-3	435	235	286	296	366	532	27
-2	450	244	296	307	379	550	28
-1	466	253	307	319	393	569	30
0	482	262	319	330	407	587	32
1	499	272	330	342	421	607	34
2	516	282	342	355	436	627	36
3	533	292	355	367	451	647	37
4	551	303	367	380	467	668	39
5	569	313	380	394	482	689	41
6	588	324	394	407	499	711	43
7	607	336	407	421	516	733	45
8	627	347	421	436	533	756	46
9	647	359	436	451	550	779	48
10	668	372	450	466	568	803	50

\* Properties calculated using REFPROP Ver 8.0, Std Ref Data Program, NIST 2007.

**Subcooling – Saturated Liquid Pressures**      Typical PH Diagram Subcooling–Reference Point

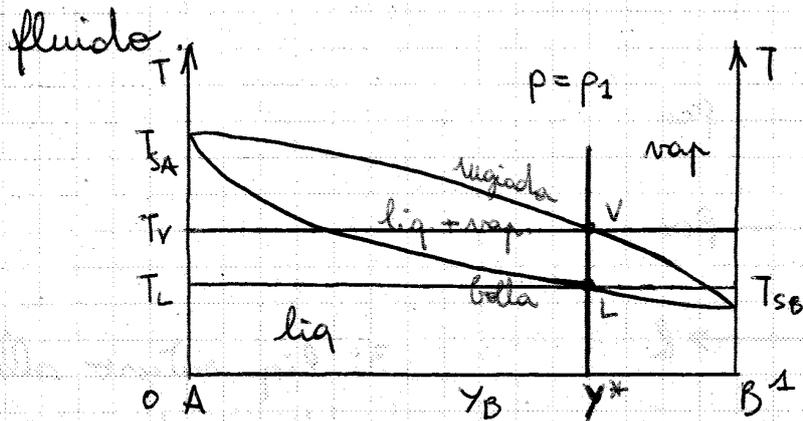


Bubble Point — Saturated Liquid (kPa – abs)							
Temp. °C	ISCEON® MO49 R-422A	ISCEON® 397C° R-423A	ISCEON® MO49 R-413A	ISCEON® MO49Plus™ R-437A*	ISCEON® MO79 R-422A	Temp. °F	
10	740	381	503	508	639	841	50
11	762	393	518	525	658	866	52
12	784	407	535	541	678	892	54
13	808	420	551	558	699	918	55
14	831	434	568	576	720	944	57
15	856	448	585	594	742	971	59
16	880	463	603	612	763	999	61
17	906	478	621	631	786	1027	63
18	931	493	640	650	809	1056	64
19	958	509	659	670	832	1086	66
20	985	525	678	690	856	1116	68
21	1012	541	698	710	881	1146	70
22	1040	558	718	731	906	1178	72
23	1069	575	739	753	931	1210	73
24	1098	592	760	775	957	1242	75
25	1128	610	782	797	984	1276	77
26	1158	629	804	820	1011	1310	79
27	1189	648	826	843	1038	1344	81
28	1221	667	850	867	1067	1380	82
29	1253	686	873	892	1095	1415	84
30	1286	706	897	917	1125	1452	86
31	1320	727	922	942	1155	1490	88
32	1354	748	947	968	1185	1528	90
33	1389	769	972	994	1216	1566	91
34	1424	791	998	1021	1248	1606	93
35	1460	813	1025	1049	1280	1646	95
36	1497	836	1052	1077	1313	1687	97
37	1535	859	1080	1106	1347	1729	99
38	1573	883	1108	1135	1381	1772	100
39	1612	907	1136	1165	1416	1815	102
40	1651	932	1166	1195	1451	1859	104
41	1692	957	1196	1226	1487	1904	106
42	1733	983	1226	1258	1524	1950	108
43	1775	1009	1257	1290	1562	1996	109
44	1817	1036	1289	1323	1600	2044	111
45	1860	1063	1321	1356	1639	2092	113
46	1905	1091	1354	1390	1679	2141	115
47	1949	1120	1387	1425	1719	2191	117
48	1995	1148	1421	1460	1760	2242	118
49	2042	1178	1456	1496	1802	2294	120
50	2089	1208	1491	1533	1844	2346	122
51	2137	1238	1527	1570	1887	2400	124
52	2186	1270	1564	1608	1931	2454	126
53	2236	1301	1601	1646	1976	2510	127
54	2286	1334	1639	1686	2022	2566	129
55	2338	1367	1678	1726	2068	2624	131
56	2390	1400	1717	1767	2115	2682	133
57	2444	1434	1757	1808	2163	2742	135
58	2498	1469	1798	1850	2212	2802	136
59	2553	1505	1839	1893	2261	2864	138
60	2609	1541	1881	1937	2312	2926	140
61	2666	1577	1924	1981	2363	2990	142
62	2724	1615	1968	2027	2415	3055	144
63	2783	1653	2012	2073	2468	3121	145
64	2843	1691	2057	2119	2522	3188	147
65	2904	1731	2103	2167	2577	3257	149

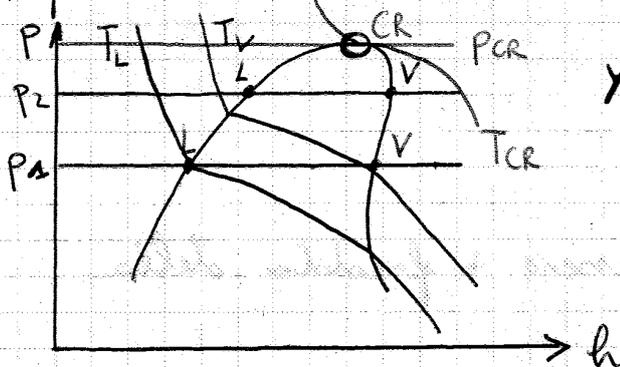
DuPont Refrigerants. The Science of Cool.™



The miracles of science™



Se la  $p \uparrow$  allora le 2 curve di saturazione si spostano verso l'alto



$\gamma^* = c_c \rightarrow$  la concentrazione è  $c_c$

Se si considera  $p_2 > p_1$ , L e V sono + alte e + vicine. Ad si arriva alla  $T_c = p_{CR}$  non c'è + il "glide" e la zona bifase.

Se  $p = 1 \text{ bar} = 0.1 \text{ MPa}$

$$\begin{cases} T_L = -47^\circ\text{C} \\ T_V = -41^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \text{da grafico}$$

$T_V - T_L$  è il "glide"

$\uparrow$  la  $p$  e il glide diventa piccolo

Si sceglie 1 fluido con 1 composizione precisa e poi si traccia il suo ciclo sul diagramma di stato:

$\Rightarrow \left. \begin{matrix} p_3 < p_2 \\ p_1 < p_4 \end{matrix} \right\}$  anche se in teoria dovrebbero essere = le p.

La  $t^\circ$  di saturazione  $\downarrow$  nel verso del moto del fluido.

• Nell'evaporatore, l'effetto del glide provoca  $\uparrow$  della  $t^\circ$ ; l'effetto della  $\Delta p_f$  di carico  $\downarrow$  la  $t^\circ$   
 $\Rightarrow$  i 2 effetti si bilanciano.

• Nel condensatore, la  $t^\circ_{sat}$   $\downarrow$  sia effetto del glide  
che  $\times$  effetto della perdita di carico  $\Delta p_f$ .

$\Rightarrow$  l'effetto del glide è molto + pericoloso nel condensatore che nell'evaporatore ché i 2 effetti, del glide e del  $\Delta p_f$ , si  $\Sigma$ , anziché bilanciarsi.

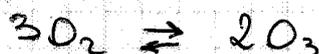
Il glide ha 1 effetto negativo ché costringe ad  $\uparrow$  la dist. tra le  $t^\circ$  degli scambi termici e l'applicaz<sup>o</sup> di qst fluidi al caso del compressore ermetico.

Il problema è quello del contenimento dell'impatto ambientale:

- effetto del deterioramento dello strato d'ozono
- effetto serra

$\downarrow$   
stratosferico

l'ozono si origina da 1 r<sup>o</sup> di equilibrio:



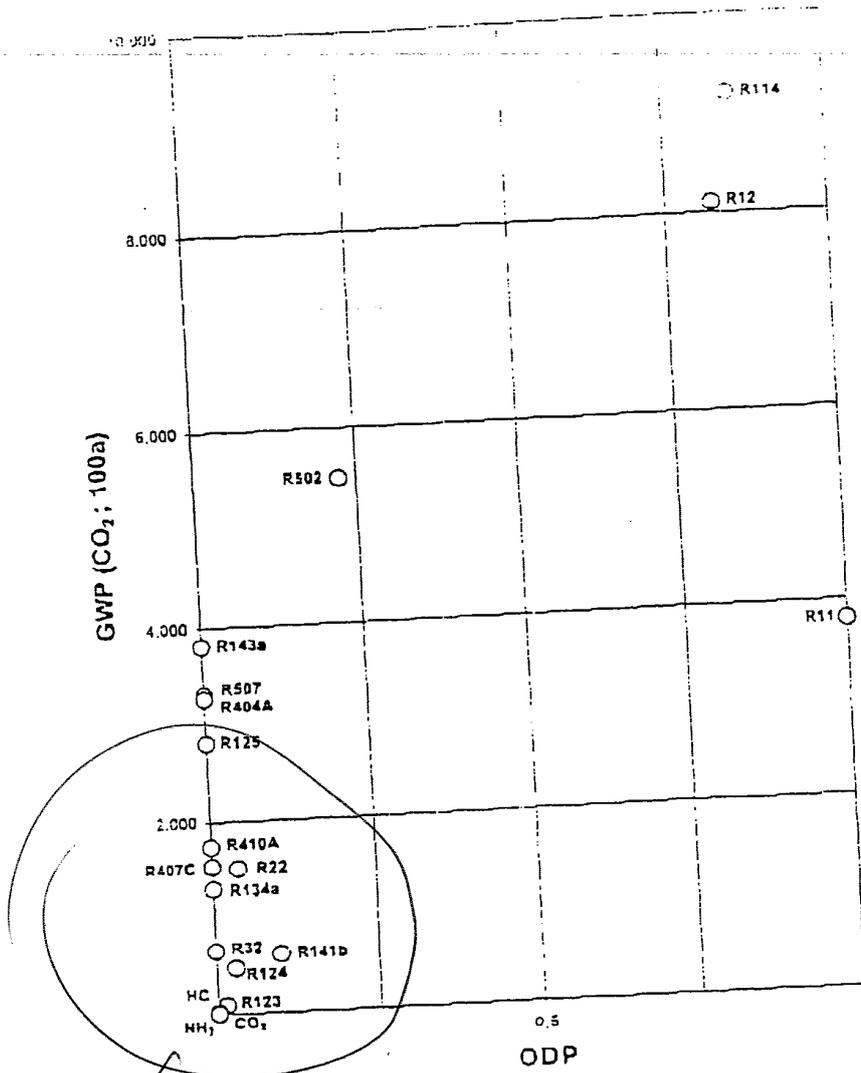


Figure 1: GWP and ODP of several refrigerants

*fluid below*

Table 5 Physical Properties of Selected Refrigerants<sup>a</sup>

Refrigerant		Chemical Formula	Molecular Mass	Boiling Pt. (NBP) at 101.325 kPa, °C	Freezing Point, °C	Critical Temperature, °C	Critical Pressure, kPa	Critical Density, kg/m <sup>3</sup>	Refractive Index of Liquid <sup>b,c</sup>
No.	Chemical Name or Composition (% by Mass)								
728	Nitrogen	N <sub>2</sub>	28.013	-195.8	-210.0	-146.96	3395.8	313.3	1.205 (83 K) 589.3 nm
729	Air	—	28.959	-194.25	—	-140.59	3789.6	335.94	—
740	Argon	Ar	39.948	-185.85	-189.34	-122.46	4863.0	535.6	1.233 (84 K) 589.3 nm
732	Oxygen	O <sub>2</sub>	31.999	-182.96	-218.79	-118.57	5043.0	436.14	1.221 (92 K) 589.3 nm
50	Methane	CH <sub>4</sub>	16.043	-161.48	-182.46	-82.586	4599.2	162.66	—
14	Tetrafluoromethane	CF <sub>4</sub>	88.005	-128.05	-183.61	-45.64	3750.0	625.66	—
170	Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.07	-88.581	-182.8	32.72	4872.2	206.18	—
503	R-23/13 (40.1/59.9)	—	87.247	-87.76	—	18.417	4280.5	565.68	—
508A <sup>d</sup>	R-23/116 (39/61)	—	100.1	-87.233	—	10.192	3650.8	567.58	—
508B <sup>d</sup>	R-23/116 (46/54)	—	95.394	-87.206	—	11.205	3771.6	568.45	—
23	Trifluoromethane	CHF <sub>3</sub>	70.014	-82.018	-155.13	26.143	4832	526.5	—
13	Chlorotrifluoromethane	CClF <sub>3</sub>	104.46	-81.48	-181.15	28.85	3879	582.88	1.146 (25) <sup>2</sup>
744	Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	44.01	-78.4 <sup>d</sup>	-56.558 <sup>e</sup>	30.978	7377.3	467.6	1.195 (15)
504	R-32/115 (48.2/51.8)	—	79.249	-57.906	—	62.138	4428.8	504.68	—
32	Difluoromethane	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	52.024	-51.651	-136.81	78.105	5782.0	424	—
410A	R-32/125 (50/50)	—	72.585	-51.446	—	71.358	4902.6	459.53	—
125	Pentafluoroethane	C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>	120.02	-48.09	-100.63	66.023	3617.7	573.58	—
1270	Propylene	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.08	-47.62	-185.2	91.061	4554.8	230.03	1.3640 (-50) <sup>1</sup>
143a	Trifluoroethane	CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>	84.041	-47.241	-111.81	72.707	3761.0	431.0	—
507A	R-125/143a (50/50)	—	98.859	-46.741	—	70.617	3705	490.77	—
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	—	97.604	-46.222	—	72.046	3728.9	486.53	—
502	R-22/115 (48.8/51.2)	—	111.63	-45.174	—	80.507	4016.8	568.70	—
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	—	86.204	-43.627	—	86.034	4629.8	484.23	—
290	Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.096	-42.11	-187.62	96.74	4251.2	220.4	1.3397 (-42)
22	Chlorodifluoromethane	CHClF <sub>2</sub>	86.468	-40.81	-157.42	96.145	4990.0	523.84	1.234 (25) <sup>2</sup>
115	Chloropentafluoroethane	CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	154.47	-39.25	-99.39	79.95	3129.0	614.8	1.221 (25) <sup>2</sup>
500	R-12/152a (73.8/26.2)	—	99.303	-33.603	—	102.09	4168.6	495.1	—
717	Ammonia	NH <sub>3</sub>	17.03	-33.327	-77.655	132.25	11 333.0	225.0 <sup>d</sup>	1.325 (16.5)
12	Dichlorodifluoromethane	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120.91	-29.752	-157.05	111.97	4136.1	565.0	1.288 (25) <sup>2</sup>
134a	Tetrafluoroethane	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	102.03	-26.074	-103.3	101.06	4059.3	511.9	—
152a	Difluoroethane	CHF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	66.051	-24.023	-118.59	113.26	4516.8	368	—
124	Chlorotetrafluoroethane	CHClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	136.48	-11.963	-199.15	122.28	3624.3	560.0	—
600a	Isobutane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.122	-11.75	-159.42	134.66	3629.0	225.5	1.3514 (-25) <sup>1</sup>
142b	Chlorodifluoroethane	CClF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	100.5	-9.15	-130.43	137.11	4055.0	466.0	—
C318	Octafluorocyclobutane	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	200.03	-5.975	-39.8	115.23	2777.5	619.97	—
600	Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.122	-0.49	-102.7	151.98	3796.0	227.94	1.3562 (-15) <sup>1</sup>
114	Dichlorotetrafluoroethane	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	170.92	3.586	-94.15	145.68	3257.0	579.97	1.294 (25)
11	Trichlorofluoromethane	CCl <sub>3</sub> F	137.37	23.708	-110.47	197.96	4407.6	554.0	1.362 (25) <sup>2</sup>
123	Dichlorotrifluoroethane	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	152.93	27.823	-107.15	183.68	3661.8	550.0	—
141b	Dichlorofluoroethane	CCl <sub>2</sub> FCH <sub>3</sub>	116.95	32.05	-103.5	204.4	4212.0	458.6	—
113	Trichlorotrifluoroethane	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>	187.38	47.585	-36.22	214.06	3392.2	560.0	1.357 (25) <sup>2</sup>
718 <sup>3</sup>	Water	H <sub>2</sub> O	18.015	99.974	0.01	373.95	22 064.0	322.0	—

Notes:

<sup>a</sup>Data from NIST (2007) REFPROP v. 8.0.  
<sup>b</sup>Temperature of measurement (°C, unless kelvin is noted) shown in parentheses. Data from CRC (1987), unless otherwise noted.

<sup>c</sup>For the sodium D line.  
<sup>d</sup>Sublimes.  
<sup>e</sup>At 527 kPa.

References:

<sup>1</sup>Kirk and Othmer (1956).  
<sup>2</sup>Bulletin B-32A (DuPont).  
<sup>3</sup>Handbook of Chemistry (1967).  
<sup>4</sup>NIST Standard Reference Database 23, v. 7 (Lemmon et al. 2002).

Sound velocity can be estimated from tables of thermodynamic properties. Change in pressure with a change in density ( $dp/d\rho$ ) can be estimated at either constant entropy or constant temperature. It is simpler to estimate at constant temperature, but the ratio of specific heats must also be known.

REFRIGERANT PERFORMANCE

Chapter 2 describes several methods of calculating refrigerant performance, and Chapter 30 includes tables of thermodynamic properties of refrigerants.

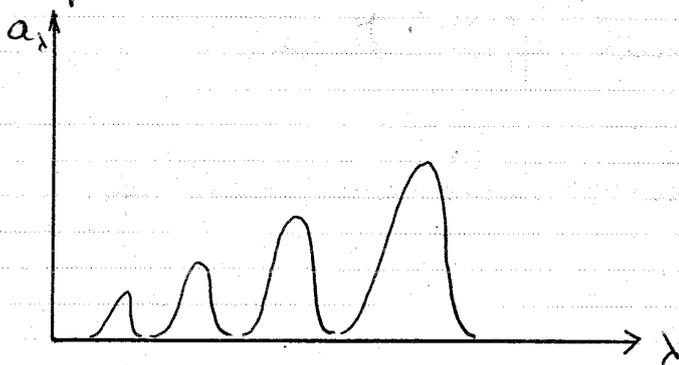
Table 9 shows the theoretical calculated performance of a number of refrigerants for a standard cycle of 258 K evaporation and 303 K condensation. In most cases, suction vapor is assumed to be saturated, and compression is assumed adiabatic or at constant entropy. For R-113 and R-114, for example, these assumptions cause some liquid in the discharge vapor. In these cases, it is assumed that discharge vapor is saturated and that suction vapor is slightly superheated. Note that actual operating conditions and performance differ somewhat from numbers in the table because of additional factors such as compressor efficiency and transport properties.

C'è 1 parte dell'atmosfera che emette ed 1 che riceve la radiaz°. Si guarda complessivamente nell'anno, se l'eq. precedentemente integrata è nulla  $\Rightarrow$  la  $t^\circ$  media del pianeta non è  $\uparrow$ , mentre se fornisce 1 risultato  $\oplus$  allora la  $t^\circ$  media è  $\uparrow$ .

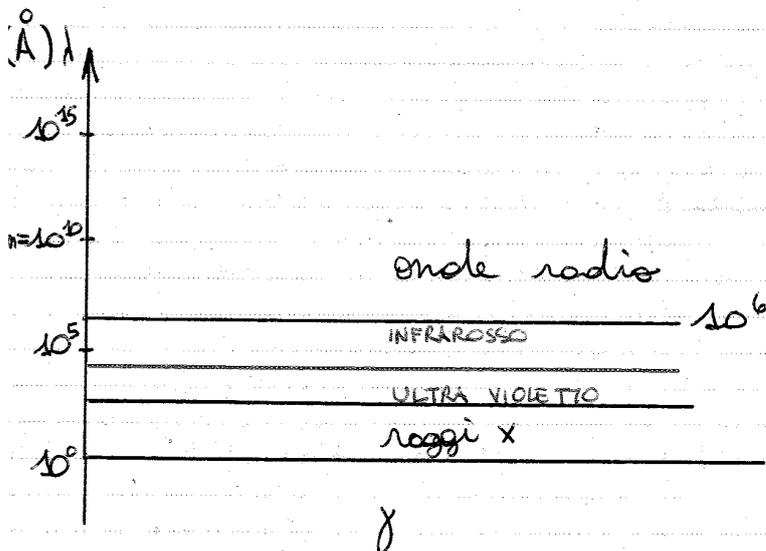
Nell'atmosfera ci sono 2 gas:

- trasparenti, leggeri a molecole simmetriche
- non " alla radiaz° elettromagnetica, essi assorbono alcune radiaz°  $\Rightarrow$  emettono

$\text{CO}_2, \text{NO}_x, \text{H}_2\text{O}, \text{CH}_4$  sono gas non trasparenti in  $f^\circ$  delle radiaz°



Assorbimento a bande di frequenza.



$$1 \text{ \AA} = 10^{-10} \text{ m}$$

è il campo della radiaz° termica

⑦ "visibile"  $\rightarrow 0.4 \div 0.7 \text{ } \mu\text{m}$

**saturation data from 0.2 to 3 bar HFO 1234ze**

Pressure (bar)	Temperature (C)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
0,1	-61,721	1403,3	0,65403	123,14	340,63	0,68243	1,7111
0,2	-50,787	1376,4	1,2506	136,14	348,23	0,74236	1,6962
0,3	-43,739	1358,8	1,827	144,65	353,17	0,78001	1,689
0,4	-38,405	1345,2	2,3909	151,16	356,93	0,80802	1,6846
0,5	-34,061	1334	2,9461	156,5	360	0,83055	1,6817
0,6	-30,367	1324,3	3,4947	161,08	362,61	0,84953	1,6796
0,7	-27,137	1315,8	4,0381	165,11	364,89	0,86598	1,678
0,8	-24,257	1308,1	4,5772	168,73	366,93	0,88056	1,6769
0,9	-21,649	1301,1	5,1129	172,02	368,77	0,89368	1,676
1	-19,261	1294,6	5,6456	175,04	370,45	0,90563	1,6753
1,1	-17,055	1288,6	6,1758	177,85	372	0,91661	1,6747
1,2	-15,002	1282,9	6,7039	180,48	373,45	0,92679	1,6743
1,3	-13,078	1277,6	7,2302	182,95	374,8	0,93629	1,674
1,4	-11,268	1272,6	7,7548	185,28	376,07	0,9452	1,6737
1,5	-9,5555	1267,7	8,2782	187,49	377,27	0,9536	1,6735
1,6	-7,9302	1263,2	8,8003	189,6	378,4	0,96155	1,6734
1,7	-6,3823	1258,7	9,3214	191,62	379,48	0,96909	1,6733
1,8	-4,9035	1254,5	9,8416	193,55	380,51	0,97628	1,6733
1,9	-3,4873	1250,4	10,361	195,41	381,5	0,98315	1,6732
2	-2,1277	1246,5	10,88	197,19	382,44	0,98973	1,6732
2,1	-0,81979	1242,7	11,398	198,92	383,34	0,99605	1,6733
2,2	0,44085	1239	11,916	200,58	384,22	1,0021	1,6733
2,3	1,658	1235,4	12,434	202,2	385,05	1,008	1,6734
2,4	2,835	1231,9	12,951	203,76	385,86	1,0136	1,6735
2,5	3,9748	1228,6	13,468	205,28	386,65	1,0191	1,6736
2,6	5,08	1225,3	13,984	206,75	387,4	1,0244	1,6737
2,7	6,1531	1222	14,501	208,19	388,14	1,0295	1,6738
2,8	7,196	1218,9	15,018	209,59	388,85	1,0345	1,6739
2,9	8,2108	1215,8	15,534	210,96	389,54	1,0393	1,674

**Superheat Properties at 0.5bar**

Pressure (bar)	Temperature (C)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
0,5	-34	2,9453	360,05	1,6819
0,5	-32	2,9184	361,64	1,6885
0,5	-30	2,8921	363,24	1,6951
0,5	-28	2,8663	364,84	1,7017
0,5	-26	2,841	366,45	1,7082
0,5	-24	2,8162	368,07	1,7148
0,5	-22	2,7919	369,7	1,7213
0,5	-20	2,768	371,33	1,7277
0,5	-18	2,7446	372,98	1,7342
0,5	-16	2,7216	374,62	1,7406
0,5	-14	2,699	376,28	1,747