

La generazione del freddo per via termodinamica

- ★ Le basi termodinamiche e i fluidi di lavoro
- ★ La macchina frigorifera a compressione
- ★ La macchina frigorifera ad assorbimento
- ★ L'aria umida e le torri evaporative

Costante M. Invernizzi *

in “a2a” – Brescia, 12–23 maggio 2014

*Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Industriale, Università di Brescia, Via Branze 38, 25123 Brescia, Italy. E-mail address: costante.invernizzi@unibs.it, web site: <http://www.costanteinvernizzi.it>

Sommario

- Nel documento, dopo una breve introduzione sui sistemi frigoriferi e sulle tecnologie disponibili, si discutono, nel Capitolo 1 le basi termodinamiche della generazione del freddo e si introducono i sistemi frigoriferi che utilizzano energia meccanica (a compressione di vapore) e i sistemi frigoriferi che utilizzano potenza termica a temperatura superiore a quella dell'ambiente (per esempio, le macchine frigorifere ad assorbimento). Dopo una presentazione dei più usuali diagrammi termodinamici che vengono impiegati per i calcoli delle prestazioni dei cicli frigoriferi, con alcuni esempi, si passa alla discussione dei fluidi di lavoro e delle loro caratteristiche di interesse per l'analisi termodinamica dei cicli frigoriferi. Sono stati sviluppati alcuni esempi numerici per quantificare le differenze nelle prestazioni e nei principali parametri che caratterizzano il funzionamento delle macchine frigorifere a compressione.
- Con riferimento alle macchine a compressione, nel Capitolo 2, vengono dapprima brevemente presentati i componenti fondamentali della macchina (compressore e scambiatori di calore) e poi si discute un esempio di ciclo termodinamico.
- Nel Capitolo 3 sono discussi i sistemi frigoriferi ad assorbimento, con uno specifico esempio.
- In Appendice A sono richiamati i concetti di aria umida necessari per comprendere il funzionamento delle torri di raffreddamento evaporative.
- Molti degli esempi numerici discussi sono stati svolti utilizzando il programma di calcolo Aspen Plus[®]*

*Aspen Plus is a registered trademark of Aspen Technology, Inc.

Nomenclatura

Simboli e indici

A	area totale di scambio termico in scambiatori a superficie, m^2
COP	coefficiente di resa frigorifera (equazione (1.3))
D	diametro della girante di compressori (centrifughi), m
D_s	diametro specifico (in accordo con la definizione (2.1))
$LMTD$	differenza media logaritmica di temperatura su scambiatori di calore, $^{\circ}C$
\dot{m}	portata in massa, kg/s
P	pressione, bar
H	entalpia specifica, J/kg
P_{cr}	pressione del punto critico, bar
P_{sat}	tensione di vapore, bar
Q	energia termica, J
\dot{Q}	potenza termica, W
S	entropia specifica, $J/kg K$
\dot{S}	flussi di entropia, W/K
\dot{S}_G	entropia generata per unità di tempo a causa delle varie inefficienze, W/K
T	temperatura, K ovvero $^{\circ}C$
T_B	temperatura di ebollizione normale, K ovvero $^{\circ}C$
T_{cr}	temperatura al punto critico, K ovvero $^{\circ}C$
T_r	temperatura ridotta ($= T/T_{cr}$)
U	coefficiente globale di scambio termico, $W/m^2 K$
\dot{V}	portata volumetrica, m^3/s
W	energia meccanica (ovvero elettrica), J
\dot{W}	potenza meccanica (ovvero elettrica), W
ΔH	variazione specifica di entalpia (lavoro o calore), J/kg
σ	parametro di complessità molecolare
η	rendimento di un motore termico (equazione (1.1))
ω_s	numero di giri specifico (v. la definizione (2.1))
1, 2...	numeri identificativi dei punti in un ciclo termodinamico
1, 2	“ingresso” oppure “uscita”
0	identifica la temperatura dell’ambiente
C	identifica la bassa temperatura (<i>cold</i>)
H	identifica l’alta temperatura (<i>hot</i>)
<i>in</i>	identifica una grandezza sull’ingresso (<i>inlet</i>)
<i>out</i>	identifica una grandezza sulla uscita (<i>outlet</i>)

Indice

1	Le basi termodinamiche e i fluidi di lavoro	3
1.1	Introduzione: una panoramica sulle tecnologie disponibili	3
1.2	Le basi termodinamiche per la generazione del freddo mediante macchine termiche	8
1.3	Il ciclo termodinamico per i frigoriferi a compressione	16
1.4	I diagrammi termodinamici di pratico utilizzo	22
1.5	I fluidi di lavoro	29
1.6	Effetti delle caratteristiche termodinamiche del fluido di lavoro sul ciclo frigorifero	33
1.7	Conclusioni	40
2	La macchina frigorifera a compressione	41
2.1	I componenti fondamentali di una macchina a compressione	41
2.1.1	Il compressore	43
2.1.2	Gli scambiatori di calore	54
2.1.3	La valvola di riduzione della pressione	55
2.2	Il ciclo frigorifero a compressione: esempio di calcolo	57
3	La macchina frigorifera ad assorbimento	65
3.1	I sistemi ad assorbimento	65
3.2	Due esempi di prestazioni di macchine ad assorbimento	73
A	Le torri evaporative	76
A.1	Alcune definizioni	76
A.2	Bilanci di massa e di energia per una torre evaporativa	83

Capitolo 1

Le basi termodinamiche e i fluidi di lavoro

1.1 Introduzione: una panoramica sulle tecnologie disponibili

Mantenere un volume o raffreddare un fluido a temperature inferiori a quelle dell'ambiente richiede un consumo di energia tanto più grande quanto più è bassa la temperatura che si vuol raggiungere.

¶ Con il termine **refrigerazione** si identifica il processo che sottrae con continuità il calore da un corpo che va mantenuto a una temperatura inferiore a quella dell'ambiente. La refrigerazione trova larga applicazione nella conservazione dei cibi e delle merci deteriorabili e nell'assicurare una confortevole abitabilità nei locali soggetti a eccessivo e indesiderato riscaldamento.

¶ Le macchine che realizzano il trasferimento del calore dalla bassa temperatura verso l'ambiente si chiamano **macchine frigorifere** ovvero **refrigeratori**. I refrigeratori possono operare a partire da pochi gradi Kelvin e con potenze variabili da frazioni di watt sino ai milioni di watt.

¶ Si definisce **potenzialità frigorifera** la quantità di energia termica (calore) che nell'unità di tempo viene sottratta, a bassa temperatura, al corpo da raffreddare.

Nel Sistema Internazionale l'unità di misura della potenzialità frigorifera è il watt (W); nella pratica talvolta si fa ancora ricorso alla frigoria per ora, cioè si esprime in kcal la quantità di calore che in un'ora viene sottratta a bassa

temperatura (1 fr/h = 1 kcal/h = 1.162 W). Negli Stati Uniti la potenzialità frigorifera si esprime in “tons of refrigeration”. Un “ton of refrigeration” rappresenta la quantità di energia necessaria per trasformare 1 t di acqua a 0 °C in ghiaccio in 24 ore.

¶ Solitamente si considerano **criogeniche** le temperature inferiori a 120 K (-153 °C). La **Tabella 1.1** raccoglie le temperature e le pressioni critiche*, unitamente alla temperatura normale di ebollizione, per alcuni gas. La temperatura di 120 K corrisponde circa alla temperatura critica dell’azoto.

Le macchine frigorifere impiegabili nella refrigerazione sono in **Figura 1.1** con il loro rendimento (rapportato al valore ideale) in funzione della temperatura di refrigerazione: sino a temperature di -120 °C le prestazioni delle macchine a compressione basate sul ciclo di Rankine manifestano tendenzialmente le migliori prestazioni. La potenza frigorifera in funzione della temperatura per i refrigeratori commerciali è in **Figura 1.2**: le macchine di grande potenza sono prevalentemente a compressione di vapore.

Tabella 1.1: Alcuni parametri termodinamici di gas. L’acqua è riportata come confronto.

Sostanza	T_{cr}^a (K)	P_{cr}^b (bar)	T_B^c (K)
O ₂	154.58 (-118.57 °C)	50.43	90.17 (-182.98 °C)
N ₂	126.2 (-146.95 °C)	33.98	77.35 (-195.8 °C)
H ₂	32.98 (-240.17 °C)	12.93	20.27 (-252.88 °C)
He	5.19 (-267.96 °C)	2.27	4.3 (-268.85 °C)
CO ₂	304.12 (30.97 °C)	73.74	
H ₂ O	647.14 (373.99 °C)	220.64	373.15 (100.0 °C)

^a temperatura critica (in parentesi il valore in gradi centigradi)

^b pressione critica

^c temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica (in parentesi i gradi centigradi)

*Per **temperatura critica** di un fluido si intende la temperatura al di sopra della quale non è possibile liquefare il fluido con un processo isoterma. Per **pressione critica** si intende quella pressione al di sopra della quale il fluido non si può liquefare a pressione costante.

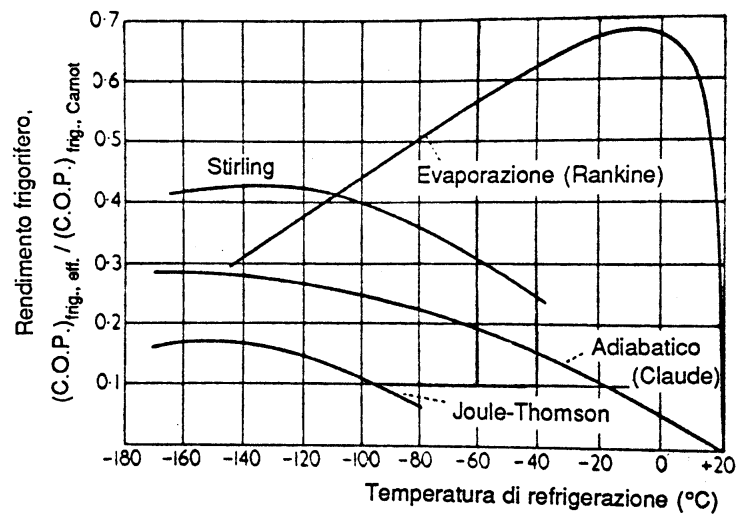


Figura 1.1: Confronto di prestazioni tra differenti processi impiegati in macchine refrigeranti. Il rendimento frigorifero dei principali tipi di macchine e impianti è riportato in funzione della temperatura di refrigerazione, [1, Capitolo XI].

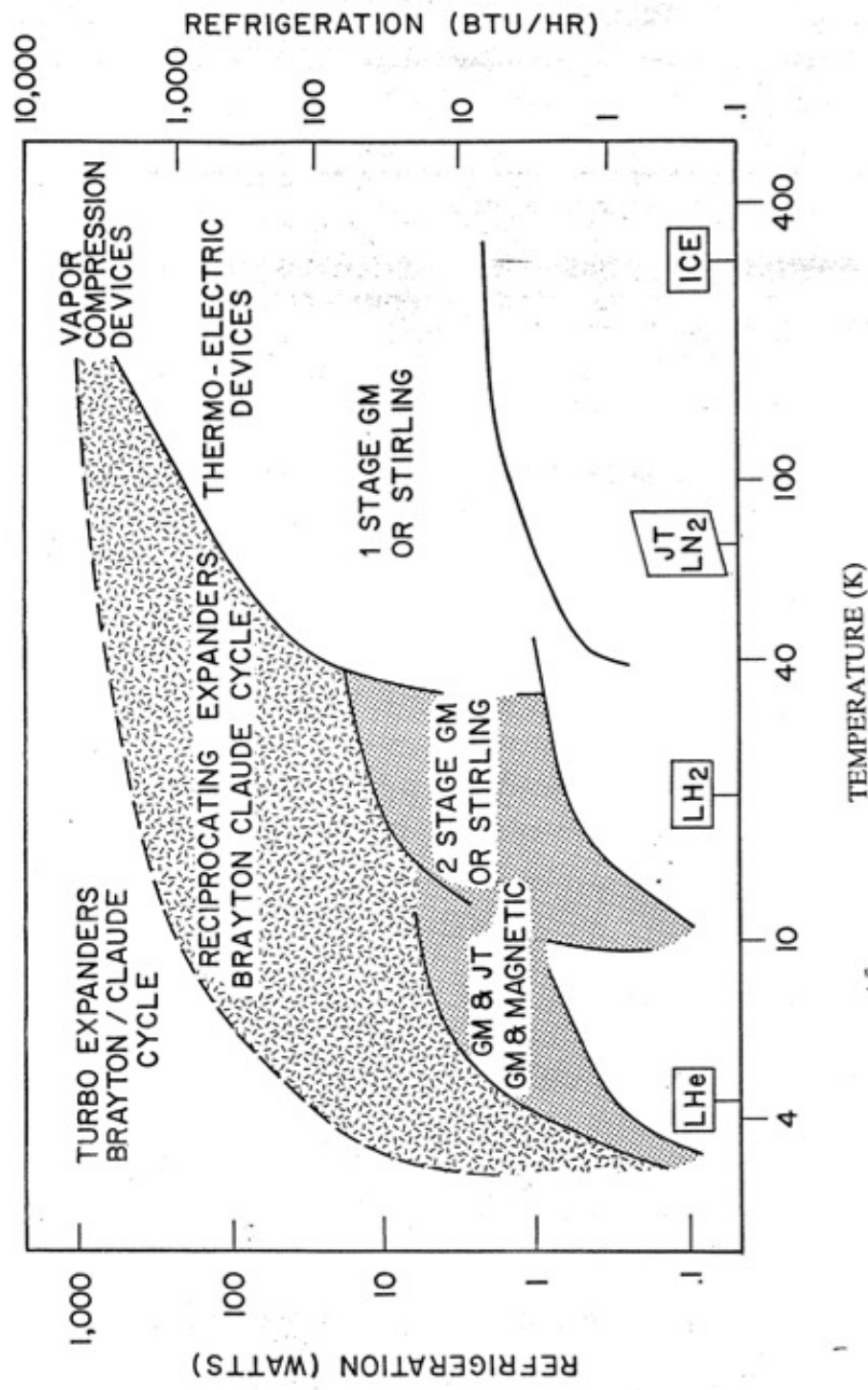


Figura 1.2: Potenza frigorifera in funzione della temperatura per sistemi commerciali di refrigerazione, [2].

Le macchine di più largo impiego sono quelle a compressione, nel settore del condizionamento industriale si incontrano anche le macchine frigorifere ad assorbimento.

Piccoli dispositivi refrigeranti sfruttano l'effetto Peltier[†] o l'effetto di Ranque[‡].

Temperature criogeniche prossime a pochi gradi kelvin si raggiungono con piccoli refrigeratori rigenerativi ad elio (in macchine che operano in ciclo Stirling).

[†]Nel 1834 il francese J. Ch. A. Peltier scoprì che mandando una corrente elettrica in un circuito costituito da due metalli diversi, una delle giunture si comportava come sorgente di calore, l'altra come assorbitore di calore.

[‡]Il tubo di Ranque-Hilsch, detto anche tubo a vortice, (Ranque-Hilsch Vortex Tube) è un dispositivo che consente di separare un fluido ad alta pressione in due getti separati, caratterizzati da una notevole differenza di temperatura (sino 100 K).

1.2 Le basi termodinamiche per la generazione del freddo mediante macchine termiche

In **Figura 1.3**, R_H e R_C rappresentano due serbatoi di calore rispettivamente alle temperature T_H e T_C , con $T_C < T_H$. Lo schema (a) rappresenta un **motore**: il motore, operando in modo ciclico scambia le potenze termiche $\dot{Q}_{in,H}$ e \dot{Q}_{out} con i due serbatoi e produce, come effetto utile, la potenza meccanica \dot{W} . Per un motore di solito $T_C = T_0$, con T_0 temperatura dell'ambiente. Lo schema (b) rappresenta un **refrigeratore**: il dispositivo, operando in modo ciclico, preleva la potenza termica $\dot{Q}_{in,C}$ dal serbatoio alla temperatura T_C (con $T_C < T_H$), scarica al serbatoio R_H la potenza termica \dot{Q}_{out} e consuma una potenza meccanica \dot{W} . Per una macchina frigorifera di solito $T_H = T_0$, con T_0 temperatura dell'ambiente.

Il motore Le conservazione della energia[§] e il bilancio di entropia[¶] applicati al motore risultano:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in,H} - \dot{Q}_{out} - \dot{W} &= 0 && \text{bilancio di potenza} \\ \dot{S}_{in,H} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_G &= 0 && \text{bilancio di entropia}\end{aligned}$$

con \dot{S}_G che rappresenta l'entropia generata per unità di tempo nel motore e durante gli scambi di energia fra il motore e i serbatoi.

Sviluppando opportunamente i calcoli (v. [3]) si trova l'espressione del **rendimento del motore**:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{in,H}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in,H}} = 1 - T_0 \left(\frac{1}{T_H} + \frac{\dot{S}_G}{\dot{Q}_{in,H}} \right) < 1 \quad (1.1)$$

avendo fatto coincidere T_C con T_0 , la temperatura dell'ambiente di riferimento.

[§]Ogni processo richiede un consumo di **energia**: l'energia può essere convertita in forme differenti ma **sempre si conserva**; l'energia può essere trasferita fra sistemi mediante opportune interazioni

[¶]Ad ogni sistema può essere associata una proprietà detta **entropia**. A differenza della energia, l'entropia, per un sistema e per processi spontanei, si conserva solo nei processi reversibili; nei processi reali (irreversibili) l'entropia **aumenta nel tempo** e parte della potenziale capacità del sistema di produrre lavoro utile va perduta; anche l'entropia, come l'energia, può essere trasferita fra sistemi mediante opportune interazioni

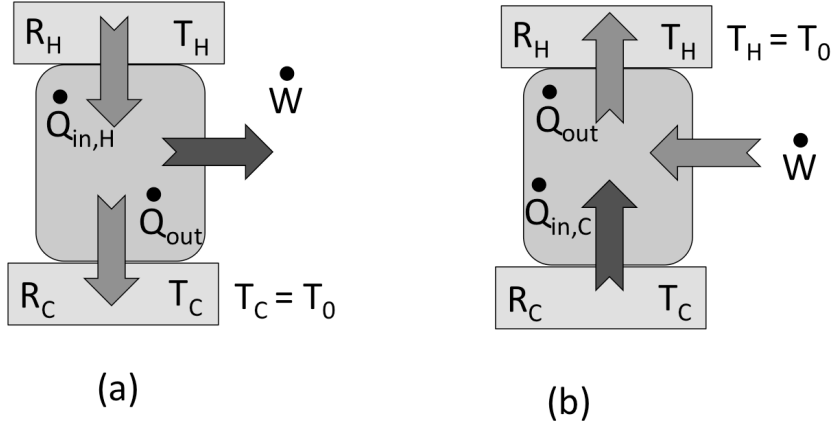


Figura 1.3: Rappresentazione schematica di motori termici che operano fra due serbatoi di calore R_H e R_C alle temperature T_H e T_C . (a) schema operativo di un motore ($T_C = T_0$, con T_0 temperatura dell'ambiente); (b) schema operativo di un refrigeratore ($T_H = T_0$, con T_0 temperatura dell'ambiente), [3, Capitolo 1].

- Il rendimento è **sempre inferiore alla unità** (e sempre positivo, a meno il termine $T_0 \dot{S}_G$ non superi il termine $\dot{Q}_{in,H} (1 - T_0/T_H)$)
- il rendimento è **massimo** quando $\dot{S}_G = 0$. In tal caso

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{in,H}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in,H}} = 1 - \frac{T_0}{T_H} \quad (1.2)$$

Il termine \dot{S}_G nella (1.1) mette in conto le varie perdite presenti nel motore e sulle interfacce motore-serbatoi: le irreversibilità esterne e interne. Tipicamente: perdite meccaniche, perdite fluidodinamiche, scambi termici sotto differenze finite di temperatura, perdite per laminazione e miscelamenti.

La macchina frigorifera a compressione In questo caso i bilanci di potenza e di entropia sono:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{in,C} - \dot{Q}_{out} + \dot{W} &= 0 && \text{bilancio di potenza} \\ \dot{S}_{in,C} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_G &= 0 && \text{bilancio di entropia} \end{aligned}$$

Sviluppando opportunamente i calcoli (v. [3]) e definito il **coefficiente di resa frigorifera**, COP si trova:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{in,C}}{\dot{W}} = \frac{1}{\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in,C}} - 1} = \frac{1}{T_0 \left(\frac{1}{T_C} + \frac{\dot{S}_G}{\dot{Q}_{in,C}} \right) - 1} \quad (1.3)$$

avendo posto $T_H = T_0$, con T_0 la temperatura dell'ambiente di riferimento.

- Il coefficiente di resa frigorifera è **sempre positivo**
- Il coefficiente di resa frigorifera è **maggiore della unità** se $T_0/T_C < 2 - \dot{S}_G/\dot{Q}_{in,C}$
- il coefficiente di resa frigorifera è **massimo** quando $\dot{S}_G = 0$. In tal caso

$$\text{COP} = \frac{1}{\frac{T_0}{T_C} - 1} = \frac{T_C}{T_0 - T_C} \quad (1.4)$$

La macchina frigorifera con potenza termica motrice Come visto, lo schema (b) di **Figura 1.3** rappresenta un frigorifero a compressione, che utilizza potenza meccanica (elettrica) per garantire la richiesta di potenzialità frigorifera. Alcuni refrigeratori, per esempio, le cosiddette **macchine ad assorbimento**, non richiedono potenza meccanica (a parte il modesto valore per le pompe di circolazione) ma producono effetto frigorifero consumando solo potenza termica disponibile ad una temperatura superiore a quella dell'ambiente.

In **Figura 1.4** è schematizzato un sistema refrigerante che, globalmente, non richiedendo lavoro meccanico, può essere assunto come **riferimento** per calcolare le prestazioni ideali di una macchina frigorifera **ad assorbimento**. Il frigorifero utilizza potenza termica $\dot{Q}_{in,H}$ disponibile al serbatoio di calore R_H alla temperatura T_H ed estrae potenza termica $\dot{Q}_{in,C}$ dal serbatoio di calore R_C alla temperatura T_C . Consideriamo l'ambiente sempre come un serbatoio di calore alla temperatura T_0 . In ogni caso: $T_C < T_0 < T_H$.

In tal caso, il COP* del sistema risulta:

$$\text{COP}^* = \frac{\dot{Q}_{in,C}}{\dot{Q}_{in,H}} = \frac{\text{COP} \times \dot{W}}{\dot{W}/\eta} = \text{COP} \times \eta \quad (1.5)$$

Il COP* è **massimo** quando tutte le irreversibilità sono nulle e vale:

$$\text{COP}^* = \frac{T_C}{T_0 - T_C} \times \frac{T_H - T_0}{T_H} \quad (1.6)$$

Esempio Assumendo $T_C = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_0 = 32.5 \text{ }^\circ\text{C}$, si ottiene:

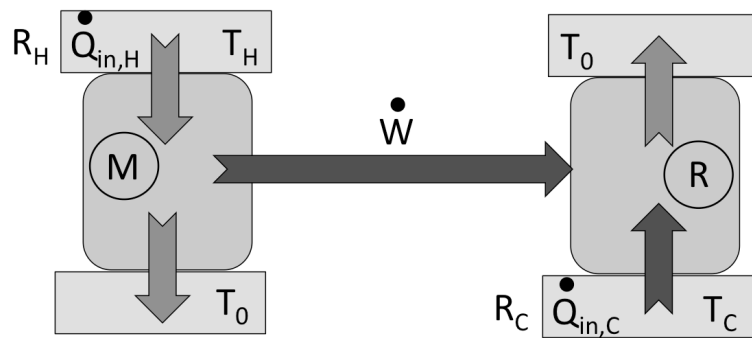


Figura 1.4: Rappresentazione schematica di un sistema frigorifero che non utilizza lavoro meccanico ma solo calore disponibile al serbatoio di calore R_H alla temperatura T_H . La macchina frigorifera estrae calore dal serbatoio di calore R_C alla temperatura T_C . L'ambiente è raffigurato come un serbatoio di calore alla temperatura T_0 .

- per la macchina frigorifera a compressione un COP massimo di

$$\text{COP} = \frac{9.5 + 273.15}{32.5 - 9.5} = 12.29$$

Se $T_H = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, si ottiene

- per la macchina frigorifera ad assorbimento un COP* massimo pari a

$$\text{COP}^* = \frac{9.5 + 273.15}{32.5 - 9.5} \times \frac{100 - 32.5}{100 + 273.15} = 2.223$$

I frigoriferi ad assorbimento hanno un coefficiente di resa frigorifera tendenzialmente inferiore di quello di corrispondenti frigoriferi a compressione, a pari temperature T_0 e T_C .

¶ In **Figura 1.5a** il COP frigorifero **ideale**, equazione (1.4), è riportato in funzione della temperatura T_C , fissata la T_0 a $32.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Nella zona di impiego dei cicli per refrigerazione per condizionamento degli ambienti, il COP ideale (che rappresenta il massimo valore ottenibile) vale 9–12 (con il valore assunto per T_0).

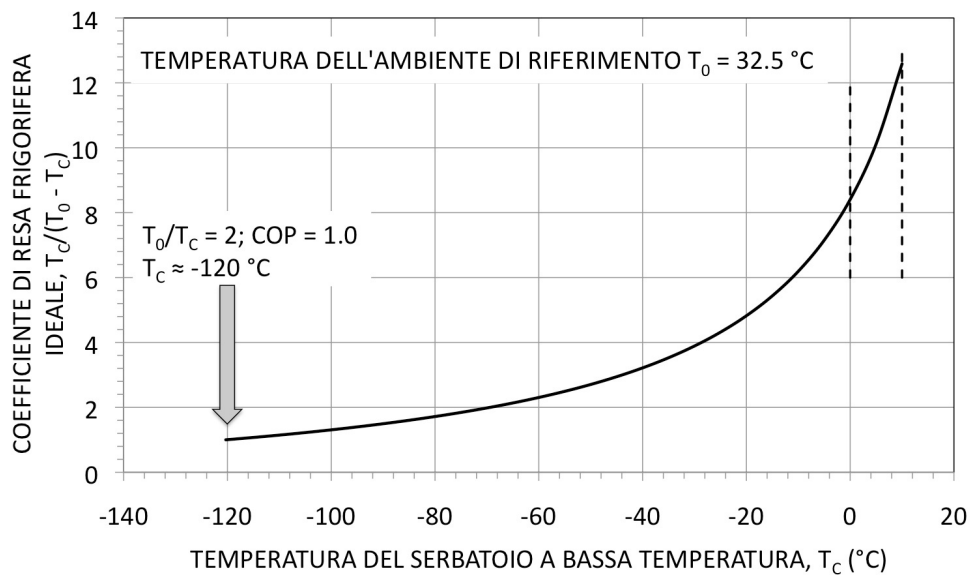
In **Figura 1.5b** il COP* frigorifero **ideale** per una macchina ad assorbimento, equazione (1.6), è riportato in funzione della temperatura T_C , fissata la T_0 a $32.5 \text{ }^\circ\text{C}$, e per differenti valori di temperatura T_H alla quale è disponibile il calore di scarto necessario al funzionamento del frigorifero. Il COP* aumenta con T_H ma rimane sempre sensibilmente inferiore ai corrispondenti valori di un ciclo frigorifero a compressione. Per esempio, fissata $T_C = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$, il COP* massimo risulta 2.22, quando $T_H = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, 3.41 per $T_H = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ e 4.35 per $T_H = 200 \text{ }^\circ\text{C}$.

¶ **La potenza termica \dot{Q}_{out} scaricata in ambiente** per unità di potenza frigorifera utile $\dot{Q}_{in,C}$ si può calcolare dai bilanci di potenza. Per la macchina frigorifera **a compressione**:

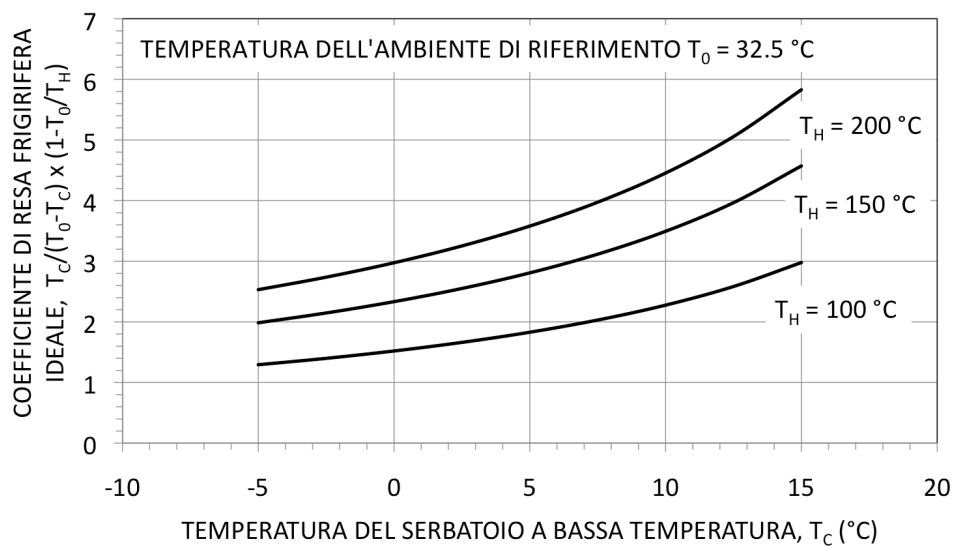
$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in,C} + \dot{W}$$

ovvero,

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in,C}} = 1 + \frac{1}{\text{COP}} \quad (1.7)$$



(a)



(b)

Figura 1.5: Prestazioni energetiche di macchine frigorifere ideali. (a) motore a compressione di vapore; (b) macchina ad assorbimento.

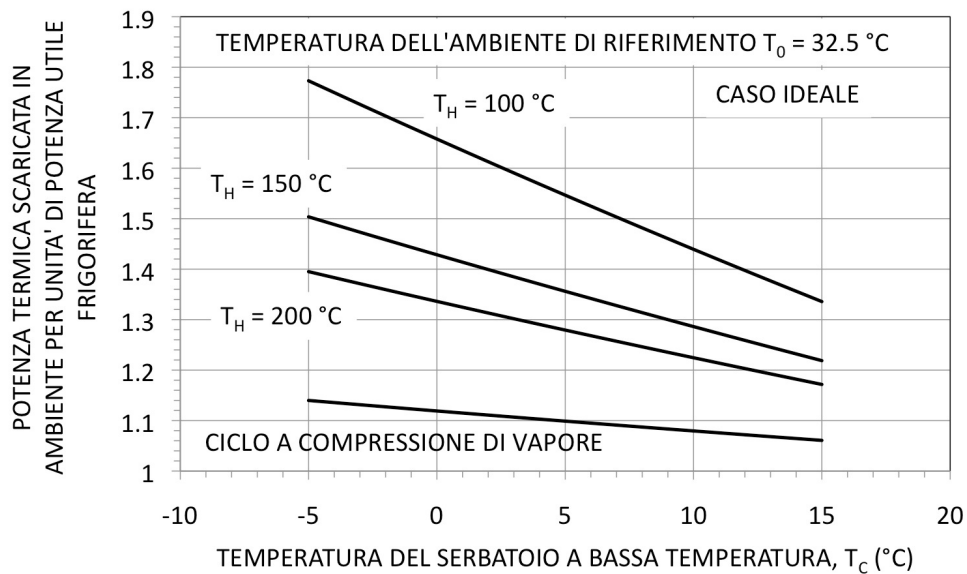
Per la macchina frigorifera **ad assorbimento**, in accordo con lo schema di **Figura 1.4**,

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{out,M} + \dot{Q}_{out,R}$$

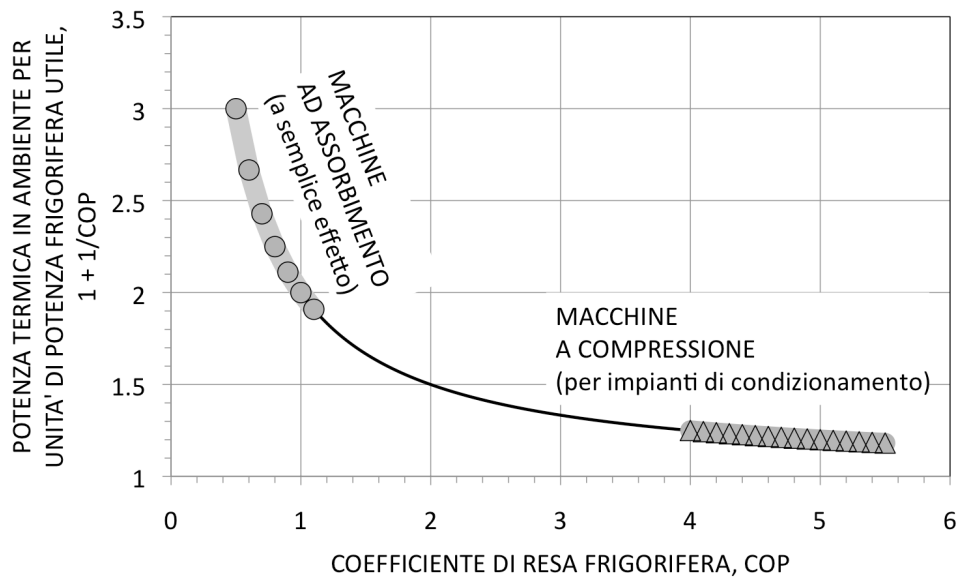
ovvero,

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in,C}} &= \frac{(1 - \eta) \dot{Q}_{in,H} + (1 + 1/\text{COP}) \dot{Q}_{in,C}}{\dot{Q}_{in,C}} \\ &= 1 + \frac{1}{\text{COP}} + \frac{(1 - \eta)}{\text{COP}^*} \\ &= 1 + \frac{1}{\text{COP}^*} \end{aligned} \quad (1.8)$$

Le equazioni (1.7) e (1.8) sono rappresentate in **Figura 1.6a** in funzione della temperatura T_C , con $T_0 = 32.5 \text{ }^\circ\text{C}$, per macchine frigorifere **ideali**: in corrispondenza di $T_C = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$ la macchina ad assorbimento scarica in ambiente una potenza termica, a $T_H = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, superiore del 34% a quella della macchina a compressione di vapore. In **Figura 1.6b** la potenza termica in ambiente per unità di potenza frigorifera utile è rappresentata in funzione del COP.



(a)



(b)

Figura 1.6: Potenza termica scaricata nell'ambiente per unità di potenza frigorifera utile. (a) Potenza termica scaricata nell'ambiente (alla temperatura T_0) in funzione della temperatura T_C per macchine frigorifere **ideali** a compressione di vapore e ad assorbimento. Per le macchine ad assorbimento sono state considerate tre differenti valori della temperatura T_H (temperatura alla quale è disponibile il calore di scarto $\dot{Q}_{in,H}$). (b) Potenza termica in ambiente in funzione del COP.

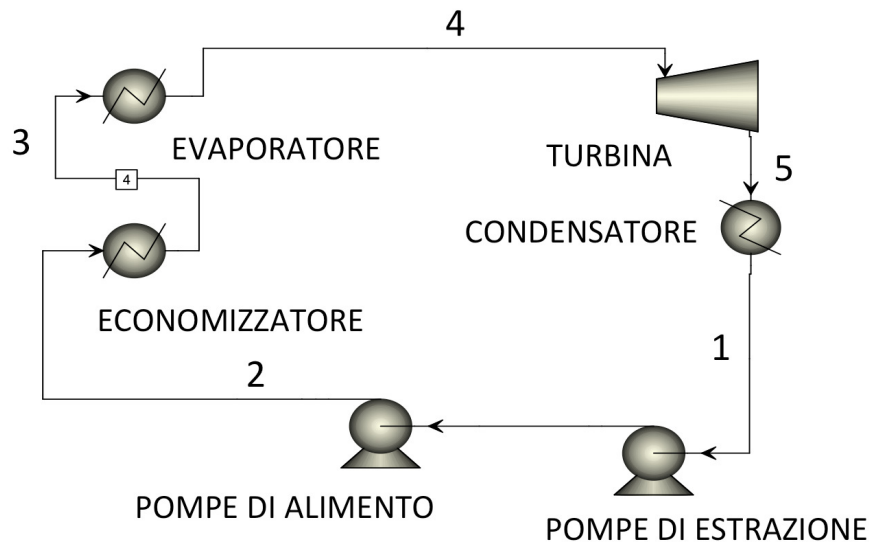


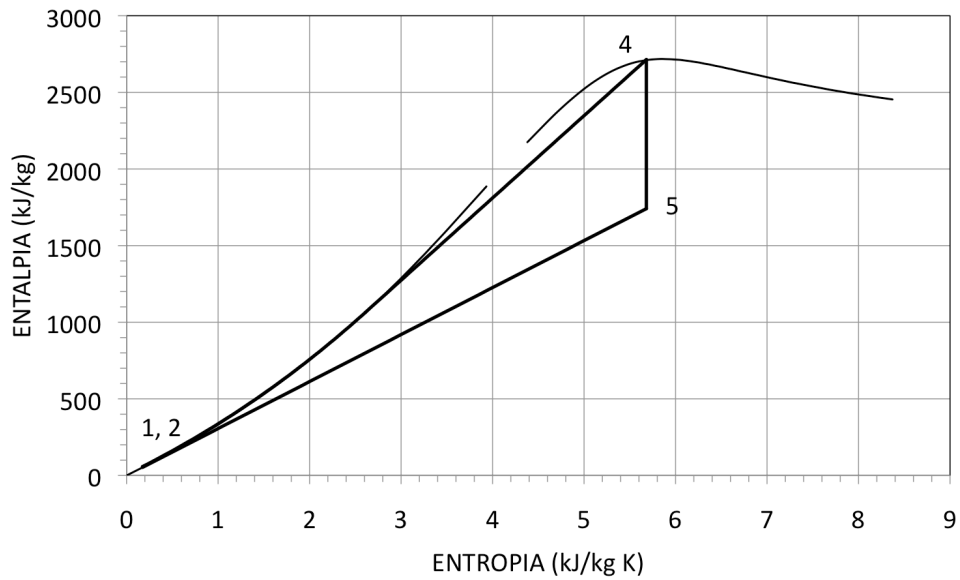
Figura 1.7: Schema semplificato di un impianto motore a vapore d'acqua.

1.3 Il ciclo termodinamico per i frigoriferi a compressione

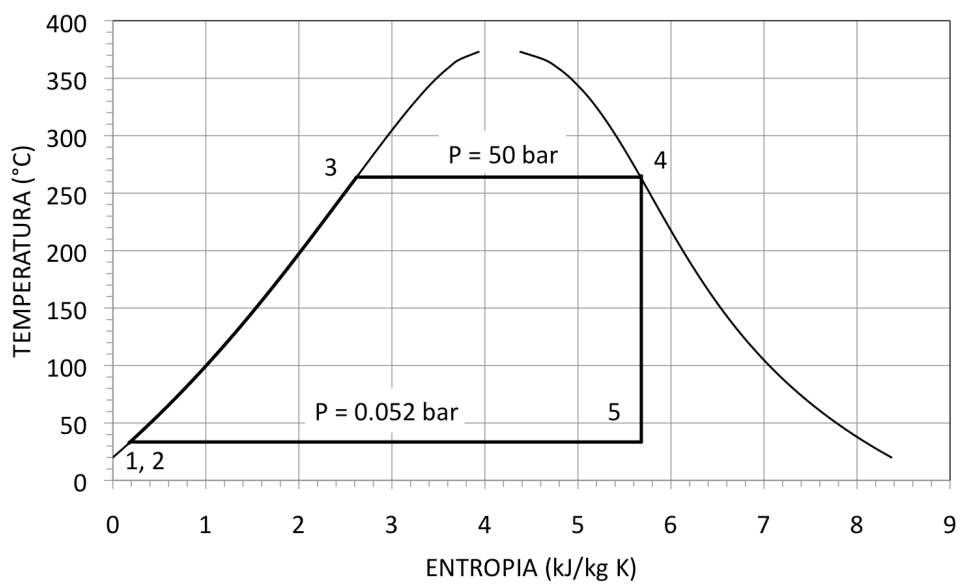
I risultati della Sezione 1.2, riassunti nelle relazioni (1.1) e (1.3), sono del tutto generali (sia pure strettamente validi nel caso gli scambi di potenza termica avvengano con serbatoi di calore) e **non dipendono né dal ciclo termodinamico utilizzato né dal fluido di lavoro che tale ciclo svolge**.

¶ In linea di principio, dunque, **tutti i cicli termodinamici chiusi** (sia pure ciascuno caratterizzato da proprie peculiari irreversibilità \dot{S}_G) impiegati per la produzione di energia meccanica (elettrica) sono **tutti egualmente potenzialmente impiegabili** per la refrigerazione con frigoriferi a compressione.

In particolare, i cicli termodinamici motori oggi largamente utilizzati negli impianti di generazione di energia elettrica (meccanica) delle grandi centrali sono il ciclo a vapore basato sul ciclo di Rankine e il ciclo con turbina a gas basato sul ciclo di Joule-Brayton.



(a)



(b)

Figura 1.8: Cicli Rankine motori internamente reversibili a vapore d'acqua. (a) nel piano termodinamico Entalpia-Entropia; (b) nel piano termodinamico Temperatura-Entropia.

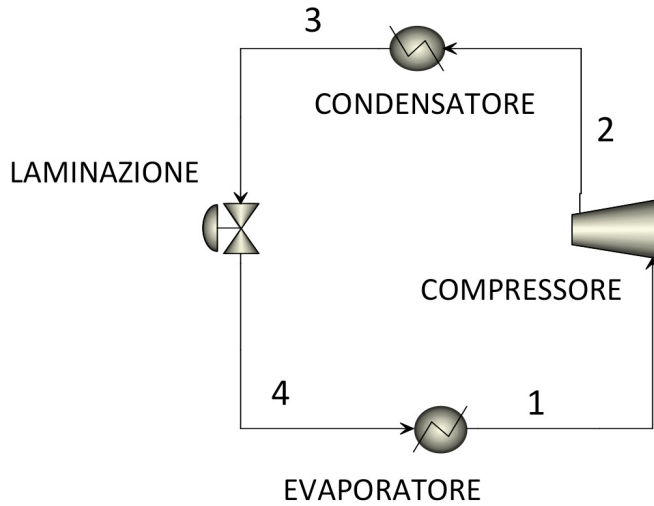


Figura 1.9: Schema semplificato di un sistema frigorifero a compressione di vapore.

¶ In **Figura 1.7** è raffigurato lo schema semplificato di un ciclo motore a vapore d'acqua in ciclo Rankine. In **Figura 1.8a** un ciclo Rankine a vapore d'acqua è raffigurato nel piano termodinamico Entalpia-Entropia (piano di Mollier) e in **Figura 1.8b** lo stesso ciclo è raffigurato nel piano termodinamico Temperatura-Entropia.

¶ Il ciclo termodinamico di **Figura 1.8** opportunamente adattato e **percorso in senso anti-orario** realizza un ciclo frigorifero. In **Figura 1.9** è raffigurato uno schema semplificato di frigorifero con compressione di vapore. Il ciclo termodinamico che ne risulta è rappresentato in differenti piani termodinamici in **Figura 1.10**, in **Figura 1.11a** e in **Figura 1.11b**. Il fluido di lavoro considerato è vapore d'acqua.

¶ In linea di principio, come detto, è anche possibile realizzare un ciclo a gas di Joule-Brayton per refrigerazione. Tale ciclo è però caratterizzato da una modestissima efficienza, in quanto condivide i difetti del relativo ciclo diretto (perdite elevate nelle turbomacchine, causa un ricircolo interno elevato di lavoro; modesto lavoro utile) ed estrae calore dall'ambiente che si vuol mantenere a bassa temperatura a temperatura variabile (circostanza poco desiderata, fatta eccezione per i casi in cui le differenze di temperatura

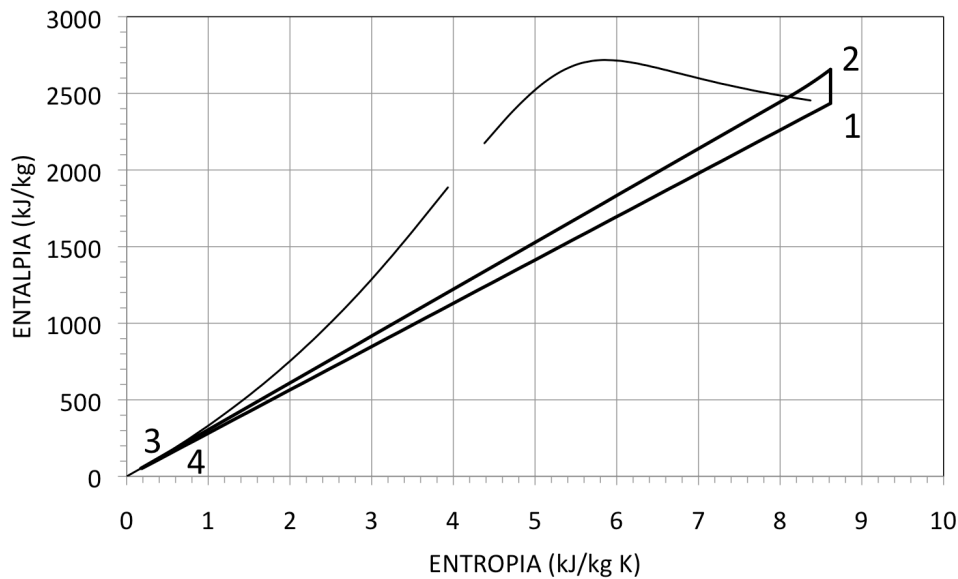


Figura 1.10: Ciclo termodinamico frigorifero a compressione di vapore nel piano Entalpia-Entropia.

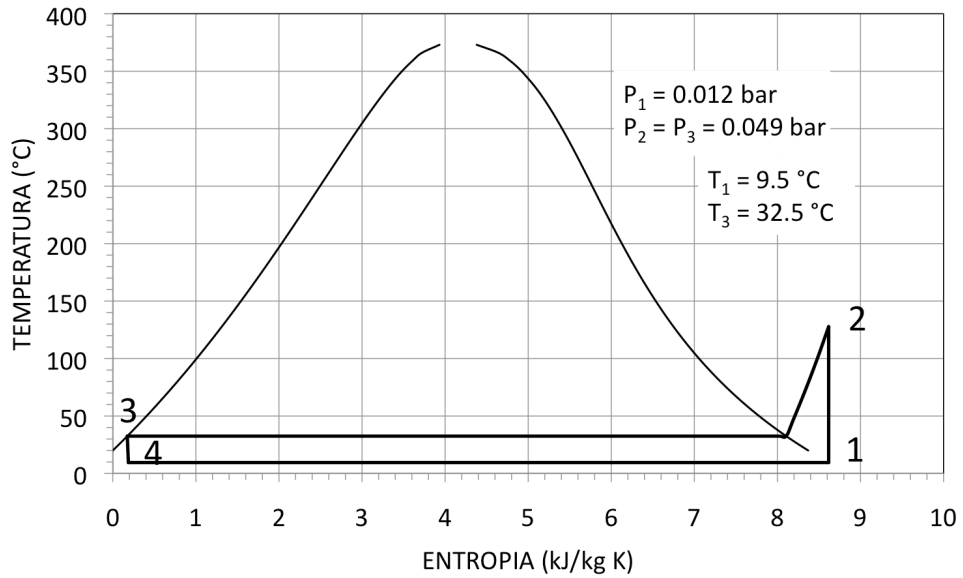
sono molte contenute). Eccezionalmente, come nel caso dei velivoli, il ciclo Joule-Bryton inverso è effettivamente impiegato nella sua versione aperta, in cui il fluido di lavoro è l'aria atmosferica.

Esempio Assumendo **acqua come fluido di lavoro** e $T_C = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_0 = 32.5 \text{ }^\circ\text{C}$, lo schema di impianto di Figura 1.9 conduce ai cicli rappresentati in Figura 1.10 e Figura 1.11a e Figura 1.11b, con:

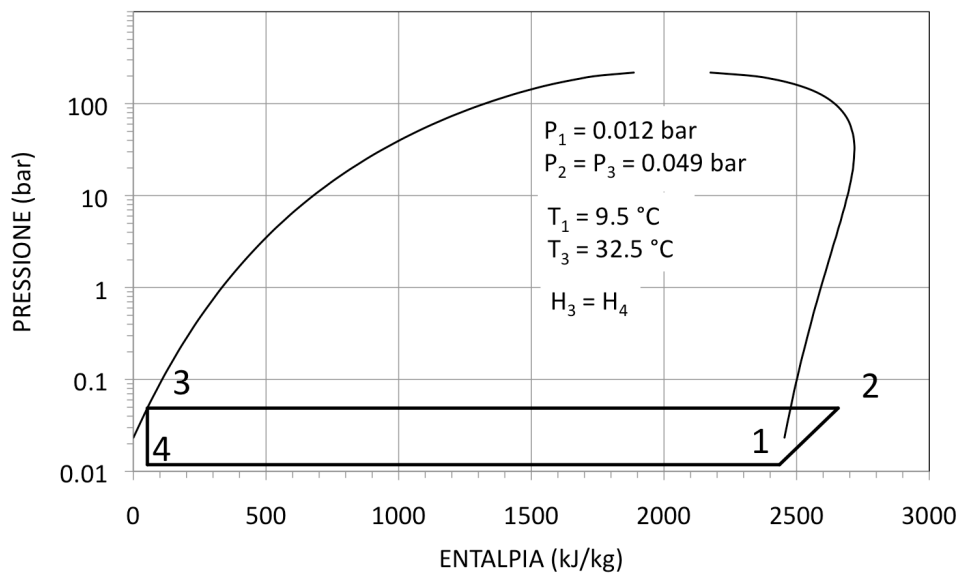
- $\text{COP} = 10.77$
- temperatura di fine compressione $T_2 = 128 \text{ }^\circ\text{C}$
- pressione di evaporazione $P_1 = 0.012 \text{ bar}$ e pressione di condensazione $P_2 = 0.049 \text{ bar}$. Rapporto di compressione $P_2/P_1 = 4.12$

Per 1 MW di potenzialità frigorifera:

- la portata di fluido necessaria $\dot{m}_1 = 0.42 \text{ kg/s}$
- la portata volumetrica in aspirazione al compressore $\dot{V}_1 = 46.1 \text{ m}^3/\text{s}$
- potenza del compressore $\dot{W} \approx 0.1 \text{ MW}$



(a)



(b)

Figura 1.11: Cicli frigoriferi a vapore d'acqua a compressione. (a) ciclo termodinamico nel piano Temperatura-Entropia; (b) ciclo termodinamico nel piano Pressione-Entalpia.

Nei calcoli il compressore è considerato ideale, non sono state messe in conto le perdite di carico sull'evaporatore e sul condensatore né le necessarie differenze di temperatura per garantire gli scambi termici in evaporazione e condensazione.

1.4 I diagrammi termodinamici di pratico utilizzo

¶ Il diagramma termodinamico tradizionalmente considerato di riferimento nel settore delle macchine termiche è il diagramma Entalpia-Entropia (di Mollier^{||}). Come si può vedere però dalla **Figura 1.10** il diagramma di Mollier non risulta molto adatto a visualizzare i cicli frigoriferi.

¶ Il diagramma termodinamico Temperatura-Entropia è largamente utilizzato nello studio della termodinamica dei cicli perché visualizza direttamente gli scambi termici. Nei processi **ideali** le aree sottese alle varie trasformazioni del piano TS equivalgono al calore scambiato.

¶ Nel settore delle macchine frigorifere trova impiego il diagramma Pressione-Entalpia, nel quale le isobare sono linee orizzontali e le iso-entalpiche risultano linee verticali facili da tracciare. Non appaiono a prima vista del tutto evidenti i riscaldamenti durante le compressioni.

¶ Nel seguito:

Figura 1.12 Diagramma termodinamico H-S per acqua

Figura 1.13 Diagramma termodinamico T-S per acqua

Figura 1.14 Diagramma termodinamico P-H per acqua

Figura 1.15 Diagramma termodinamico T-S per anidride carbonica

Figura 1.16 Diagramma termodinamico T-S per il refrigerante HFC-134a (Hydro-Fluoro-Carbon-134a)

Figura 1.17 Diagramma termodinamico P-H per il refrigerante HFC-134a (Hydro-Fluoro-Carbon-134a)

In **Figura 1.18** alcune tipiche trasformazioni sono rappresentate nei piani termodinamici T-S e P-H.

^{||}Il diagramma fu concepito nel 1904 da Richard Mollier (tedesco, 30 novembre 1863, Trieste – 13 marzo 1935, Dresda). Mollier fu professore di Fisica Applicata e Meccanica a Gottinga e Dresda. Uno dei pionieri della ricerca sperimentale sulle proprietà termodinamiche di aria, acqua e vapore.

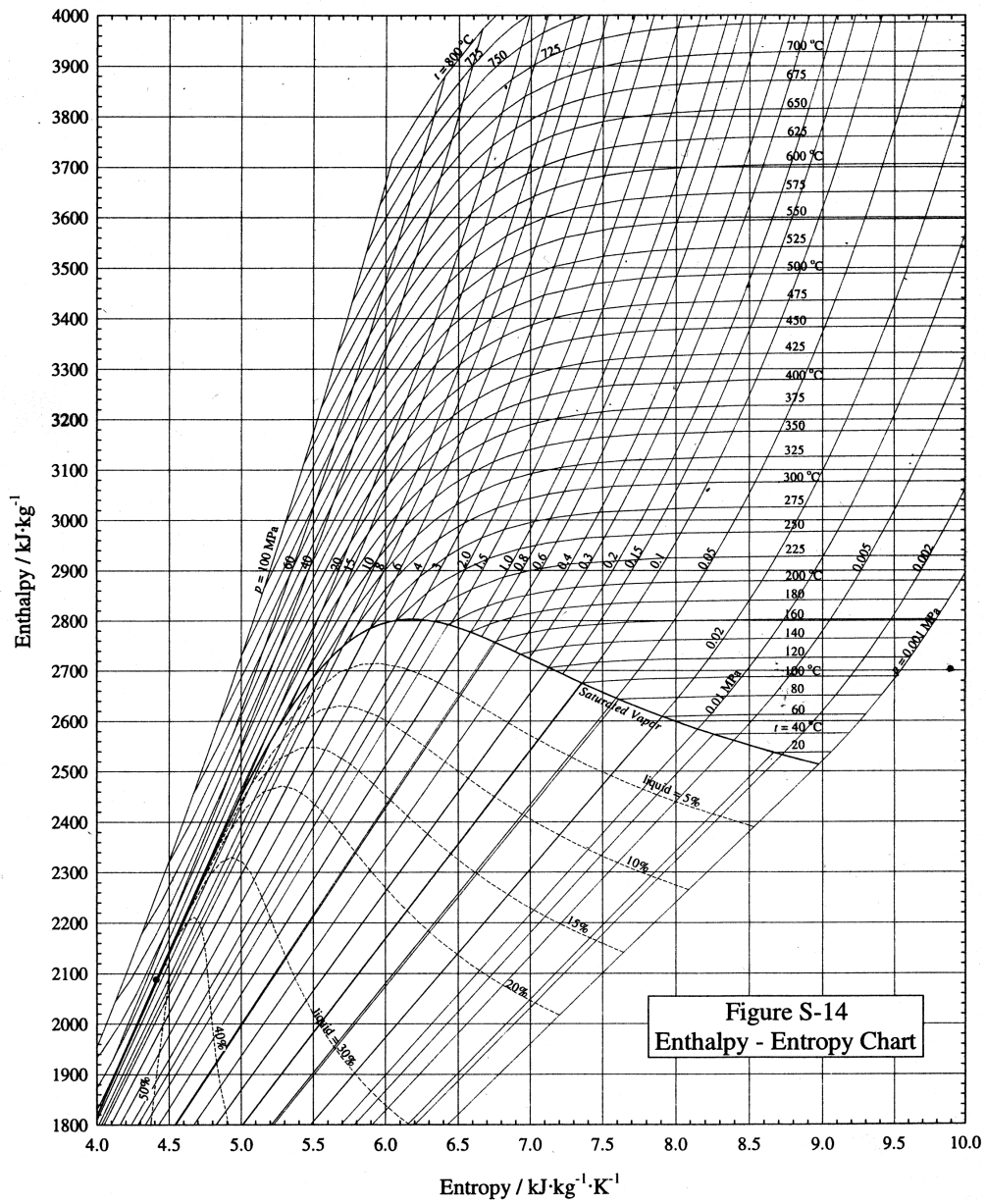


Figura 1.12: Proprietà del vapore d'acqua nel piano entalpia-entropia, [4].

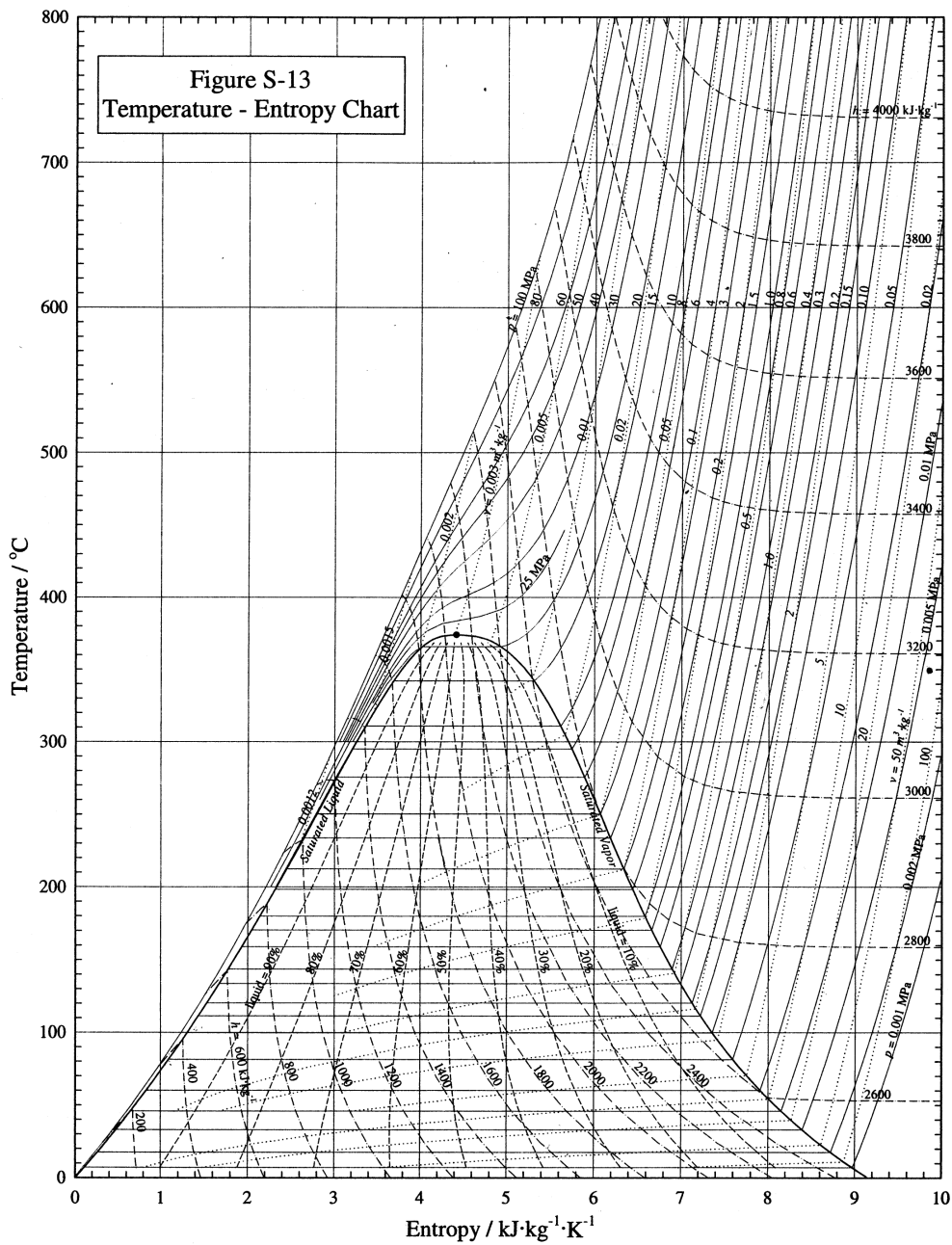


Figura 1.13: Proprietà del vapore d'acqua nel piano temperatura-entropia, [4].

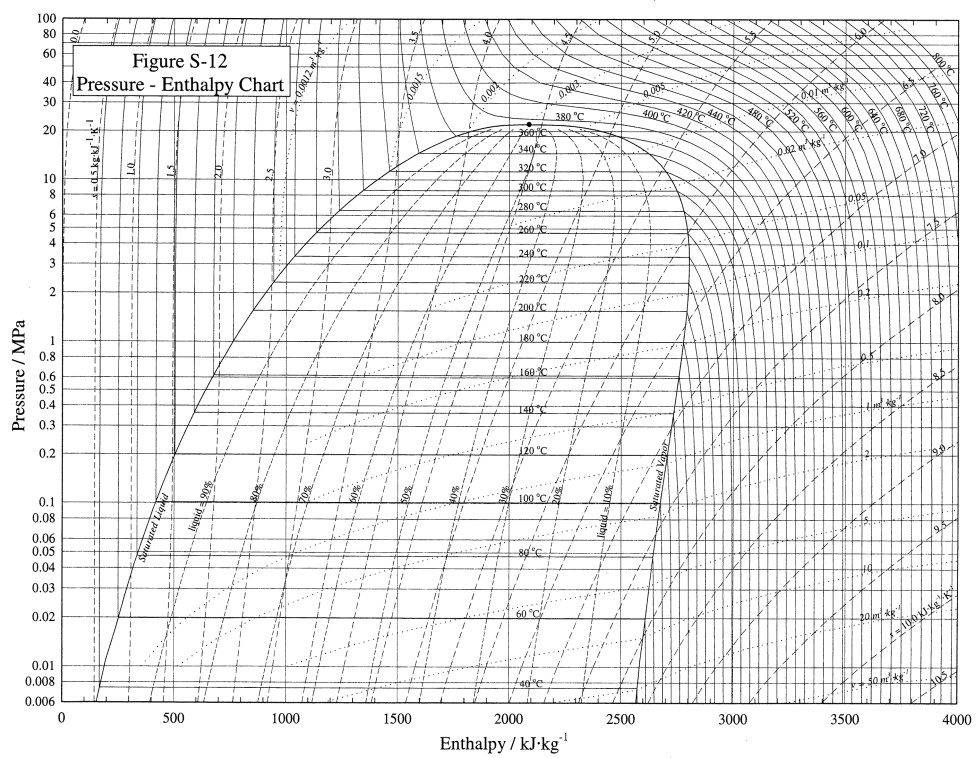


Figura 1.14: Proprietà del vapore d'acqua nel piano pressione-entalpia, [4].

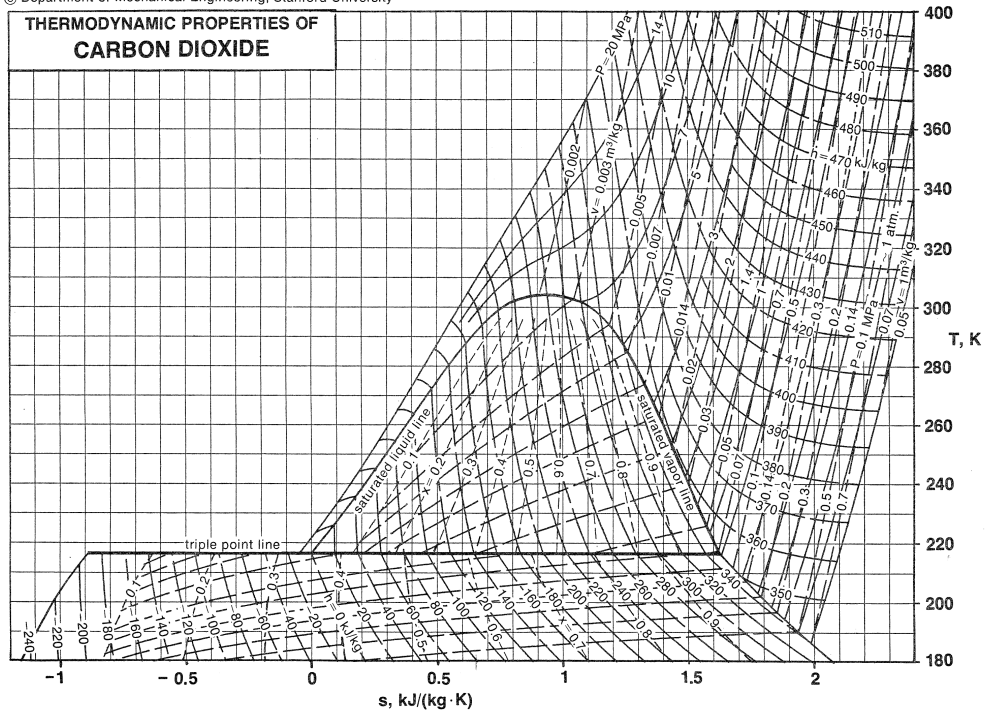


Figura 1.15: Proprietà dell'anidride carbonica nel piano temperatura-entropia, [5].

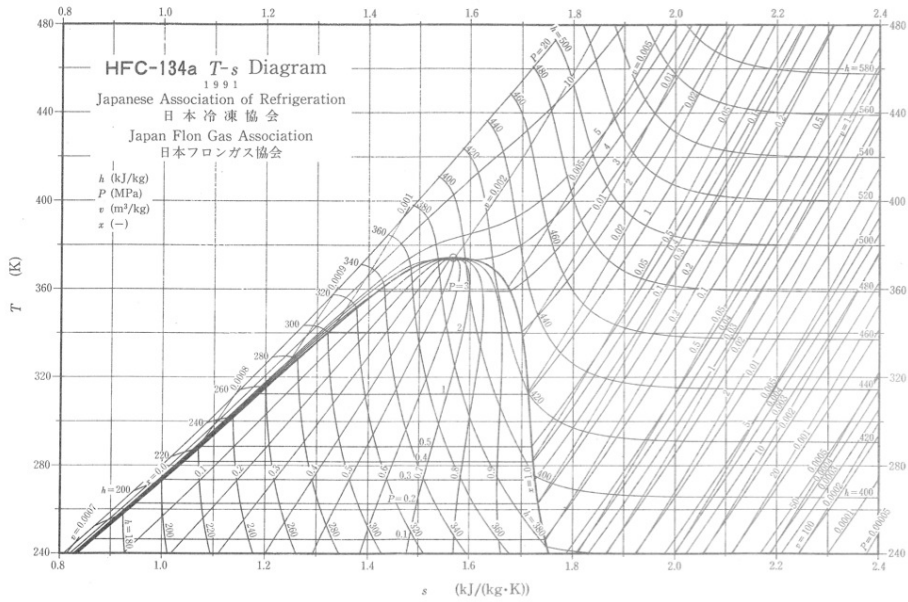


Figura 1.16: Proprietà del refrigerante HFC-134a nel piano temperatura-entropia, [6].

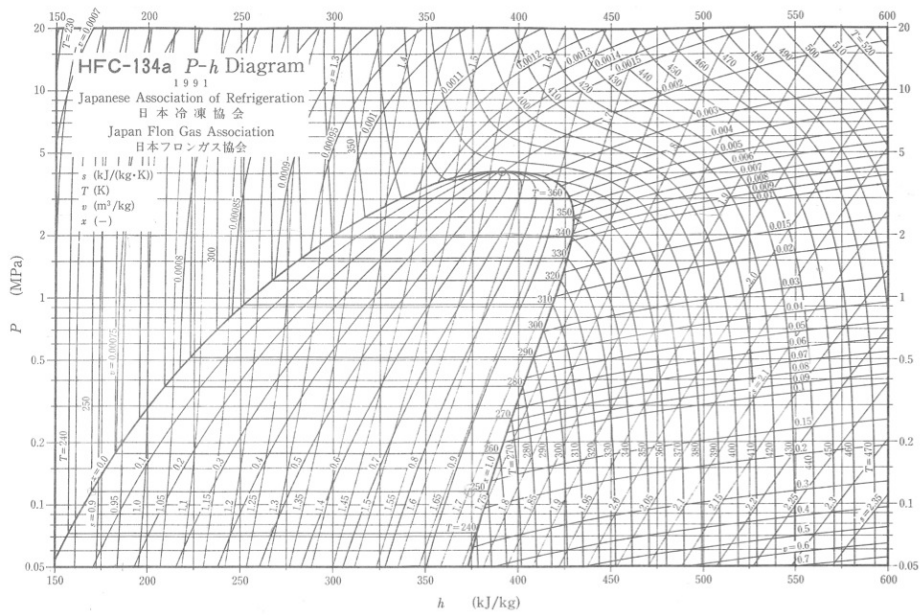
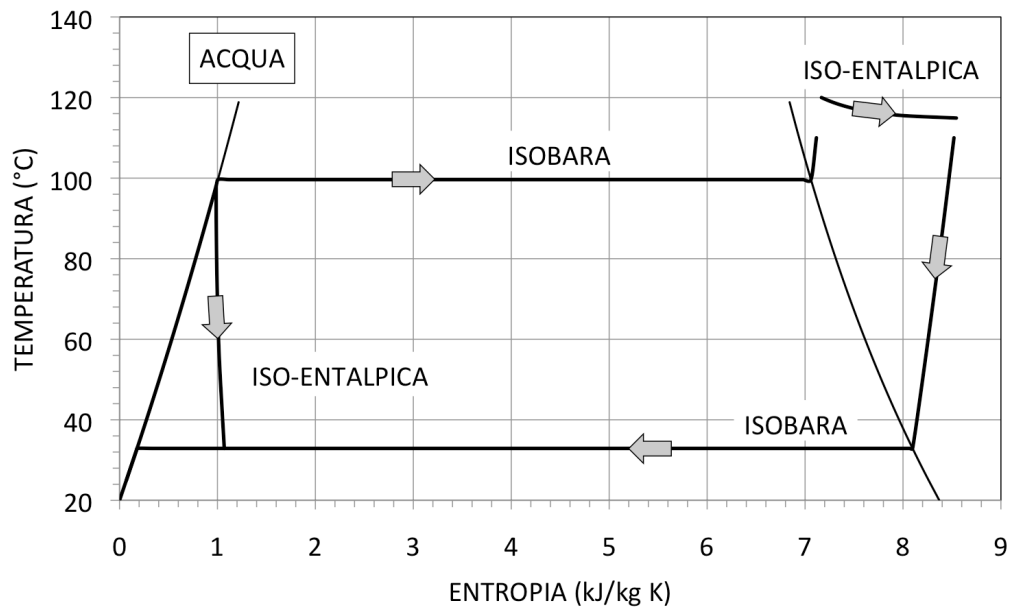
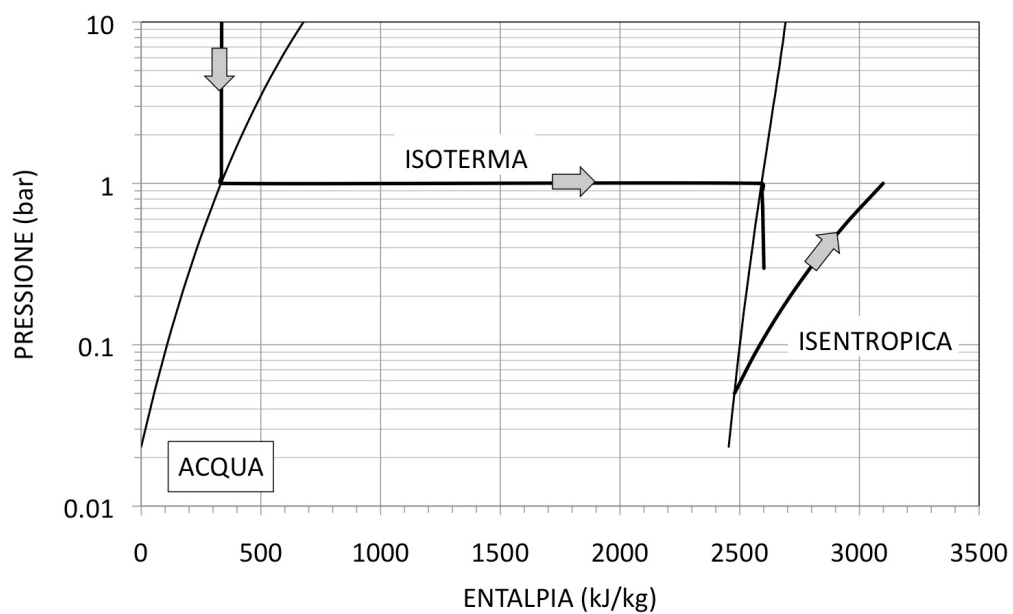


Figura 1.17: Proprietà del refrigerante HFC-134a nel piano pressione-entalpia, [6].



(a)



(b)

Figura 1.18: Alcuni processi termodinamici (a) nel piano Temperatura-Entropia e (b) nel piano Pressione-Entalpia. Il fluido di lavoro considerato è acqua.

1.5 I fluidi di lavoro

L'esempio numerico della Sezione 1.3 mette in luce gli svantaggi che si incontrano quando si utilizza vapore d'acqua per realizzare motori frigoriferi a compressione:

- il sistema risulta completamente sotto vuoto con una pressione minima estremamente bassa
- portate volumetriche elevatissime
- un grande rapporto di compressione nonostante il piccolo salto termico

Nelle maggior parte dei casi pratici **queste condizioni sono inaccettabili**. Fa eccezione una soluzione, che ha goduto di un certo favore, in cui la compressione avviene a mezzo di un eiettore azionato da vapore ad alta pressione (v. la Figura 2.13).

Inoltre, la semplicità molecolare (e l'acqua è un composto con bassa complessità molecolare), [3, Sezione 2.5]

- è responsabile dell'elevato surriscaldamento $T_2 - T_3$ (v. la **Figura 1.11a**). Esso rappresenta una perdita dovuta all'aumento di lavoro di compressione alle alte temperature

¶ Agli inizi dello sviluppo dell'industria del freddo alcuni dei fluidi di lavoro disponibili:

- ★ ammoniacca (NH_3)
- ★ anidride solforosa (SO_2)
- ★ protossido di azoto (NO_2)

presentavano notevoli inconvenienti a livello della sicurezza e dell'accettabilità ambientale.

Per ovviare a tale insoddisfacente situazione, l'industria chimica creò una serie di composti per molti versi ideali, i **cloro-fluoro-carburi**, caratterizzati

- dall'assenza di tossicità,
- dalla non infiammabilità,
- dall'inerzia chimica e
- da proprietà termodinamiche ottimali per le diverse applicazioni.

Una parziale lista di tali refrigeranti è riportata in **Tabella 1.2** Altri fluidi in uso sino agli anni 1950 erano, v. [7], (a) il cloruro di metile (CH_3Cl) in piccoli impianti come sostituto della anidride solforosa; (b) il cloruro di etile ($\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$); (c) il dicloroetilene ($\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_2$), il butano (C_4H_{10}) e il propano (C_3H_8).

Tabella 1.2: Alcuni parametri termodinamici per refrigeranti tradizionali.

Sigla	Formula	MW ^a	NBT ^b (°C)	T_{cr} ^c (°C)	P_{cr} ^d (MPa)	ODP ^e
CFC-13	CClF_3	104.46	-81.4	28.8	3.87	1.0
BFC-13B1	CBrF_3	148.91	-75.8	67.0	3.96	16.0
CFC-115	CClF_2CF_3	154.47	-39.1	79.9	3.15	0.6
CFC-12	CCl_2F_2	120.91	-29.8	112.0	4.11	1.0
CFC-114	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$	170.92	3.8	145.7	3.25	1.0
CFC-11	CCl_3F	137.37	23.8	198.0	4.41	1.0
CFC-113	$\text{CClF}_2\text{CCl}_2\text{F}$	187.38	47.6	214.1	3.44	0.8

^a peso molecolare

^b temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica

^c temperatura critica

^d pressione critica

^e potenziale di distruzione dell'ozono stratosferico ("Ozone Depletion Potential")

Il parametro ODP classifica i fluidi dal punto di vista della loro attività nella distruzione dell'ozono stratosferico. Convenzionalmente al cloro-fluoro-carburo 11 si attribuisce il valore di uno.

¶ Negli anni 1980 accurate misure di composizione dell'alta atmosfera evidenziarono la presenza significativa di cloro-fluoro-carburi capaci di catalizzare la distruzione della fascia di ozono, che costituisce una barriera naturale contro i raggi ultravioletti. Progressivamente i vecchi refrigeranti furono dichiarati illegali su scala mondiale e sostituiti con nuovi fluidi. Nel giro di qualche decennio si ebbe l'evidenza sperimentale che il risanamento della fascia di ozono fosse quanto meno avviato. L'impatto dei fluidi refrigeranti sullo strato di ozono è stato ufficialmente riconosciuto nel 1987 dal *Protocollo di Montreal*.

Un particolare elenco dei nuovi refrigeranti a ODP nullo è riportato in **Tabella 1.3**.

¶ Un'ulteriore caratteristica legata agli effetti ambientali è l'influenza dei fluidi utilizzati sull'effetto serra se rilasciati in atmosfera. Il parametro

correntemente impiegato per quantificare il potenziale di effetto serra è il GWP.

Tabella 1.3: Alcuni parametri termodinamici per refrigeranti commerciali a ODP nullo.

Sigla	Formula	MW ^a	NBT ^b (°C)	T _{cr} ^c (°C)	P _{cr} ^d (MPa)	GWP ^e (su 100 anni)
FC-14	CF ₄	88.00	-127.9	-45.7	3.75	
HFC-23	CHF ₃	70.01	-82.1	24.3	4.87	12000-14800
FC-116	CF ₃ CF ₃	138.01	-78.8	19.9	3.04	
HFC-32	CH ₂ F ₂	52.02	-51.7	78.2	5.80	
HFC-125	CHF ₂ CF ₃	120.02	-48.1	66.3	3.63	
HFC-143a	CH ₃ CF ₃	84.04	-47.4	73.6	3.83	
FC-218	CF ₃ CF ₂ CF ₃	188.02	-36.7	71.9	2.68	
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	-26.1	101.1	4.06	1300-1430
E-170	CH ₃ OCH ₃	46.07	-24.8	128.8	5.32	
HFC-152a	CH ₃ CHF ₂	66.05	-24.0	113.3	4.52	
HFC-227ea	CF ₃ CHF ₂ CF ₃	170.03	-18.3	103.5	2.95	

^a peso molecolare

^b temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica

^c temperatura critica

^d pressione critica

^e potenziale di riscaldamento globale (“Global Warming Potential”).

E' il parametro che quantifica l'influenza sull'effetto serra.

Si assume solitamente come riferimento la CO₂ e ad essa si attribuisce valore uno.

¶ La necessità di disporre di numerosi refrigeranti a temperatura critica variabile nasce dalle diverse esigenze di temperatura a cui è necessario generare la potenza frigorifera (temperature ordinarie nell'intorno dello zero, temperature criogeniche, ec.)

★ Nei refrigeranti tradizionali la presenza del cloro, responsabile della distruzione dell'ozono, innalzava nettamente la temperatura critica.

★ La sostituzione del cloro con il fluoro conduce a temperature critiche più modeste e

→ soltanto l'aumento della complessità molecolare (ad esempio con il passaggio da composti derivati dal metano a composti derivati

dall'etano o dal propano) eleva la temperatura critica fino a livelli di utilizzabilità pratica.

- ★ Al fine di adattare le proprietà termodinamiche ai diversi impieghi è stato inoltre necessario, nella maggior parte dei casi, lasciare nella molecola uno o più atomi di idrogeno, col risultato che in alcuni casi non è garantita la non-infiammabilità.

¶ Numerosi sono gli sforzi per ricercare fluidi frigoriferi di buone caratteristiche sia ambientali che termodinamiche e, taluni ripropongono l'utilizzo di **fluidi “naturali” e non sintetici**: anidride carbonica, ammoniaca e, per l'appunto, idrocarburi.

¶ Dal punto di vista termodinamico **le conseguenze più importanti** del passaggio ai **nuovi refrigeranti**

- ★ sono legate all'aumento della complessità molecolare.

In linea di principio gli idrocarburi forniscono fluidi di lavoro di buona qualità termodinamica. Nelle applicazioni in cui la quantità di fluido impiegata è ridottissima (alcune decine di grammi per ogni apparecchiatura) l'uso di un fluido infiammabile, e che può dar origine a miscele esplosive, non sembra rappresentare un pericolo. Si diffondono pertanto nella refrigerazione domestica e del terziario frigoriferi azionati da idrocarburi.

1.6 Effetti delle caratteristiche termodinamiche del fluido di lavoro sul ciclo frigorifero

In **Figura 1.19** sono raffigurate nel piano termodinamico Temperatura-Entropia le curve limite di alcuni fluidi di lavoro: acqua, ammoniaca e il refrigerante HFC-134a.

- Le differenti temperature critiche fanno sì che, fissate che siano le temperature di evaporazione e di condensazione, le differenti temperature ridotte ($T_r = T/T_{cr}$) di evaporazione e di condensazione che ne risultano abbiano come conseguenza pressioni di lavoro molto diverse: si veda la **Figura 1.20a****.
- Le diverse masse molari (e le differenti temperature ridotte) conducono - fissate che siano le temperature di evaporazione e di condensazione - a calori di evaporazione e di condensazione sensibilmente differenti: si veda la **Figura 1.20b**††.
- In **Figura 1.19** si notano le differenti pendenze delle curve limite superiori: conseguenza delle differenti complessità molecolari dei tre fluidi presi ad esempio. Il parametro di complessità molecolare σ quantifica per l'appunto il valore della pendenza della curva limite superiore. I fluidi con bassa complessità molecolare (come l'acqua e l'ammoniaca) durante la compressione surriscaldano il vapore, che, come già osservato, raggiunge temperature di fine compressione a volte troppo elevate: si veda, ad esempio la **Figura 1.11a**.

Esempio Per un motore frigorifero a compressione di vapore, valutiamo le prestazioni e le caratteristiche di cicli frigoriferi **ideali** assumendo come fluidi di lavoro quelli di **Figura 1.19**: acqua, ammoniaca e HFC-134a.

Assumiamo $T_C = 9.5\text{ °C}$, temperatura di evaporazione, e $T_0 = 32.5\text{ °C}$, temperatura di condensazione. Potenza frigorifera $\dot{Q}_{in,C} = 1\text{ MW}$.

Il sistema è quello, semplificato, di **Figura 1.9**, con i seguenti punti rappresentativi delle condizioni termodinamiche del fluido che percorre il

**La tensione di vapore è la pressione che si esercita sulla superficie di un liquido che si evapora (dipendente dalla temperatura del liquido e dalla pressione che si esercita su di essa), [7, pag 16].

††Il calore di vaporizzazione è il numero di calorie assorbite (o numero di frigorie sviluppate) per trasformare completamente in vapore 1 kg del liquido, senza però elevarne la temperatura, [7, pag 16]

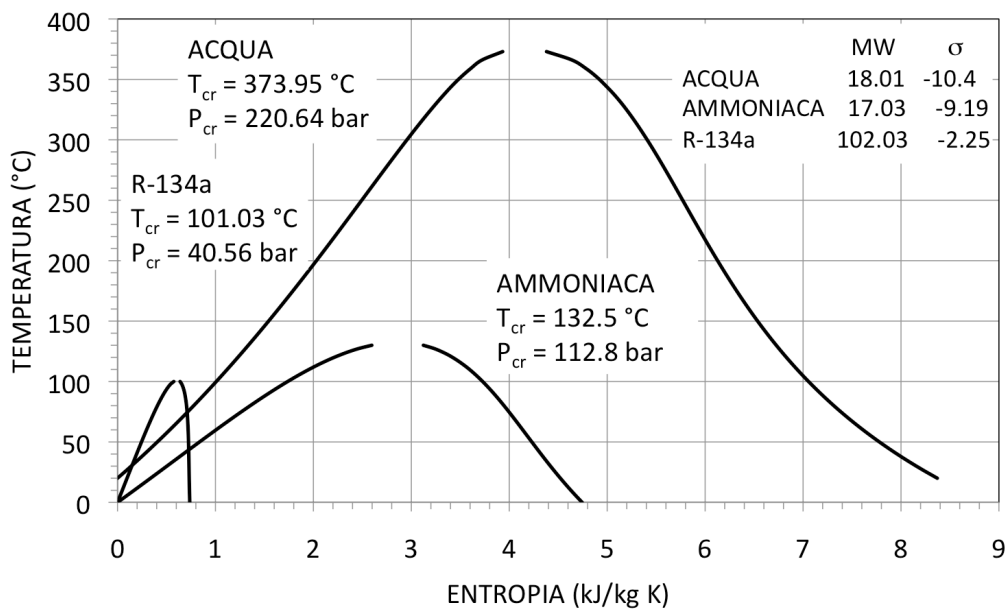
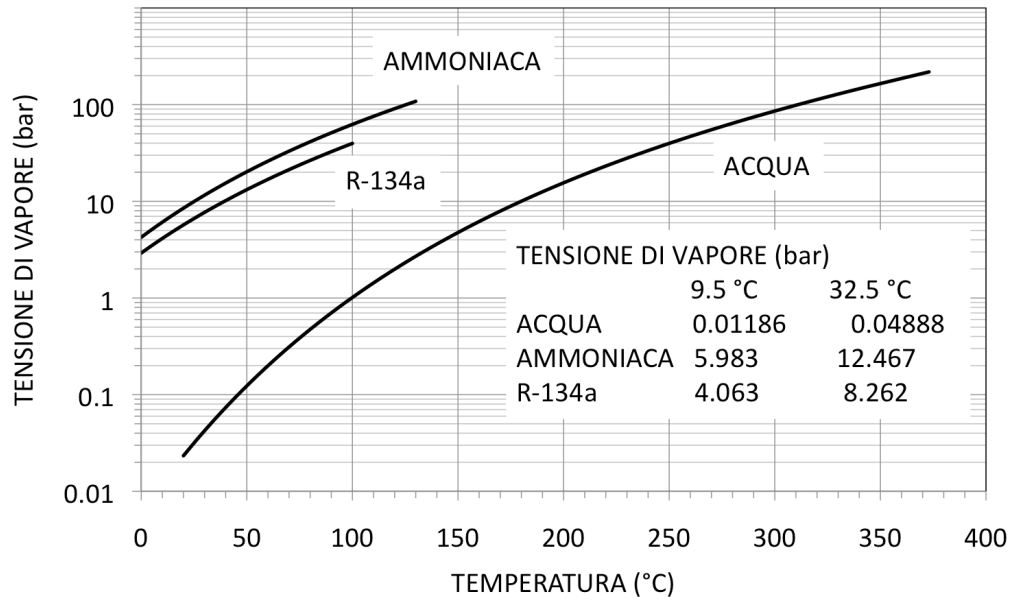
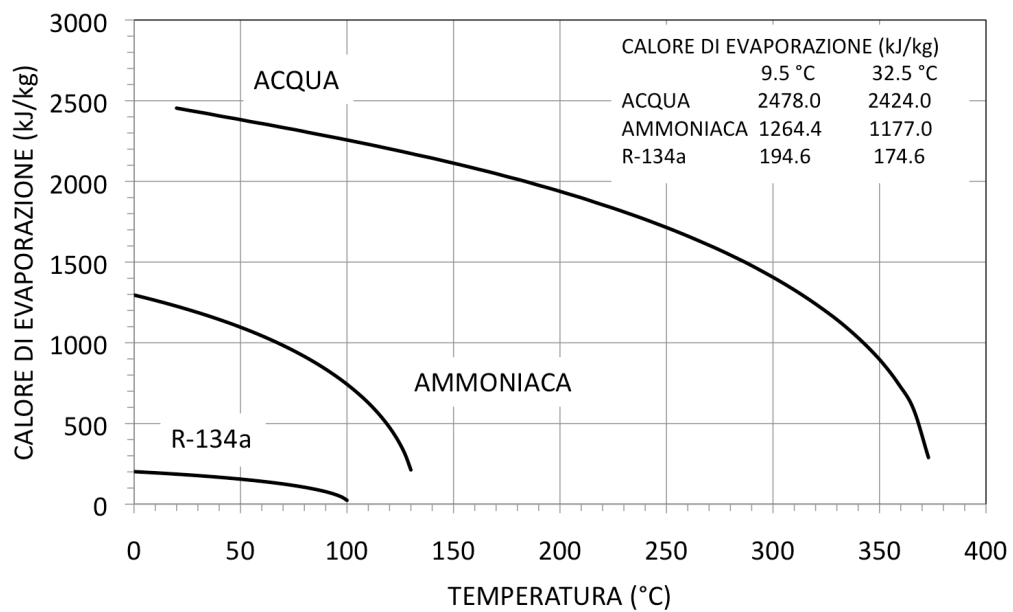


Figura 1.19: Curva limite superiore e inferiore per alcuni fluidi nel piano termodinamico Temperatura-Entropia. Le grandezze T_{cr} e P_{cr} identificano, rispettivamente, la temperatura e la pressione critiche. I simboli MW e σ rappresentano il peso molecolare e il parametro di complessità molecolare (per la definizione di σ , si veda [3, Sezione 2.5]).



(a)



(b)

Figura 1.20: Confronto fra proprietà termodinamiche di alcuni fluidi. (a) Tensione di vapore in funzione della temperatura. (b) Calore di evaporazione in funzione della temperatura.

ciclo frigorifero: “1” inizio della compressione (vapore saturo); “2” fine della compressione; “3” liquido saturo dopo la condensazione; “4” punto finale alla pressione di evaporazione dopo la laminazione iso-entalpica. Per semplicità e uniformità dei risultati numerici, per tutti i fluidi, si è utilizzata, per il calcolo delle proprietà termodinamiche, l’equazione di stato cosiddetta di “Peng-Robinson”.

- il rapporto di compressione risulta circa 4.4 per l’acqua e circa 2.0 per ammoniaca e HFC-134a; il lavoro specifico del compressore si riduce di un fattore 16 passando dall’acqua al refrigerante HFC-134a.
- la portata volumetrica alla aspirazione per l’acqua è circa 518 volte superiore a quella della ammoniaca. La portata in massa del ciclo frigorifero con HFC-134a è 15 volte superiore a quella del ciclo con acqua.
- in **Figura 1.21** sono posti a confronto i due cicli frigoriferi con il refrigerante HFC-134a e ammoniaca. Il COP frigorifero risulta 11.1153016 per il ciclo con ammoniaca e 10.8221818 per il ciclo con HFC-134a. La perdita termodinamica correlata al surriscaldamento in compressione, nel caso della ammoniaca, è bilanciata dalla minore perdita in laminazione.

Tabella 1.4: Confronto fra alcuni risultati per cicli frigoriferi a compressione con differenti fluidi di lavoro. In tutti i casi le temperature di evaporazione e di condensazione sono rispettivamente 9.5 °C e 32.5 °C. Cicli ideali. Potenza frigorifera $\dot{Q}_{in,C} = 1$ MW.

Fluido	$T_{r,1}^a$	$T_{r,3}^b$	P_1^c (bar)	P_2^d (bar)	\dot{m}_1^e (kg/s)	\dot{V}_1^f (m ³ /s)	P_2/P_1^g	$H_2 - H_1^h$ (kJ/kg)
acqua	0.4368	0.4723	0.00929793	0.04074707	0.40219014	56.4169727	4.382380809	232.512
ammoniaca	0.6968	0.7535	5.98292227	12.4670904	0.86942793	0.18850563	2.083779437	103.4792
HFC-134a	0.7554	0.8168	4.0633205	8.26172884	6.19887142	0.31777121	2.033245677	14.9063

^a temperatura ridotta di evaporazione

^b temperatura ridotta di condensazione

^c pressione di evaporazione

^d pressione di condensazione

^e portata in massa di fluido

^f portata volumetrica in aspirazione

^g rapporto di compressione

^h lavoro specifico di compressione

¶ In **Figura 1.22** è rappresentato, nel piano termodinamico Temperatura-Entropia un ciclo frigorifero **ideale** a compressione di vapore che utilizza **anidride carbonica** come fluido di lavoro.

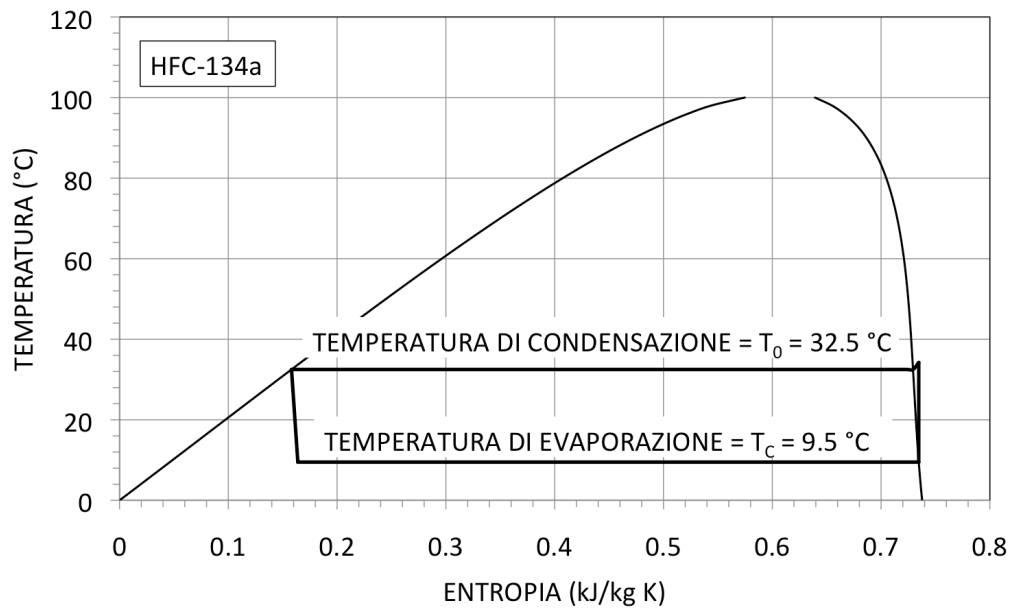
Una peculiarità della anidride carbonica è la sua bassa temperatura critica ($T_{cr} = 31.06 \text{ °C}$), prossima alla temperatura ambiente. Ciò comporta, nel caso considerato come esempio:

- una condensazione ad una temperatura prossima al punto critico ($T_{r,1} = 0.9291$) con
 - una pressione di evaporazione molto grande ($P_1 = 44.3459863 \text{ bar}$)
 - la cessione del calore \dot{Q}_{out} all’ambiente ad una pressione superiore della pressione critica (nell’esempio di **Figura 1.22**, $P_2 = 80 \text{ bar}$)
 - una sensibile perdita exergetica in laminazione e un modesto effetto frigorifero

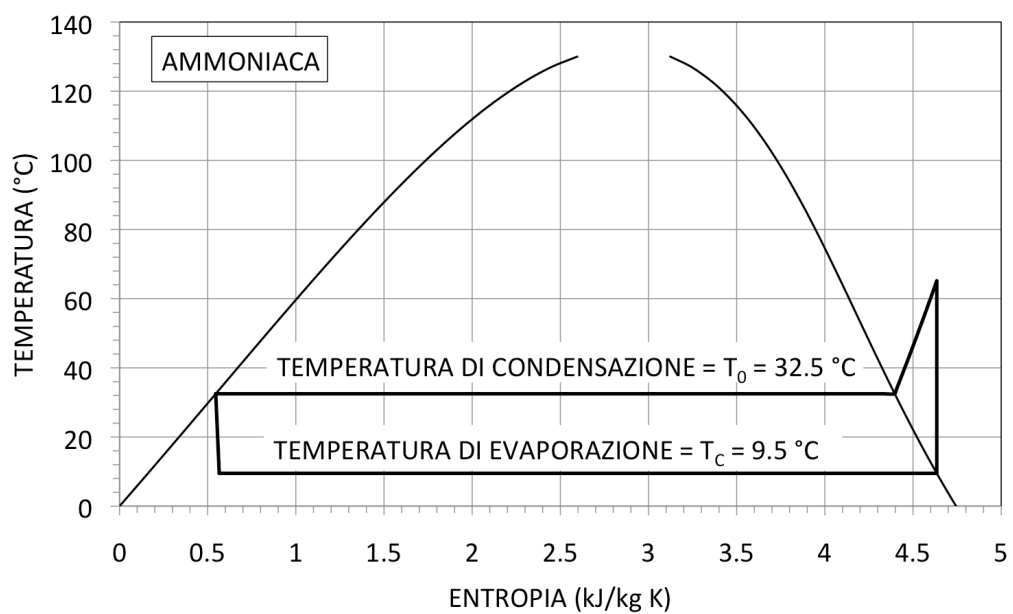
Ne conseguono

- un moderato rapporto di compressione
- una portata in massa relativamente elevata ($\dot{m}_1 = 9.00926234 \text{ kg/s}$, per una potenza frigorifera $\dot{Q}_{in,C}$ di 1 MW)
- una bassa portata volumetrica in aspirazione ($\dot{V}_1 = 0.06746274 \text{ m}^3/\text{s}$, per una potenza frigorifera $\dot{Q}_{in,C}$ di 1 MW)
- un modesto COP, pari a 5.2 nell’esempio di **Figura 1.22**.

L’anidride carbonica, fluido pur con caratteristiche termodinamiche non particolarmente vantaggiose per cicli frigoriferi, trova tuttavia interesse quale fluido “naturale”, di basso costo, e di ridotto impatto ambientale.



(a)



(b)

Figura 1.21: Cicli frigoriferi nel piano termodinamico Temperatura-Entropia. Cicli ideali. (a) con refrigerante HFC-134a come fluido di lavoro. (b) con ammoniaca come fluido di lavoro.

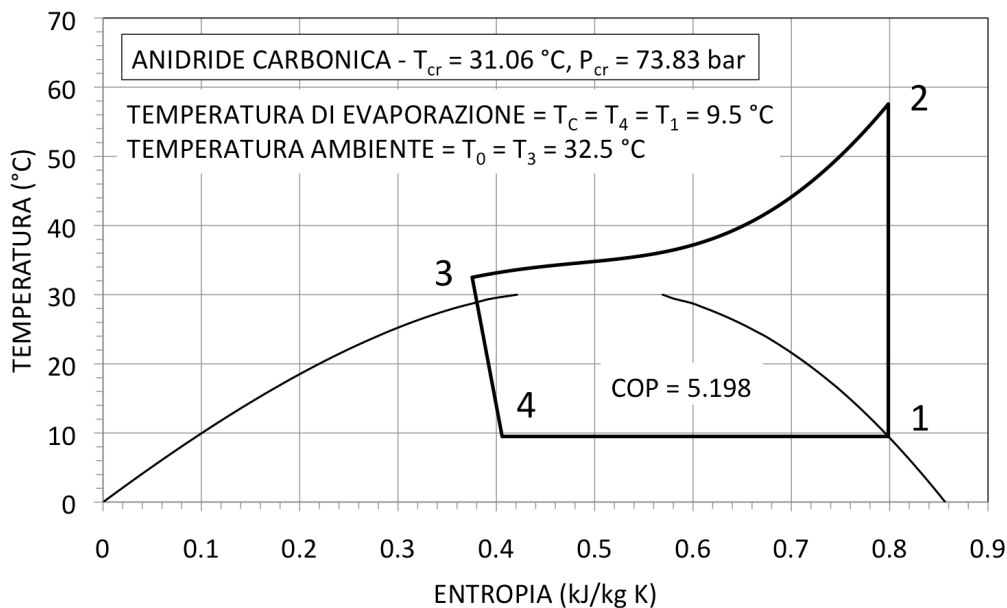


Figura 1.22: Ciclo frigorifero ideale a compressione di vapore con anidride carbonica nel piano termodinamico Temperatura-Entropia.

1.7 Conclusioni

Come visto, la scelta del fluido di lavoro ha dirette ripercussioni sulle prestazioni termodinamiche del ciclo e sui parametri di progetto dei principali componenti il sistema: scambiatori di calore (condensatore ed evaporatore) e compressore.

Le grandezze fisiche che stanno alla base della scelta del fluido di lavoro sono il suo punto critico (temperatura e pressione critiche), il suo punto di normale ebollizione, la sua complessità molecolare (in generale correlata al numero di atomi che costituiscono la molecola). La massa molare influenza il lavoro di compressione. Altre caratteristiche importanti sono poi, ovviamente, i costi di reperimento, la infiammabilità, la tossicità, la compatibilità con gli oli lubrificanti e con i materiali normalmente impiegati. Gli aspetti ambientali, non ultimi, acquistano via via sempre più importanza.

Capitolo 2

La macchina frigorifera a compressione

2.1 I componenti fondamentali di una macchina a compressione

In **Figura 2.1** è riportato uno schema dettagliato, con le indicazioni della strumentazione di controllo, per una macchina frigorifera a compressione. In essa sono ben visibili:

- il compressore, centrifugo monostadio, con il motore a giri variabili
- il condensatore con una sezione di sotto-raffreddamento
- la valvola riduttrice
- lo scambiatore per raffreddare l'olio di lubrificazione
- l'evaporatore

In **Figura 2.2** è riportato lo schema tipico dei circuiti idraulici per un refrigeratore a compressione; in **Figura 2.3** è lo schema del circuito frigorifero con condensatore, evaporatore e compressore. Una vista frontale di un refrigeratore d'acqua è in **Figura 2.4**.

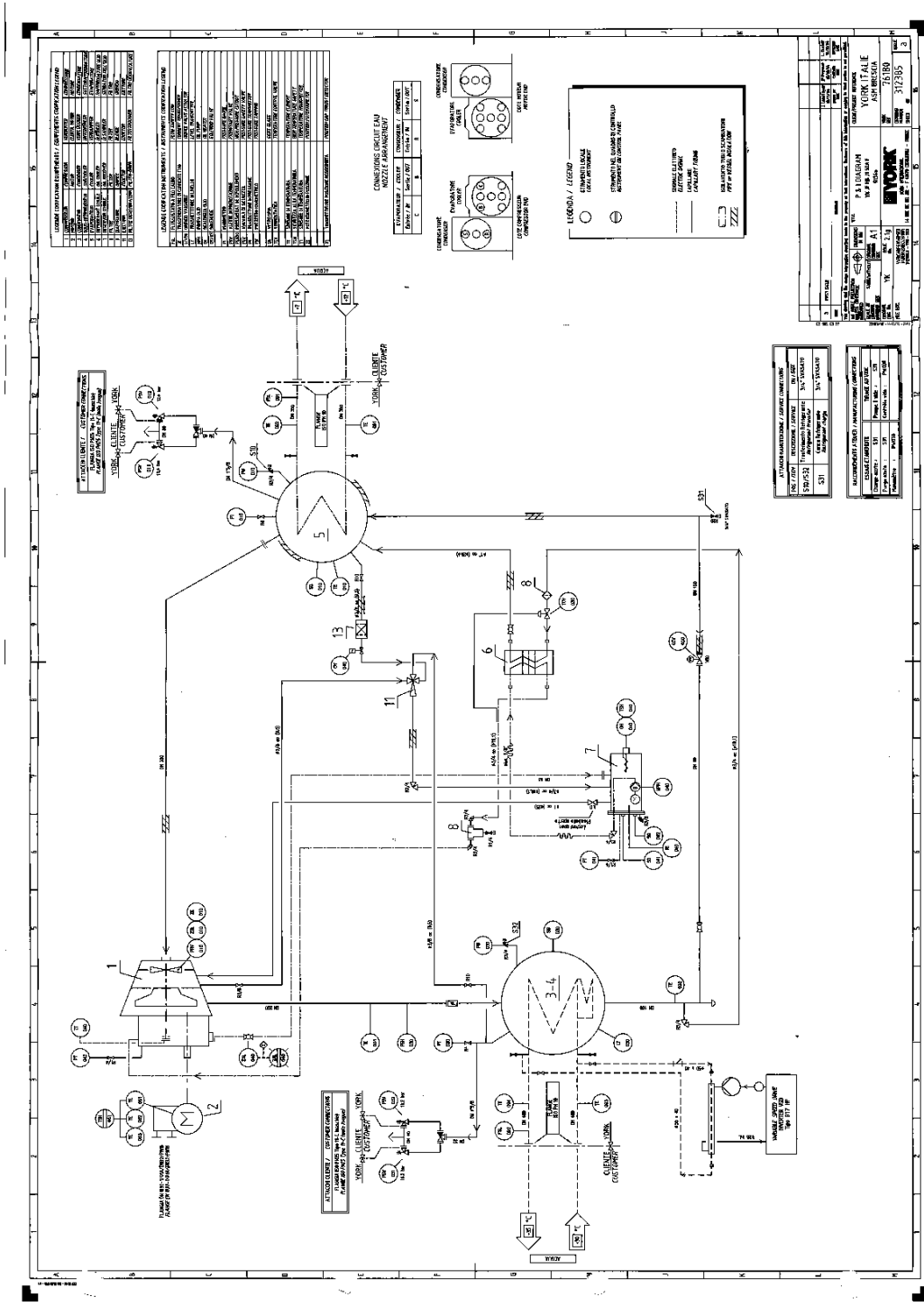


Figura 2.1: Lo schema di una macchina frigorifera a compressione.

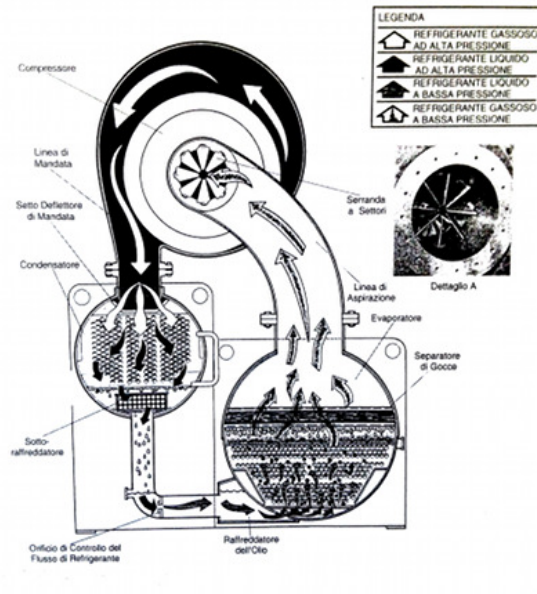


Figura 2.3: Schema del circuito frigorifero, [10].

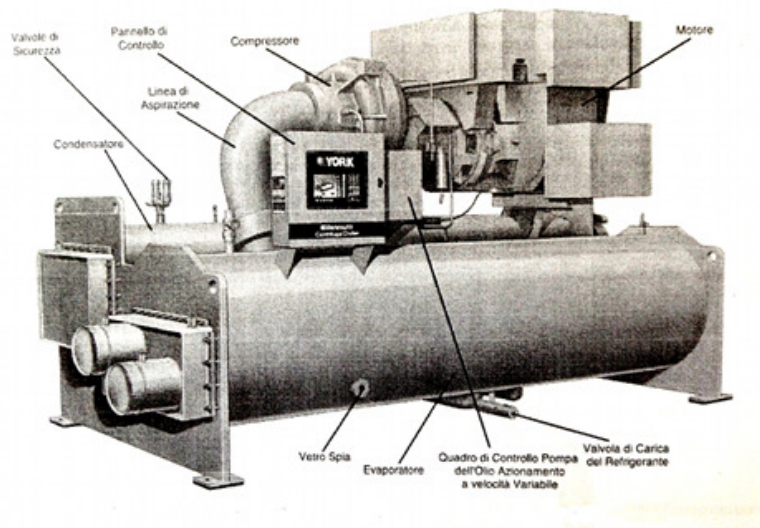


Figura 2.4: Refrigeratore d'acqua YK con compressore centrifugo (vista frontale), [10].

lavoro verso l'esterno (compressori ermetici). Un opportuno lubrificante, trascinato dal fluido di lavoro, garantisce la funzionalità del sistema per periodi anche estremamente lunghi (ad esempio decine di anni).

Per potenze più elevate (dell'ordine di qualche kW) i compressori sono realizzati in versione semi-ermetica.

Per potenze ancora più grandi si preferisce la versione aperta (il sistema motore, compressore, scambiatori, ec., viene assemblato a partire da componenti indipendenti).

Con riferimento ai compressori di maggiore potenzialità, il rendimento di compressione è abbastanza elevato. Causa l'agevole raffreddamento del cilindro, la compressione si realizza secondo una trasformazione **intermedia fra l'isotropica e l'isoterma** (si veda la **Figura 2.6**). Per rapporti di compressione molto elevati l'efficienza tende a decadere in quanto l'inevitabile spazio morto contiene, alle alte pressioni, una massa di fluido relativamente elevata che rimane nel cilindro ed impedisce, nella fase di aspirazione, l'introduzione di una quantità di gas prossima a quella teorica. Le esigenze di lubrificazione rendono inevitabile la commistione di fluido ed olio lubrificante.

La ripartizione della cilindrata totale su più cilindri, con l'eventuale esclusione di alcuni di essi dal processo di compressione, facilita la regolazione del sistema. Naturalmente la disponibilità di un azionamento a giri variabili (ad esempio tramite *inverter*) risolve in maniera efficiente ogni problema di regolazione.

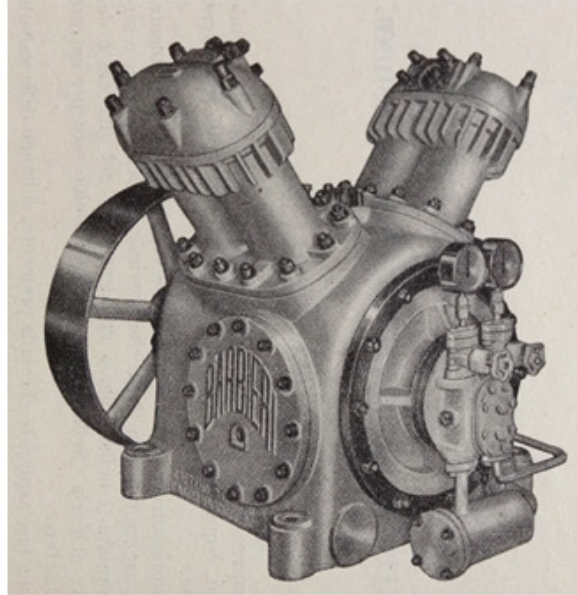
Quando la portata del fluido da trattare risulta molto elevata, non essendo praticabile la strada di un aumento eccessivo delle dimensioni dei cilindri, diventa necessario ricorrere a più compressori, con un numero totale di cilindri molto grande. In tal caso è attraente il passaggio ad altre tipologie di compressori.

I compressori elicoidali (o a vite) Sono adatti a potenze comprese fra qualche decina e qualche centinaio di kW, sino, in alcuni casi, ad oltre 1 MW. Non mancano però anche soluzioni per potenze più modeste.

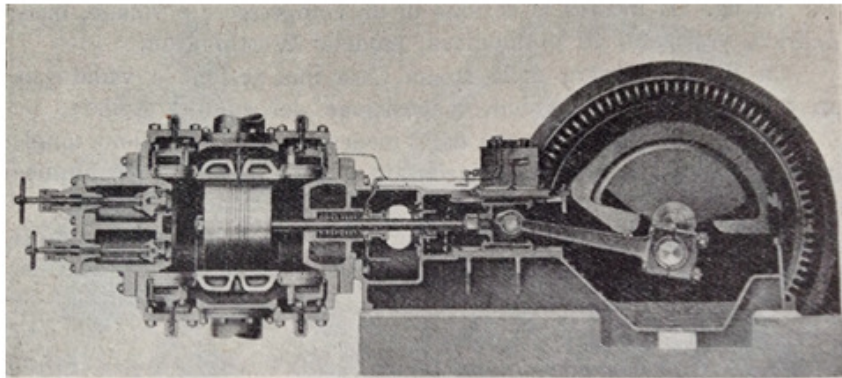
Sono costituiti da due rotori che ingranano fra di loro, senza contatto fisico, generando un volume decrescente in direzione assiale, all'interno del quale il vapore viene compresso. I trafiletti di gas dalle zone ad alta pressione a quelle a bassa pressione sono impediti da un film di olio, che sigilla i giochi fra i due rotori.

Accorgimenti meccanici di varia natura rendono possibile la variazione del rapporto di compressione.

La trasformazione termodinamica realizzata da questi compressori è l'adiabatica irreversibile.



(a)



(b)

Figura 2.5: Esempi di compressori volumetrici alternativi, [7]. (a) Compressore verticale a quattro cilindri, a stella, flusso continuo per NH_3 , CH_3Cl e Freon 12. (b) Sezione di un compressore orizzontale a doppio effetto.

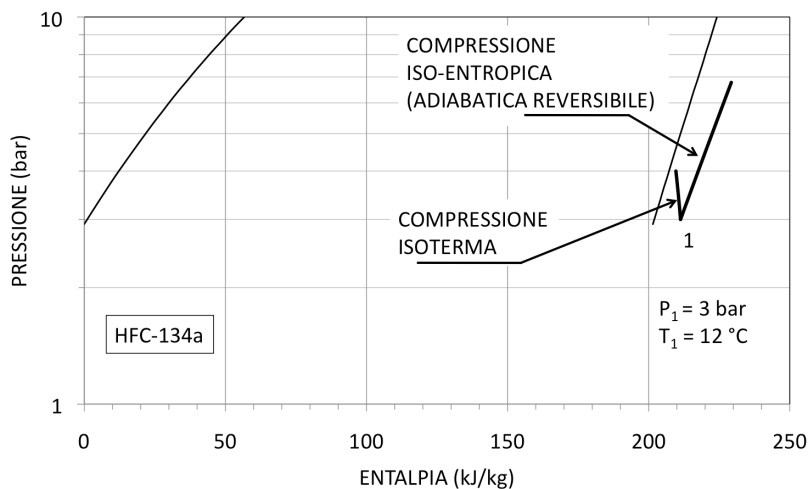


Figura 2.6: Compressioni di vapore nel piano termodinamico Pressione-Entalpia.

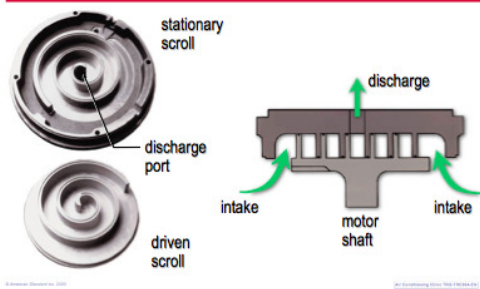
Il vantaggio principale del compressore a vite è costituito dal fatto che una macchina con una meccanica sofisticata, ma concettualmente semplice, sostituisce una pletera di cilindri e pistoni. Il rendimento del compressore è buono. La regolazione è possibile anche a giri costanti e diventa praticamente perfetta a giri variabili.

I compressori scroll I compressori *scroll* (a spirale orbitante) sono compressori volumetrici: intrappolano il gas da comprimere e man mano ne riducono il volume. Il compressore utilizza due spirali (si veda la **Figura 2.7a**): una spirale superiore, stazionaria, che contiene la luce di scarico; una spirale inferiore, mobile, collegata al motore da un albero e da cuscinetti. Il vapore refrigerante entra dalla periferia e viene scaricato al centro della spirale stazionaria.

Il moto relativo delle spirali genera un volume variabile e lo spostamento dei punti di contatto tra la spirale fissa e quella mobile (dalla periferia verso il centro durante la rotazione) fa sì che il gas venga portato allo scarico, riducendone man mano il volume e aumentandone la pressione, v. la **Figura 2.7b**. Sono necessarie tre rivoluzioni per completare la compressione.

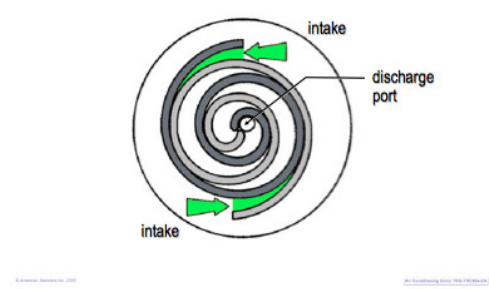
Durante la fase di aspirazione (*intake phase*, in **Figura 2.7c**) le spirali inizialmente sono in una posizione relativa tale da permettere l'entrata del gas. Dopo il completamento della prima rivoluzione le due spirali, fra loro in contatto, formano due "tasche" chiuse con il refrigerante ora intrappolato.

Scroll Compressor



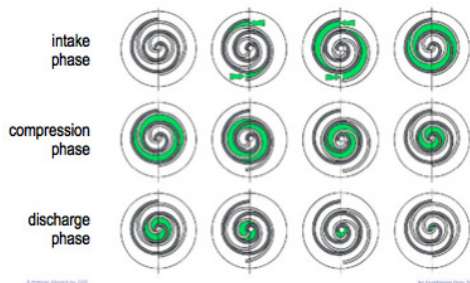
(a)

Scroll Compressor



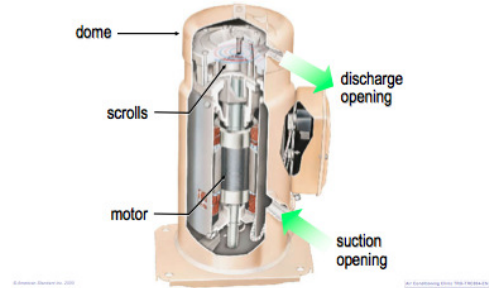
(b)

Scroll Compressor



(c)

Scroll Compressor



(d)

Figura 2.7: Compressore *scroll*. Spirali orbitanti, loro moto, le fasi e schema di un compressore

Durante la fase di compressione (*compression phase*, in **Figura 2.7c**) il volume delle “tasche” viene progressivamente ridotto aumentando la pressione del gas in esse racchiuso.

Nella fase di scarico (*discharge phase*, in **Figura 2.7c**) il vapore viene forzato attraverso la luce di mandata alla desiderata pressione.

Le fasi, a differenza di quel che accade nei compressori alternativi, avvengono in continua sequenza.

In **Figura 2.7d** è raffigurato uno schema di compressore *scroll*. Il gas aspirato, prima di raggiungere la testata, passando attraverso una intercapedine, raffredda il motore.

La realizzazione delle due spirali richiede l'impiego di tecnologie estremamente sofisticate ma consente di raggiungere buoni rendimenti, in particolare buoni rendimenti volumetrici, [15].

Il campo di potenza in cui tradizionalmente vengono impiegati gli scroll va da pochi kW di potenza frigorifera sino a oltre 200 kW.

I compressori centrifughi Per portate molto grandi e rapporti di compressione anche molto elevati, il compressore centrifugo, solitamente pluristadio, rappresenta la soluzione più economica e più efficace. Le potenze in gioco sono comprese tra alcune decine di kW e qualche MW.

Per rapporti di compressione fino a circa 3 è praticabile la soluzione monostadio, completamente subsonica. Per rapporti più elevati in qualche caso si è adottata, in passato, la soluzione supersonica monostadio, ma in generale viene preferita la soluzione pluristadio che, oltretutto, consente configurazioni del ciclo termodinamico più efficienti.

Poichè la lubrificazione è limitata ai cuscinetti, è possibile mantenere il fluido di lavoro sostanzialmente puro, con beneficio sul coefficiente di scambio termico negli scambiatori di calore.

Nella maggior parte dei casi (fanno eccezioni gli impianti ad acqua ed ammoniaca) il peso molecolare dei fluidi di lavoro è elevato. Ciò comporta un lavoro di compressione ed una velocità periferica modesta (si veda, come esempio, la **Tabella 1.4**). Per questo le giranti dei compressori centrifughi sono generalmente poco sollecitate.

La trasformazione termodinamica realizzata è l'adiabatica irreversibile. Il rendimento di compressione è buono. La regolazione è soggetta ai limiti che caratterizzano l'operatività degli usuali compressori centrifughi. Naturalmente un eventuale azionamento a giri variabili la rende nettamente più efficiente.

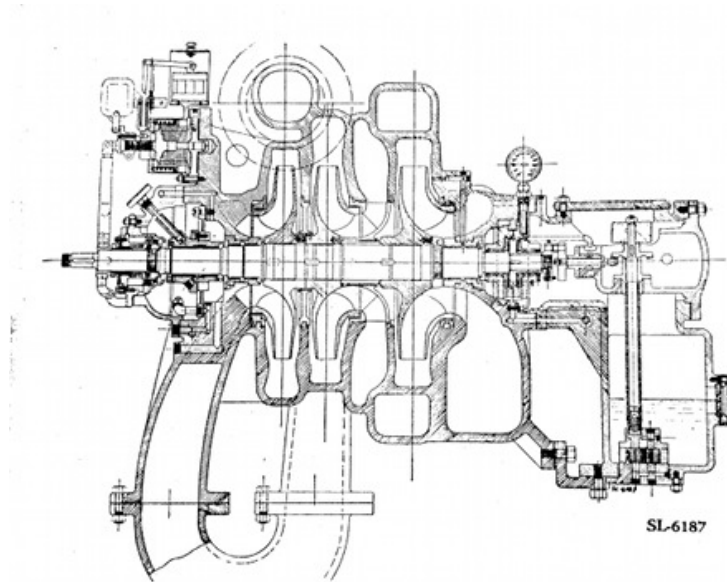


Figura 2.8: Schema sezione di un compressore centrifugo a tre stadi, [7].

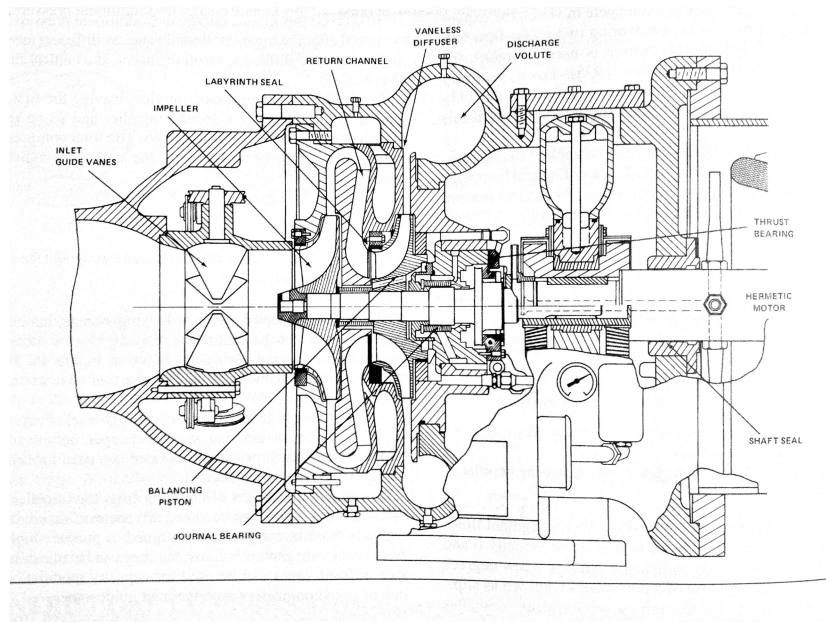


Figura 2.9: Sezione di un compressore centrifugo per macchina frigorifera, [9, Chapter 4].



Figura 2.10: Una girante di compressore centrifugo per macchina frigorifera con HFC134a: potenza frigorifera 4100 kW, 16000 -18000 giri al minuto.

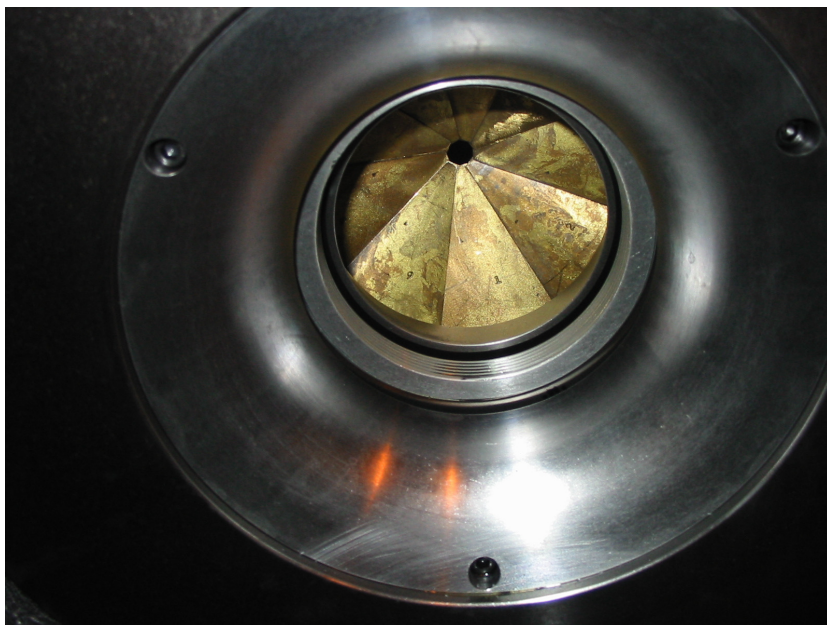


Figura 2.11: Serranda a settori (*inlet guide vanes* in Figura 2.9) per la regolazione della portata alla aspirazione del compressore di Figura 2.10. In Figura la serranda a settori è completamente chiusa.

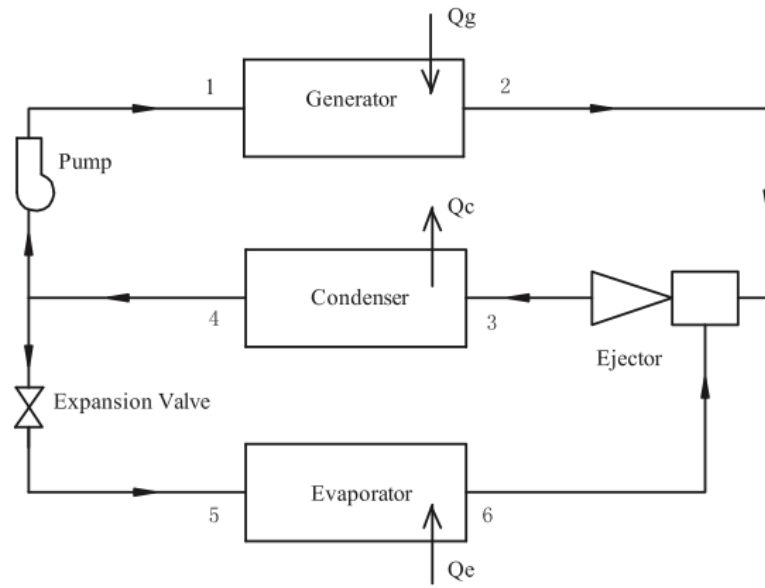


Figura 2.12: In primo piano un esempio di compressore assiale multistadio, [12].

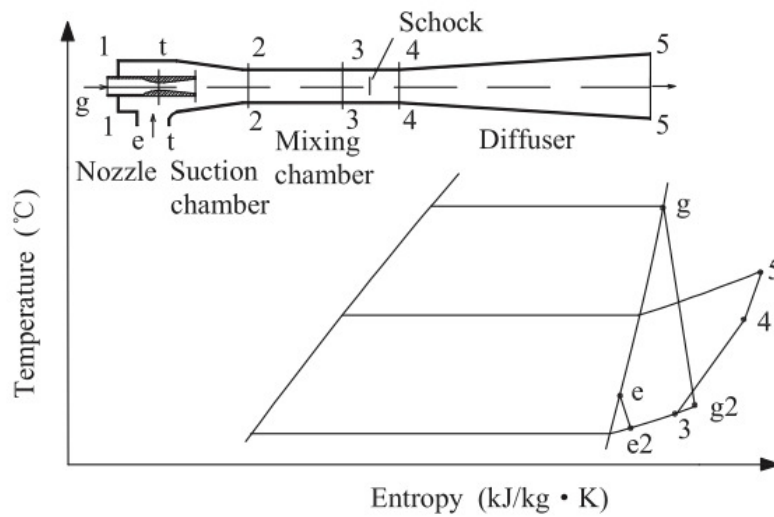
I compressori assiali Sono adatti a portate estremamente elevate, in generale superiori a quelle richieste dall'industria del freddo. Sono più efficienti ma anche più costosi e delicati dei compressori centrifughi.

Gli eiettori In alcuni casi, segnatamente quando il fluido di lavoro è acqua, la compressione può essere effettuata tramite un eiettore, il cui funzionamento può essere descritto, in sintesi, come segue (si veda la **Figura 2.13**). Una portata di vapore ad alta pressione viene espansa in un ugello supersonico fino alla pressione di evaporazione. In una opportuna camera il getto veloce si mescola alla portata di vapore proveniente dall'evaporatore. La miscela, normalmente supersonica, viene compressa dapprima a mezzo di un'onda d'urto normale e quindi in un divergente di diffusione. Il flusso motore di vapore può essere prodotto a partire da calore di scarto a modesta temperatura. In questo caso il sistema genera freddo utilizzando una sorgente termica di recupero.

La modesta efficienza complessiva del sistema è controbilanciata dalla sua estrema semplicità.



(a)



(b)

Figura 2.13: (a) Schema di una macchina frigorifera con eiettore alimentato da vapore prodotto utilizzando potenza termica \dot{Q}_g disponibile alla temperatura T_g . (b) Schema dell'eiettore e ciclo termodinamico nel piano Temperatura-Entropia.

2.1.2 Gli scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore impiegati per evaporare e condensare il fluido frigorifero si scelgono e dimensionano in primo luogo a seconda delle sorgenti termiche che scambiano calore con il fluido di lavoro. Infatti, la geometria e le superfici di scambio devono essere adeguate alle caratteristiche dei fluidi con i quali sono a contatto (coefficienti di scambio termico, pressioni, ec.).

A seconda del tipo delle sorgenti termiche utilizzate gli impianti frigoriferi vengono solitamente classificati come impianti

- acqua/acqua
- aria/acqua
- aria/aria

con la convenzione che il primo termine si riferisce al fluido utilizzato nel condensatore (ad alta temperatura) mentre il secondo termine si riferisce al fluido da raffreddare (nell'evaporatore, a temperatura inferiore a quella dell'ambiente).

Nel caso la sorgente termica sia aria si adottano scambiatori di calore a superfici estese, con tubi in rame e alette normalmente in alluminio di varia geometria, adatte ad aumentare la superficie di scambio e promuovere lo scambio termico. Nel caso la sorgente termica sia acqua, la tipologia di scambiatore che si utilizza per potenze termiche elevate è quella a fascio tubiero. Talvolta, a seconda delle caratteristiche del fluido frigorifero utilizzato, può risultare conveniente utilizzare micro-alettature al condensatore sul lato dei vapori condensanti.

Il condensatore Il condensatore è il dispositivo in cui avviene il passaggio di stato fisico del fluido frigorifero dallo stato gassoso e caldo allo stato liquido, leggermente più freddo.

Per un corretto funzionamento del frigorifero è assolutamente necessario il fluido arrivi alla valvola regolatrice tutto in fase liquida. Per questo il condensatore garantisce anche un ragionevole sotto-raffreddamento del fluido frigorifero (si veda la **Figura 2.3**).

Il condensatore risulta solitamente suddiviso in tre parti:

- nella prima parte viene levato il calore di surriscaldamento e la temperatura dei gas caldi provenienti dal compressore diminuisce sino a portarsi alla temperatura di liquefazione
- nella seconda parte (zona di condensazione) si toglie il calore latente al fluido, il quale, a temperatura costante, si liquefa

- assorbimento del calore del liquido, di modo che la sua temperatura diminuisca sino a valori di qualche grado superiori alla temperatura del fluido (acqua o aria) di raffreddamento

Se il fluido freddo al condensatore è acqua il calore di condensazione, spesso, viene poi ceduto definitivamente all'ambiente a mezzo di una torre evaporativa con acqua in circuito chiuso (v. lo schema in **Figura 2.2**).

L'evaporatore Concettualmente simile al condensatore (con coefficienti di scambio termico in evaporazione differenti da quelli in condensazione) l'evaporatore provvede alla estrazione di potenza termica dal fluido da refrigerare. Per un corretto funzionamento del compressore, l'evaporatore è provvisto di una efficace sistema separatore di goccioline (v. la **Figura 2.3**) o di una opportuna sezione di surriscaldamento.

2.1.3 La valvola di riduzione della pressione

Valvole di controllo vengono impiegate per l'avviamento, la fermata e la modulazione delle portate di refrigerante, in accordo con le richieste del carico frigorifero.

La valvola termostatica di espansione La valvola termostatica di espansione controlla la portata di liquido refrigerante all'evaporatore ed è la valvola di espansione tradizionalmente impiegata nelle macchine frigorifere.

- Il suo compito principale è quello di assicurare il corretto funzionamento dell'evaporatore garantendo al contempo l'assenza di liquido in aspirazione.

Ciò viene realizzato

- controllando che la portata di refrigerante all'evaporatore sia giusto quella che, data la potenza frigorifera richiesta, garantisca la completa evaporazione.

Le valvole termostatiche di espansione sono pilotate dal surriscaldamento del vapore.

Una sezione schematica di una tipica valvola termostatica di espansione è in **Figura 2.14**. Il funzionamento della valvola è governato dal bilancio di tre forze:

F_1 la forza della pressione dell'elemento termostatico, applicata sulla parte superiore del diaframma, che tende ad aprire la valvola

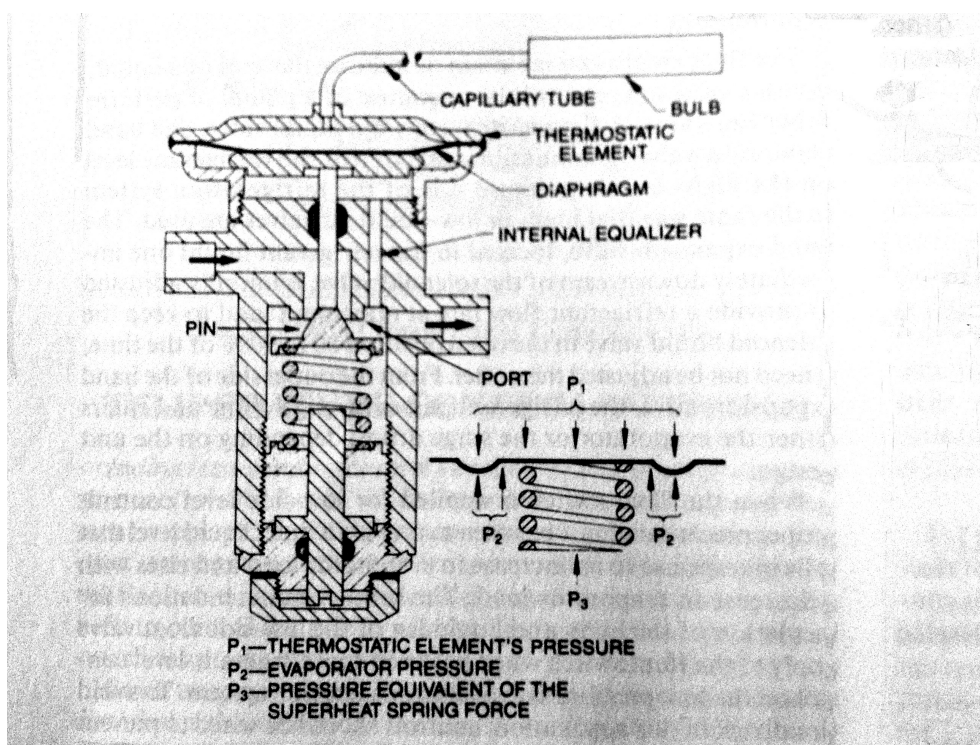


Figura 2.14: Schema di una valvola termostatica di espansione, [16, Sezione 44.4].

F_2 la forza generata dalla pressione di evaporazione, applicata sulla sezione inferiore del diaframma, agisce in chiusura

F_3 la forza esercitata dalla molla di taratura

All'equilibrio: $F_1 = F_2 + F_3$.

Se, per esempio, il carico frigorifero aumenta, cresce la temperatura del vapore all'uscita dall'evaporatore. Il bulbo della termostatica sente l'aumento di temperatura e reagisce aumentando la forza F_1 (aumenta la pressione sulla testa del diaframma). Ciò produce una maggiore apertura della valvola, un aumento della portata e un incremento della pressione di evaporazione.

¶ Nel concreto, il modo con cui la valvola viene realizzata dipende anche dalla potenza dell'impianto. Sono diffuse ed utilizzate, oltre a quelle termostatiche, anche valvole di espansione elettriche, motorizzate e controllate elettronicamente.

2.2 Il ciclo frigorifero a compressione: esempio di calcolo

In **Figura 2.15** è raffigurato lo schema d'impianto semplificato di un sistema frigorifero a compressione sul quale, nel seguito, svolgeremo alcuni calcoli e svilupperemo alcune generali considerazioni. In Figura è anche schematizzata la torre di raffreddamento asservita al condensatore.

I dati di progetto assunti come riferimento sono i seguenti

- **acqua da refrigerare:**

$$T_{C,1} = 12 \text{ °C}, T_{C,2} = 7 \text{ °C}$$

$$P_{C,1} = P_{C,2} = 1.01325 \text{ bar}$$

- **acqua al condensatore:**

$$T_{H,1} = 30 \text{ °C}, T_{H,2} = 35 \text{ °C}$$

$$P_{H,1} = P_{H,2} = 1.01325 \text{ bar}$$

- **sottoraffreddamento al condensatore** (v. Figura 2.16a):

$$T_{2''} - T_3 = 5 \text{ °C}$$

- **surriscaldamento all'evaporatore** (v. Figura 2.16a):

$$T_1 - T_{4'} = 5 \text{ °C}$$

- **nessuna perdita di carico al condensatore lato fluido frigorifero:**

$$P_2 = P_3$$

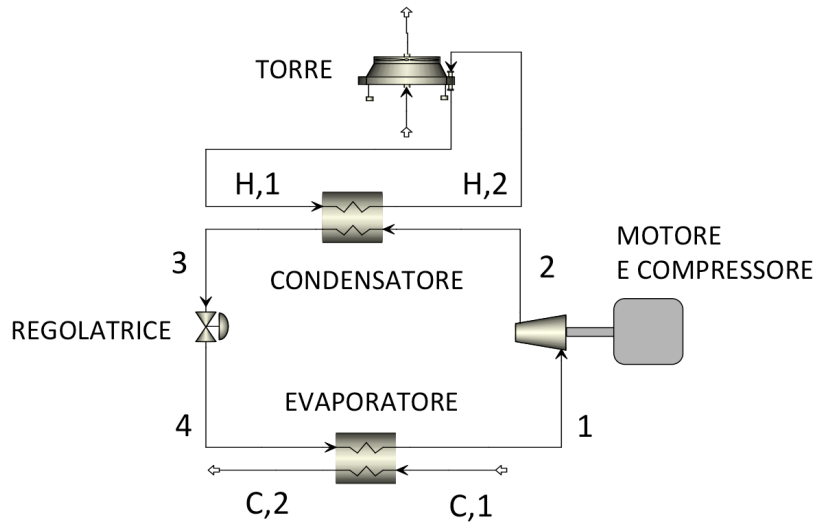


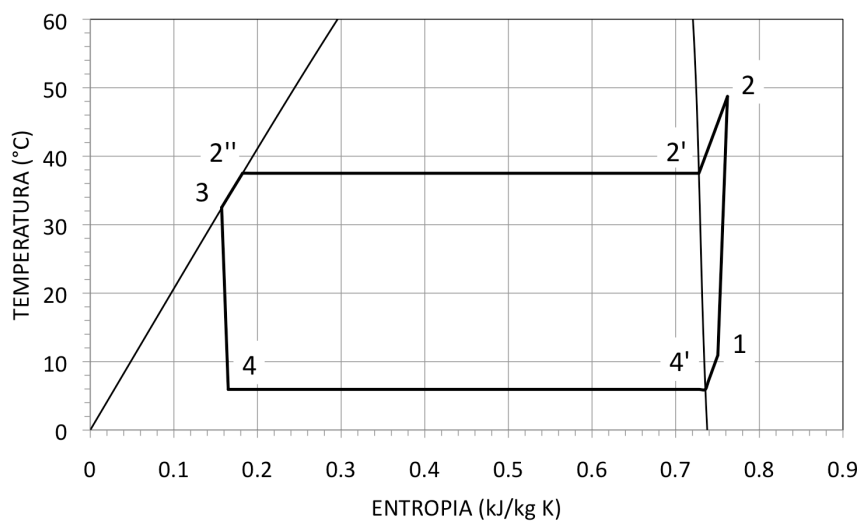
Figura 2.15: Lo schema di impianto di riferimento di una macchina frigorifera a compressione.

- **nessuna perdita di carico all'evaporatore** lato fluido frigorifero:
 $P_1 = P_4$
- **pressione al condensatore:** $P_2 = 9.5 \text{ bar}$
- **pressione all'evaporatore:** $P_1 = 3.6 \text{ bar}$
- La **portata di fluido frigorifero \dot{m}_1 pari a 1 kg/s** e le portate di acqua gelida e di acqua al condensatore sono calcolate in modo le temperature $T_{C,2}$ e $T_{H,2}$ risultino quelle assunte in progetto
- **rendimenti** per il gruppo motore e compressore: rendimento isentropico del compressore $\eta_C = 0.85$, rendimenti del motore (η_E) e meccanico (η_M) tali che $\eta_E \times \eta_M = 0.90$

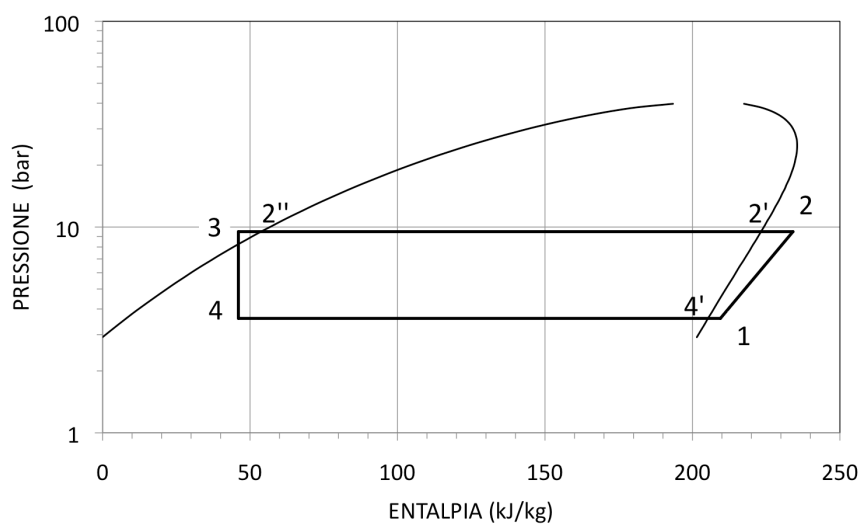
Alcuni risultati del calcolo sono in **Tabella 2.1**.

Per una portata in massa unitaria di fluido frigorifero, la potenza frigorifera risulta 163.4 kW. **Per una potenza frigorifera $\dot{Q}_{in} = 3900 \text{ kW}$:**

- la portata \dot{m}_1 di HFC-134a nella macchina sale a $1 \times 3900/163.4 = 24 \text{ kg/s}$



(a)



(b)

Figura 2.16: Ciclo frigorifero con HFC-134a quale fluido di lavoro. (a) Nel piano termodinamico temperatura-Entropia (b) Nel piano termodinamico Pressione-Entalpia. Lo schema di impianto è quello di Figura 2.15.

Tabella 2.1: Risultati del calcolo per il sistema di Figura 2.15. **I risultati sono relativi ad una portata \dot{m}_1 di 1 kg/s.**

\dot{Q}_{in}^a	163425.94 W
\dot{W}^b	27332.0277 W
\dot{Q}_{out}^c	188024.852 W
T_2	48.7234308 °C
$T_{2'}$	37.50343 °C
T_4	5.943848 °C
$H_2 - H_1^d$	24598.8 J/kg
\dot{V}_1^e	0.05899440 m ³ /s
$\dot{m}_{H,1}^f$	9.01400208 kg/s
$\dot{m}_{C,1}^g$	7.80357698 kg/s
COP ^h	5.979

^a potenza frigorifera

^b potenza elettrica

^c potenza termica al condensatore: $\dot{Q}_{in} + \dot{W} \times (\eta_E \times \eta_M)$

^d lavoro al fluido: $\dot{W} \times (\eta_E \times \eta_M) / \dot{m}_1$

^e portata volumetrica in aspirazione

^f portata in massa di acqua al condensatore

^g portata in massa di acqua all'evaporatore

^h resa frigorifera: \dot{Q}_{in} / \dot{W}

- la portata $\dot{m}_{C,1}$ di acqua all'evaporatore risulta $7.80 \times 3900/163.4 = 186$ kg/s
- la portata $\dot{m}_{H,1}$ di acqua al condensatore risulta $7.01 \times 3900/163.4 = 215$ kg/s
- la potenza elettrica \dot{W} assorbita risulta $27.33 \times 3900/163.4 = 652$ kW
- la potenza termica \dot{Q}_{out} da dissipare al condensatore risulta $188 \times 3900/163.4 = 4487$ kW

Dai diagrammi in **Figura 2.17a** e **Figura 2.17b**, definiti i parametri adimensionali di similitudine

$$\omega_S = \frac{2\pi N}{60} \frac{\sqrt{\dot{V}_1}}{\Delta H_S^{0.75}} \quad (2.1)$$

$$D_S = D \frac{\Delta H_S^{0.25}}{\sqrt{\dot{V}_1}} \quad (2.2)$$

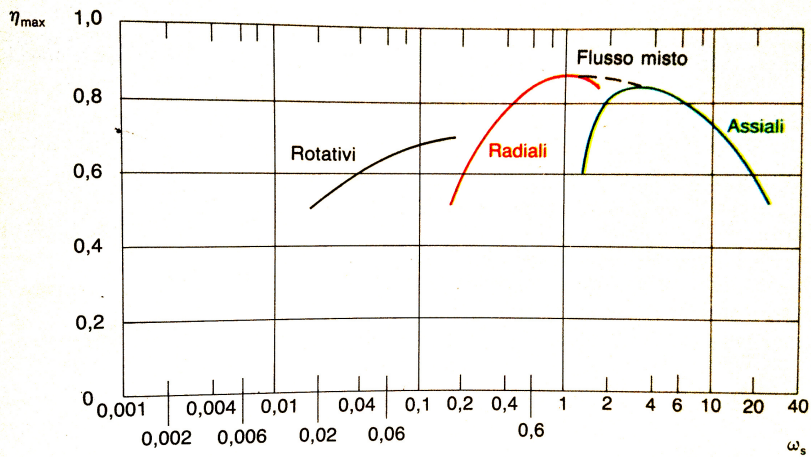
con $\Delta H_S = (H_2 - H_1) \times \eta_C$, si trova,

- per un **compressore centrifugo**, assumendo $\omega_S \approx 1$, un numero di giri N di circa 14000 giri al minuto e un diametro della girante di 15-20 cm

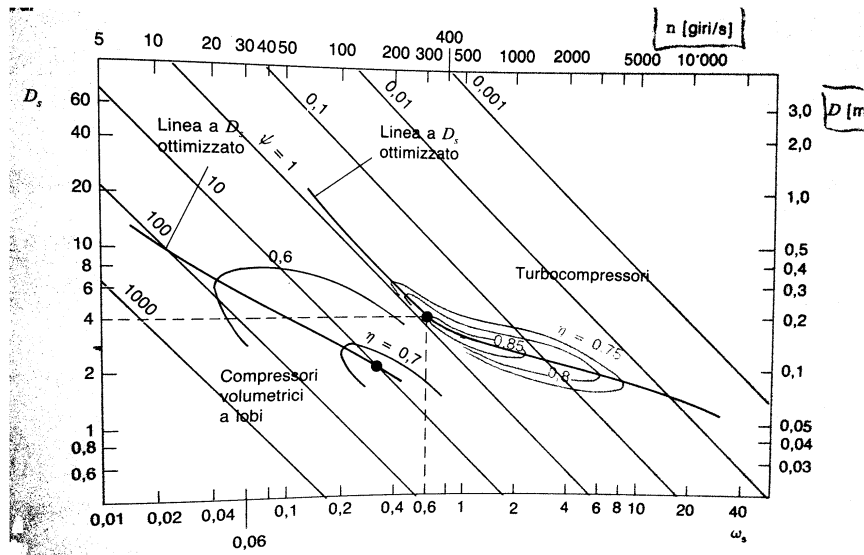
I diagrammi si scambio termico per il condensatore e per l'evaporatore sono in **Figura 2.18**. In Figura sono pure riportati i valori del prodotto UA (prodotto del coefficiente globale di scambio e della superficie totale di scambio termico). I risultati sono riferiti alla portata unitaria di fluido frigorifero.

In **Figura 2.19**, nel piano Temperatura-Potenza è rappresentato il ciclo termodinamico e le sorgenti di calore.

¶ **Il rendimento del compressore** ha un effetto importante sulle prestazioni della macchina. In **Figura 2.20** è rappresentato il coefficiente di resa frigorifera al variare del rendimento isentropico del compressore. Il COP varia pressoché linearmente con il rendimento isentropico del compressore.

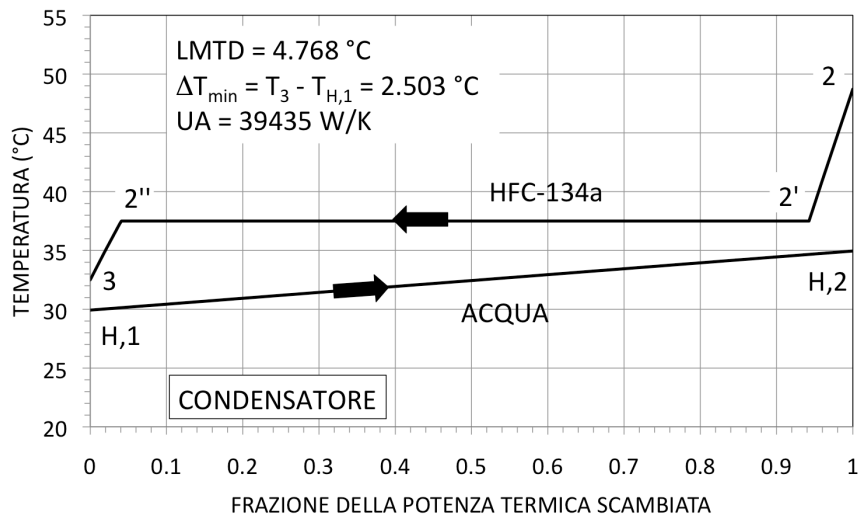


(a)

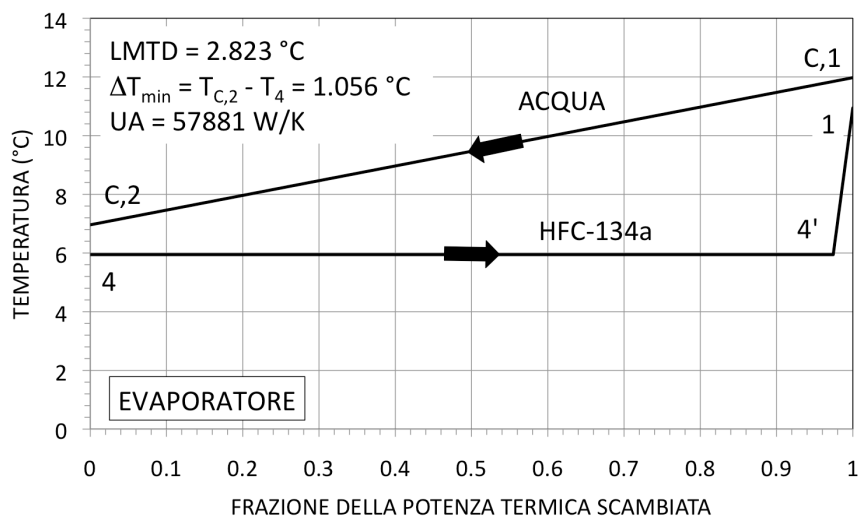


(b)

Figura 2.17: (a) Rendimento totale di compressori in funzione della velocità specifica ω_s . (b) Diagramma di Balje D_s - ω_s . I diagrammi sono tratti da [8].



(a)



(b)

Figura 2.18: Diagrammi di scambio termico per (a) il condensatore e (b) l'evaporatore. Lo schema di impianto è quello di Figura 2.15.

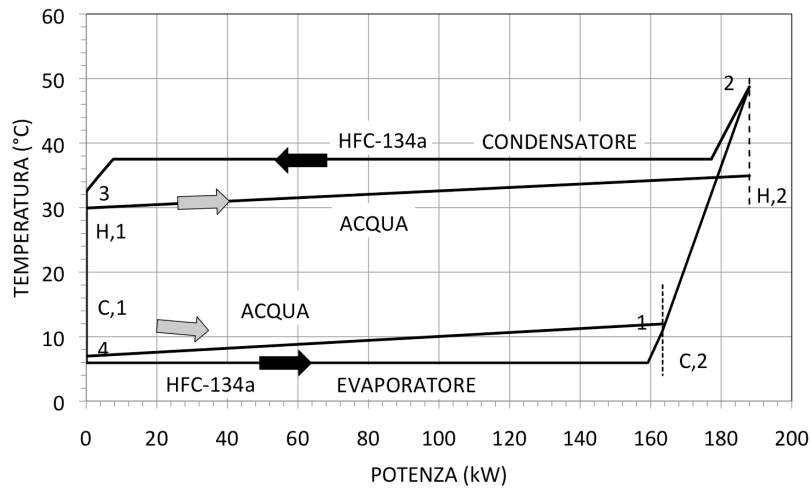


Figura 2.19: Ciclo termodinamico e sorgenti di calore nel piano Temperatura - Potenza

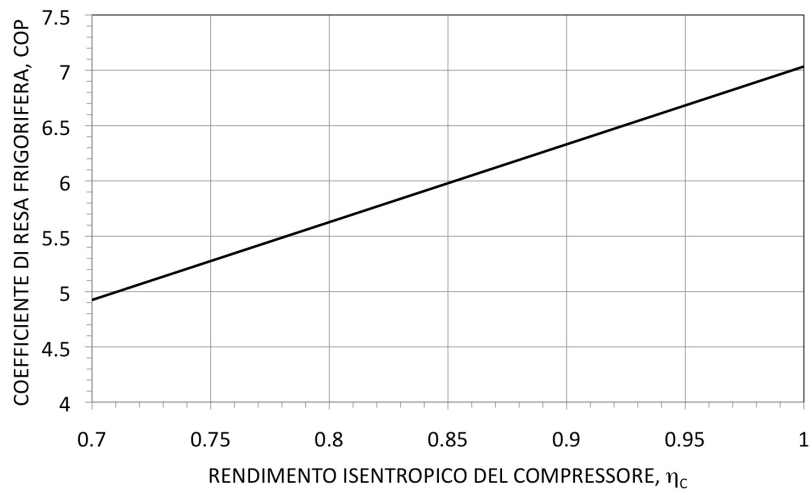


Figura 2.20: Andamento del coefficiente di resa frigorifera al variare del rendimento isentropico del compressore.

Capitolo 3

La macchina frigorifera ad assorbimento

3.1 I sistemi ad assorbimento

In alcuni sistemi di refrigerazione l'affinità chimica di un fluido per una soluzione concentrata può sortire gli stessi risultati che si hanno con la compressione meccanica negli ordinari cicli frigoriferi.

Il principio su cui si basa questa tipologia di refrigeratori è illustrato in **Figura 3.1**

All'interno di un evaporatore viene immessa una portata d'acqua in modo da mantenere bagnata una superficie di scambio, attraverso cui viene assorbito il carico frigorifero.

L'acqua evapora parzialmente in quanto un condotto la mette in contatto con una soluzione salina che, per ragioni di affinità chimica, mantiene sulla sua superficie una bassa tensione di vapore (**assorbitore**). Il calore latente di evaporazione abbassa la temperatura dell'acqua, refrigerando il flusso liquido che attraversa il serpentino immerso nell'evaporatore.

Il sale oggi più utilizzato è il bromuro di litio (per la produzione di "acqua gelida" nel condizionamento dell'aria). In alternativa esso può essere sostituito da **ammoniaca** (per temperature molto basse*).

Le macchine ad assorbimento si basano dunque sulla proprietà che posseggono alcuni solventi di assorbire grandi quantità di un vapore appropriato e di restituire questo vapore quando si riscalda la soluzione arricchita così formata[†].

*Il punto di ebollizione normale dell'ammoniaca è $-33.33\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il suo punto triplo è a $-77.65\text{ }^{\circ}\text{C}$.

[†]Per esempio, a zero gradi centigradi l'acqua assorbe l'ammoniaca fino a 100 volte il suo volume e circa 700 volte a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. L'acqua restituisce la quasi totalità della ammoniaca

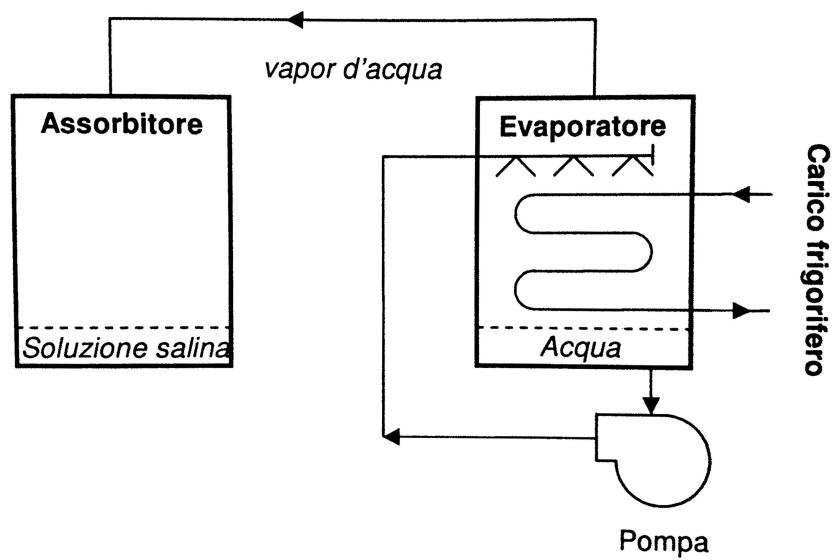


Figura 3.1: Il principio fisico alla base del funzionamento di una sistema frigorifero ad assorbimento, [11].

L'assorbimento non è caratteristica esclusiva di liquidi ma anche certi solidi possono assorbire vapori (in tal caso si parla di "adsorbimento", di un vapore in un solido). Per esempio, [7]:

- **Sostanza assorbente liquida**

- ammoniacca contro acqua
- ammoniacca contro nitrato di litio
- acqua contro acido solforico
- etano con propano, contro pentano o butano
- etano, propano, metano contro pentano o butano

- **Sostanza adsorbente solida**

- alcool metilico contro carbone attivo
- ammoniacca contro carbone attivo
- anidride solforosa contro silica gel

Il sistema descritto in **Figura 3.1** cesserebbe di funzionare quando l'acqua evaporata avesse diluito a sufficienza la soluzione, facendone aumentare la tensione di vapore. Per un funzionamento continuo il sistema deve essere pertanto completato da un insieme di altre apparecchiature, come illustrato in **Figura 3.2**.

La soluzione assorbente, che tende a diluirsi, deve essere continuamente riconcentrata in un apposito recipiente chiamato **generatore**. Un flusso di vapore aumenta la temperatura della soluzione provocando l'evaporazione dell'acqua, che viene recuperata in un apposito condensatore opportunamente refrigerato.

La soluzione concentrata viene pre-refrigerata in uno scambiatore di calore rigenerativo prima di essere avviata all'assorbitore, nel quale avverrà la condensazione del vapore generato nell'evaporatore. L'assorbimento del vapore è esotermico e, conseguentemente, l'assorbitore viene raffreddato.

Il calore latente di condensazione viene asportato da un circuito refrigerante. La soluzione diluita è avviata al generatore previo il suo preriscaldamento rigenerativo. L'acqua recuperata dal condensatore abbinato al generatore viene ri-utilizzata nell'evaporatore, dove produce l'effetto utile.

Complessivamente il sistema utilizza calore a bassa temperatura (ad esempio 100-110 °C) per la produzione di freddo per via quasi-statica (servono

assorbita se si riscalda la soluzione a 100 °C

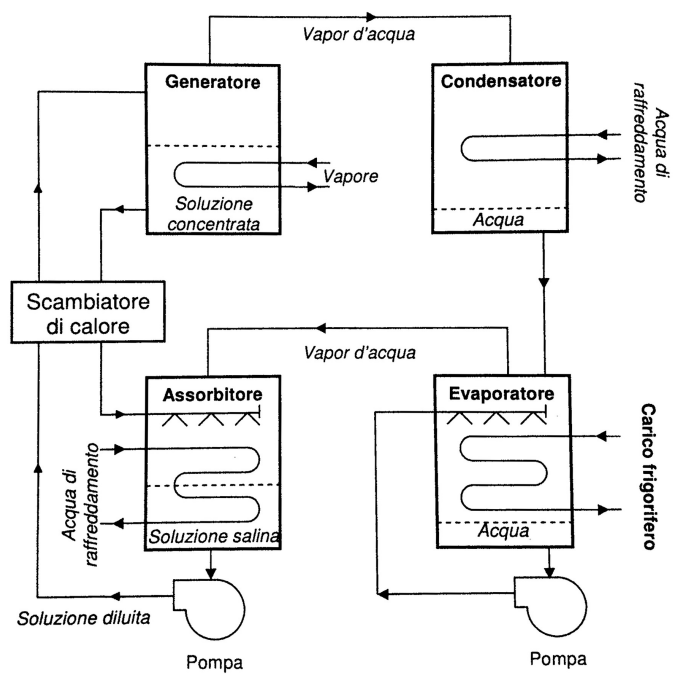


Figura 3.2: Schema impiantistico di un sistema di refrigerazione ad assorbimento, [11].

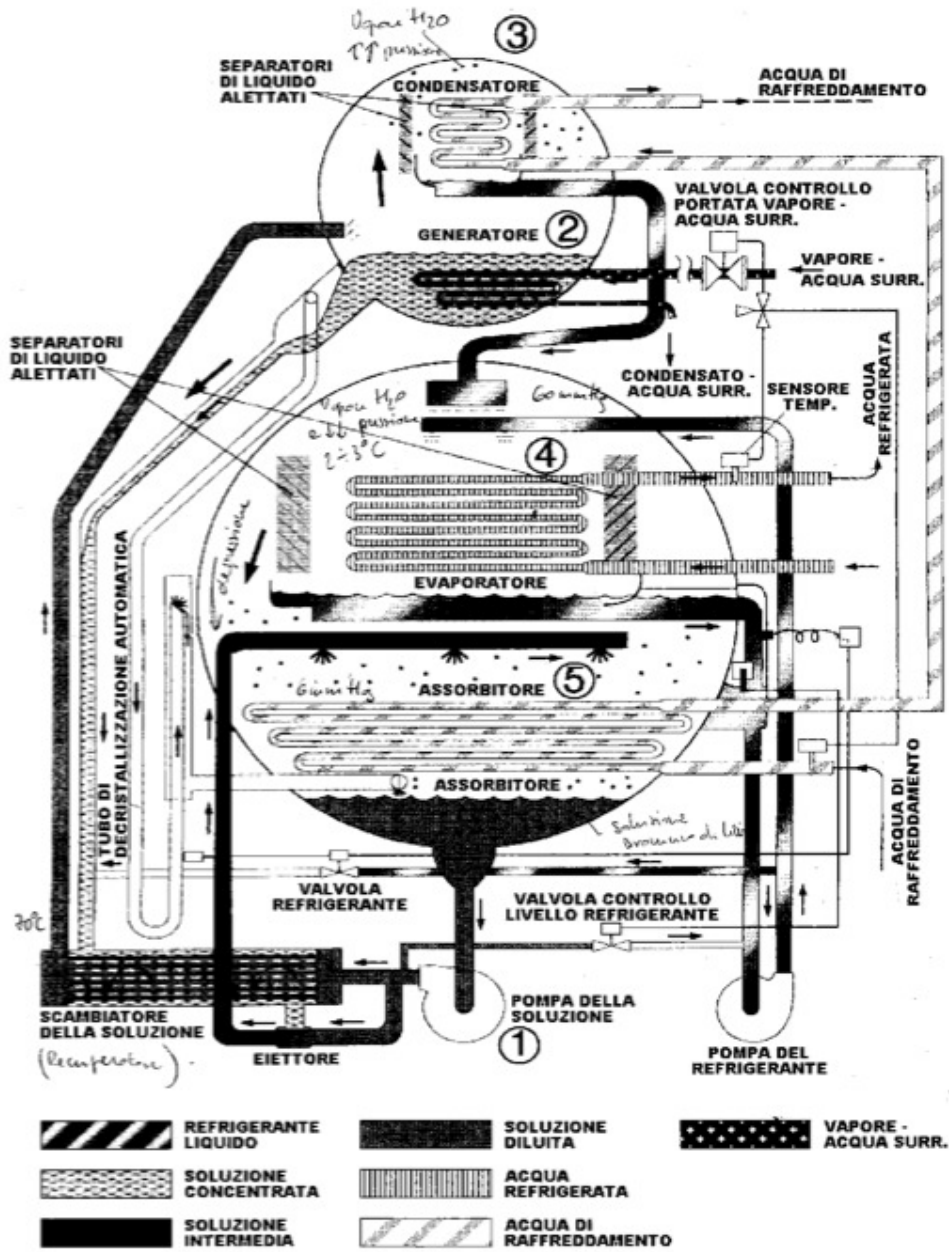


Figura 3.3: Schema di un sistema frigorifero ad assorbimento (a vapore o acqua surriscaldata), [14].

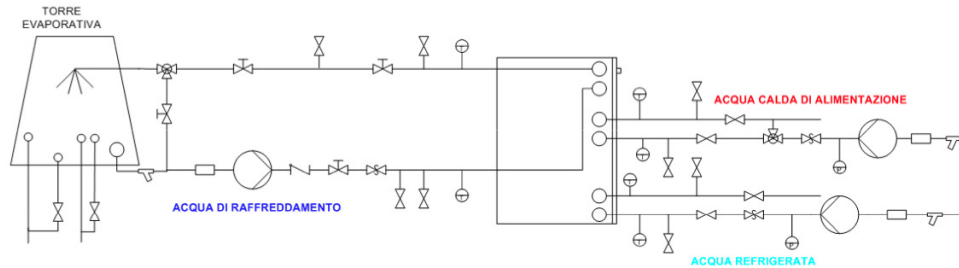


Figura 3.4: Schema semplificato di impianto per un sistema frigorifero ad assorbimento.

infatti solo le due pompe di **Figura 3.2**). Il sistema è pertanto adatto ad impianti cogenerativi con, per esempio, recupero di calore da un motore primo termico.

In **Figura 3.3** è raffigurato uno schema dettagliato di una tipica macchina ad assorbimento.

La macchina ad assorbimento funziona fra **due livelli di pressione e tre livelli di temperatura**:

- alta pressione per il generatore e il condensatore
- bassa pressione per l'evaporatore e l'assorbitore
- alta temperatura per il generatore (80-150 °C)
- temperature intermedia per il condensatore e l'assorbitore (30-50 °C, posti in serie o in parallelo sullo stesso circuito di raffreddamento)
- bassa temperatura per l'evaporatore (da -60 a 5 °C)

Fra il condensatore e l'evaporatore va posta una valvola di laminazione e una seconda riduzione di pressione va messa in conto fra il generatore e l'assorbitore (dopo lo scambiatore di calore).

In **Figura 3.5** sono messi a confronto sistemi ad assorbimento con miscele acqua/LiBr (bromuro di litio) e sistemi con miscele acqua/ammoniaca. In **Figura 3.6** sono riportati esempi di diagrammi termodinamici per la miscela acqua/LiBr.

Proprietà	H ₂ O-LiBr	NH ₃ -H ₂ O
Refrigerante		
Calore latente di evaporazione	Molto alto (l'acqua funge da refrigerante)	Abbastanza alto (circa la metà dell'acqua)
Pressione	Bassa (la macchina deve operare sottovuoto)	Alta
Campo di lavoro	Non può scendere sotto gli 0°C. L'evaporatore va protetto dai bloccaggi dovuti al congelamento	Esteso (consigliabile quando si vuole realizzare una pompa di calore)
Assorbente		
Volatilità del solvente	Il bromuro di litio non evapora	L'acqua è volatile ed è necessario introdurre un rettificatore per separarla
Viscosità	Abbastanza bassa	Abbastanza bassa
Soluzione		
Solubilità	Il bromuro di litio è solo limitatamente solubile (pericolo di cristallizzazioni)	Ottima
Tossicità	Non è tossica	L'ammoniaca è tossica
Infiammabilità	Non è infiammabile	L'ammoniaca è infiammabile
Corrosione	Si possono usare tubi di rame che il bromuro di litio attacca in maniera limitata alle temperature ordinarie	L'ammoniaca è fortemente corrosiva nei confronti di tutti i metalli ad eccezione dell'acciaio
Affinità	Buona	Buona
COP	La coppia NH ₃ -H ₂ O presenta un COP più basso a parità degli altri parametri	
Raffreddamento della macchina	Non può essere raffreddata ad aria poiché la temperatura di assorbimento deve essere sufficientemente bassa per evitare la cristallizzazione	Si può raffreddare ad aria
Dislivello di pressione	Contenuto	Supera di solito i 10 bar per cui il lavoro di pompaggio è più alto
Impatto ambientale	Non sono conosciuti effetti dannosi per l'ambiente (zero ODP e zero GWP)	

Figura 3.5: Caratteristiche dei fluido H₂O/LiBr (acqua/bromuro di litio) e , H₂O/NH₃, [15, pag 210].

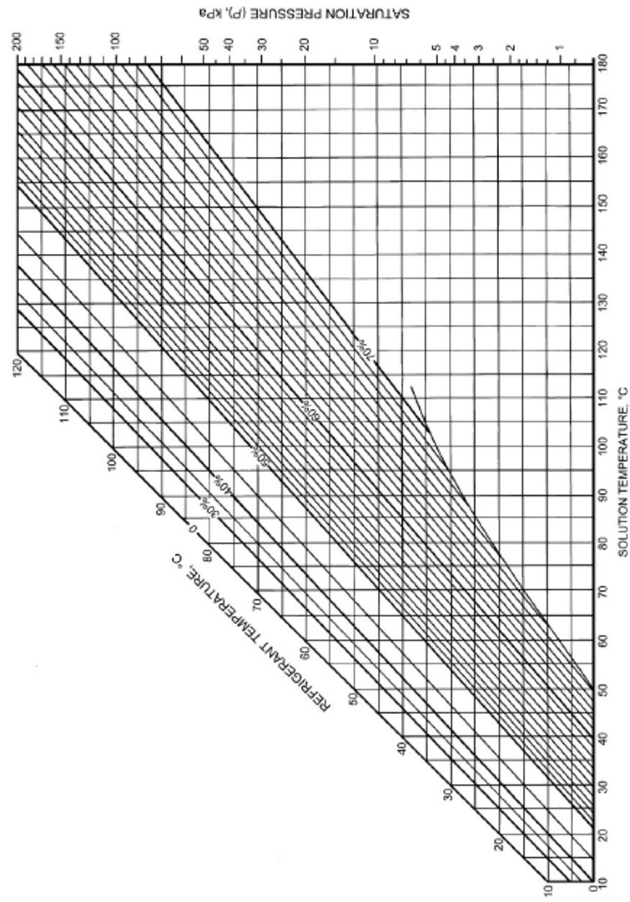
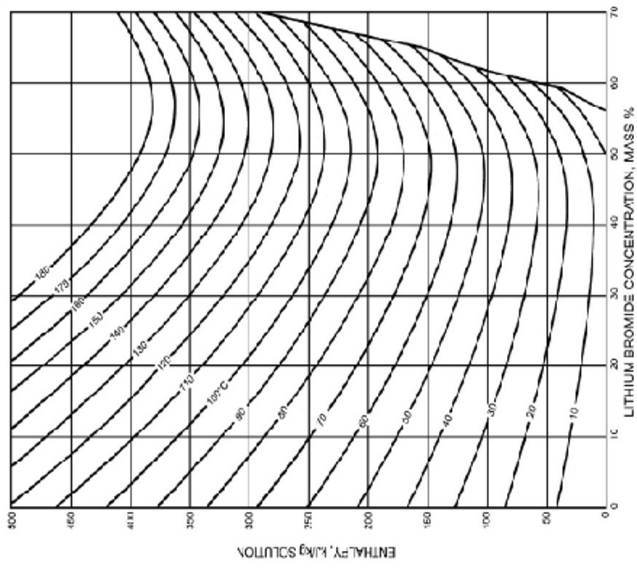


Figura 3.6: Esempi di diagrammi delle proprietà termodinamiche della miscela $H_2O/LiBr$ (acqua/bromuro di litio): entalpia e tensione di vapore al variare della composizione della miscela per differenti temperature.

¶ Indicando con

- $\dot{Q}_{in,H}$ la potenza termica necessaria al generatore
- $\dot{Q}_{in,C}$ la potenza termica all'evaporatore (l'effetto frigorifero utile)
- $\dot{Q}_{out,H}$ la potenza termica scambiata al condensatore
- $\dot{Q}_{out,C}$ la potenza termica dall'assorbitore

e con

- \dot{W} la potenza delle pompe (solitamente trascurabile rispetto alle potenze termiche in gioco)

il **coefficiente di resa frigorifera** risulta definito dalla

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{in,C}}{\dot{Q}_{in,H} + \dot{W}} \quad (3.1)$$

e, per la conservazione della energia

$$\dot{Q}_{out,H} + \dot{Q}_{out,C} = \dot{Q}_{in,H} + \dot{W} + \dot{Q}_{in,C} \quad (3.2)$$

ovvero,

$$\frac{\dot{Q}_{out,H} + \dot{Q}_{out,C}}{\dot{Q}_{in,C}} = \frac{1}{\text{COP}} + 1 \quad (3.3)$$

Per una macchina reale a semplice effetto, il COP vale 0.6-0.75 e, dunque, la potenza termica da dissipare in ambiente risulta 2.66-2.39 volte superiore alla potenza frigorifera utile. Il valore di COP massimo è quello calcolabile con la relazione (1.6).

3.2 Due esempi di prestazioni di macchine ad assorbimento

Con riferimento ad una macchina ad assorbimento commerciale, alimentata con vapore surriscaldato, diamo ora un esempio di risultati e prestazioni.

Le caratteristiche fondamentali della macchina sono in **Tabella 3.1**. I calcoli, sviluppati con riferimento allo schema di **Figura 3.7**, sono limitati al caso di *design* (al carico del 100%).

- pressioni dell'assorbitore e del generatore molto basse

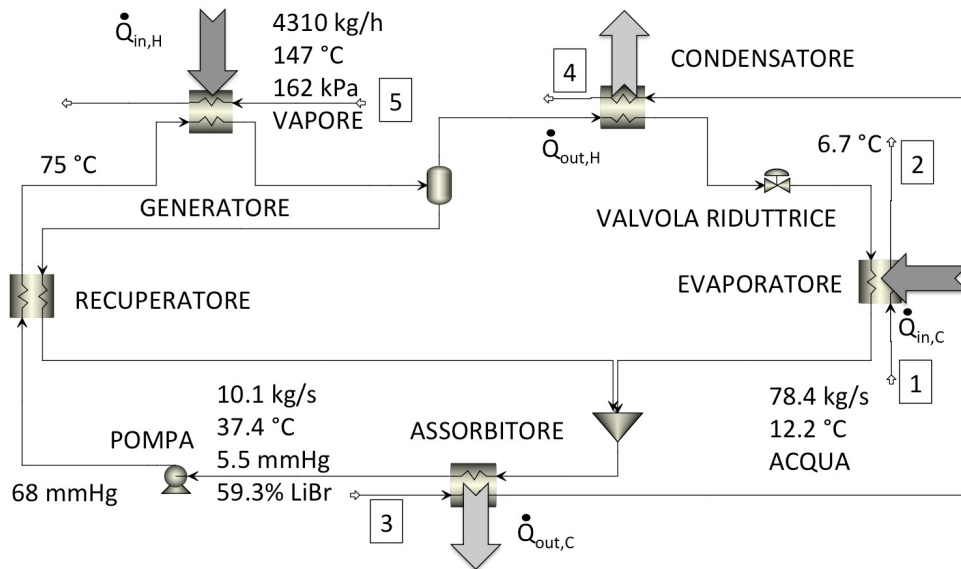


Figura 3.7: Lo schema di un sistema frigorifero ad assorbimento (a vapore o acqua surriscaldata) utilizzato per i calcoli, [14].

Tabella 3.1: Alcuni dati di funzionamento per una macchina ad assorbimento commerciale.

composizione in massa <i>out</i> generatore	64.3% in LiBr	
temperatura <i>out</i> generatore	98.9 °C	
temperatura <i>out</i> recuperatore	75 °C	
pressione dell'assorbitore	5.5 mmHg	0.00733 bar
pressione del generatore	68 mmHg	0.0907 bar
pressione del vapore al generatore	162 kPa	1.62 bar
portata di vapore	4310 kg/h	
temperatura dell'acqua all' assorbitore/condensatore, T_3	29.3 °C	
portata di acqua all' assorbitore/condensatore	117.9 kg/s	
portata di acqua "gelida"	78.4 kg/s	

- $\text{COP} \approx 0.7$ (il 18% valore massimo ideale, $\text{COP}^* \approx 4.0$, dalla (1.6))
- $\dot{Q}_{in,H}/\dot{Q}_{in,C} \approx 1.38$
- $(\dot{Q}_{out,H} + \dot{Q}_{out,C})/\dot{Q}_{in,C} \approx 2.38$

Tabella 3.2: Prestazioni nominali di una macchina ad assorbimento commerciale alimentata ad acqua.

acqua refrigerata	
temperatura mandata	7 °C
temperatura ritorno	12 °C
portata	19.9 m ³ /h
perdite di carico	25 kPa
limite di pressione statica	0.8 MPa
acqua raffreddamento	
temperatura mandata	37 °C
temperatura ritorno	30 °C
portata	45.9 m ³ /h
perdite di carico	75 kPa
limite di pressione statica	0.8 MPa
sorgente acqua calda	
temperatura ingresso	75 °C
temperatura uscita	55 °C
portata	11.7 m ³ /h
limite di pressione statica	0.8 MPa
potenza elettrica	3.6 kW

In **Tabella 3.2** sono riportate le caratteristiche di una seconda macchina commerciale ad assorbimento, alimentata da acqua calda a bassa temperatura. Dai valori di tabella si ricavano $\dot{Q}_{in,C} = 116$ kW, $\dot{Q}_{in,H} = 272$ kW e $\text{COP} \approx 0.42$ (il 38% circa di quello ideale, $\text{COP}^* \approx 1.1$, dalla (1.6)). La potenza termica da scaricare in ambiente risulta 373 kW, ovvero 3.2 volte la potenza frigorifera.

Appendice A

Le torri evaporative

A.1 Alcune definizioni

Calcoli sulle torri evaporative coinvolgono bilanci di massa e di energia. In esse coesistono **tre differenti flussi**: l'acqua che si vuol raffreddare, l'aria secca e il vapore d'acqua che costituisce l'umidità dell'aria.

Nel seguito riassumiamo prima brevemente le principali definizioni e i concetti di base di psicrometria, utili per sviluppare calcoli sulle torri evaporative. Schemi di una torre evaporative **a circolazione forzata** sono in **Figura A.1** e **Figura A.2**. Torri evaporative **a circolazione naturale (spontanea)** sono raffigurate in **Figura A.3**.

Approccio alla temperatura di bulbo umido (Approach) La differenza di temperatura fra l'acqua raffreddata e la temperatura di bulbo umido dell'aria esterna.

Range La differenza fra la temperatura dell'acqua calda all'ingresso della torre e quella dell'acqua fredda in uscita.

Aria satura L'aria satura è aria che, ad una determinata temperatura, non è più in grado di accettare ulteriori quantità di vapore. Un eventuale raffreddamento di aria in condizioni di saturazione produce condensazione di parte del vapore in essa contenuto e l'aria permane satura. Un incremento di temperatura allontana l'aria dalle condizioni di saturazione ed essa torna in grado di assorbire ulteriore vapore.

La pressione parziale del vapore in aria satura eguaglia la tensione di vapore P_{sat} dell'acqua a quella temperatura.

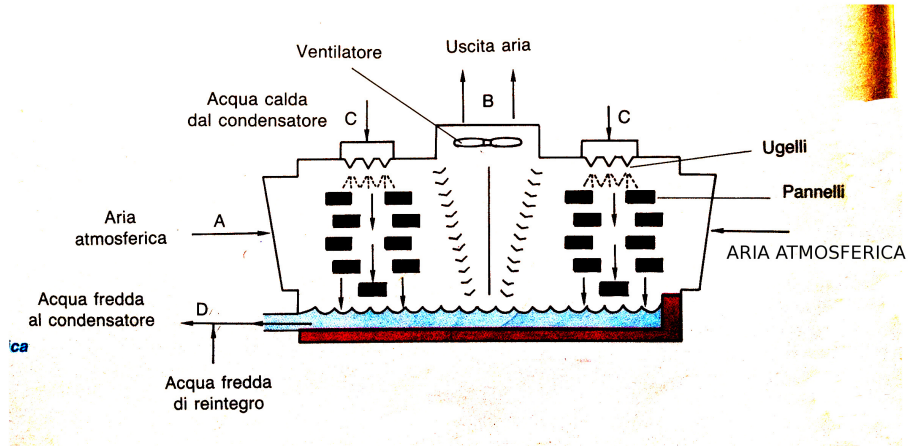


Figura A.1: Schema di una torre di raffreddamento a circolazione forzata.

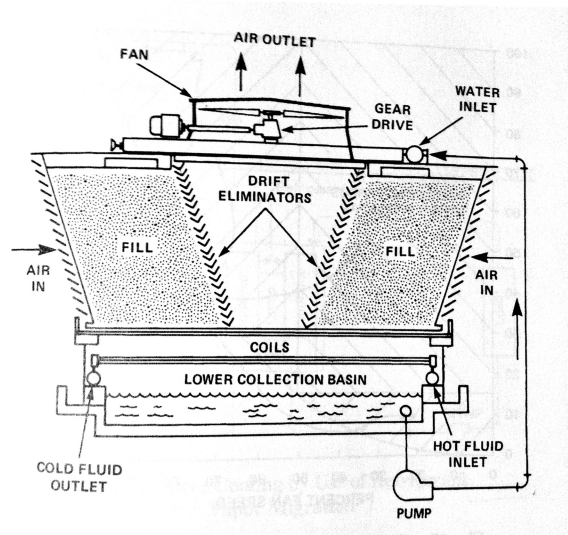


Figura A.2: Una torre evaporativa, [9, Chapter 36].

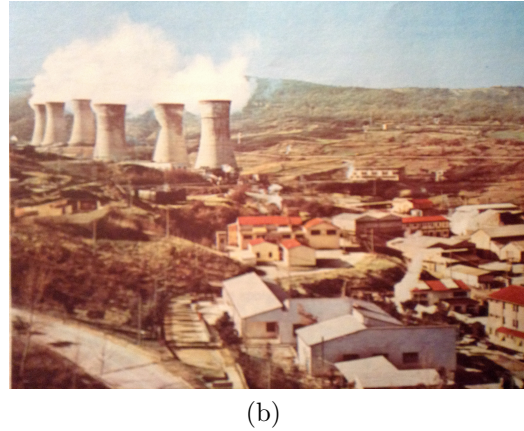
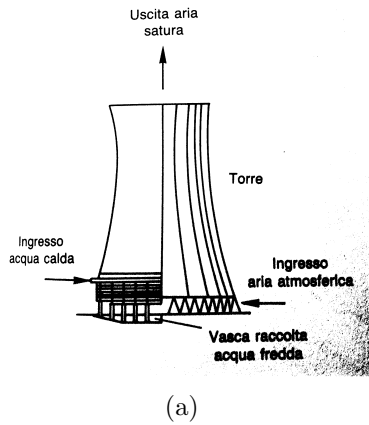


Figura A.3: Torri evaporative a circolazione naturale, [8]. (a) Rappresentazione schematica. (b) Le torri di raffreddamento (sullo sfondo) degli impianti geotermici a Larderello. Il pennacchio bianco è il vapore d'acqua, presente nell'aria satura che esce dalla torre, che venendo in contatto con l'ambiente esterno più freddo condensa.

Esempio Aria satura ad una temperatura di $15\text{ }^\circ\text{C}$ e alla pressione $P = 1.01325\text{ bar}$ è caratterizzata da:

- pressione parziale del vapore $P_{sat} = 0.01704\text{ bar}$
- pressione parziale dell'aria secca $P_a = P - P_{sat} = 0.9962\text{ bar}$

Il vapore d'acqua presente nell'aria è di solito a pressioni così basse da poter essere trattato come un gas perfetto.

Umidità relativa L'umidità relativa è definita come il rapporto fra la pressione parziale P_v del vapore nell'aria e la pressione parziale del vapore P_{sat} in aria satura alla temperatura di interesse. Si solito, l'umidità relativa si indica con ϕ :

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}} = \frac{y_v P}{P_{sat}} \quad (\text{A.1})$$

con y_v che rappresenta la frazione molare del vapore in aria.

Esempio Aria a $15\text{ }^\circ\text{C}$ e alla pressione $P = 1.01325\text{ bar}$, con il 50% di umidità relativa, è caratterizzata da:

- pressione parziale del vapore $P_v = 0.5 \times 0.01704 = 0.0085\text{ bar}$

- pressione parziale dell'aria secca $P_a = P - P_v = 1.0048$ bar

Un valore di $\phi = 100\%$ identifica aria satura.

Umidità assoluta L'umidità assoluta rappresenta la quantità in massa di vapore presente in aria per unità di massa di aria secca. Solitamente l'umidità assoluta si indica con ω :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v}{M_a} \frac{P_v}{P - P_v} = \frac{18.015}{28.964} \frac{P_v}{P - P_v} = \frac{0.622P_v}{P - P_v} = \frac{0.622\phi P_{sat}}{P - \phi P_{sat}} \quad (\text{A.2})$$

L'umidità assoluta ω risulta correlata alla frazione molare y_v del vapore secondo la

$$y_v = \frac{\omega}{\omega + 0.622} = \phi \frac{P_{sat}}{P} \quad (\text{A.3})$$

Esempio Aria a 15°C e alla pressione $P = 1.01325$ bar, con il 50% di umidità relativa, ha:

- $\omega = 0.005465$

Temperatura di bulbo secco E' la temperatura dell'aria normalmente misurata con un termometro comune (o con una termocoppia, ec.). Indicheremo la temperatura di bulbo secco con il simbolo T .

Temperatura di bulbo umido La temperatura di bulbo umido rappresenta la temperatura dell'aria misurata con uno psicrometro: un termometro con il bulbo avvolto da garza bagnata. Un flusso d'aria viene forzato a passare attraverso la garza e se l'aria è relativamente secca l'acqua che evapora dalla garza tende a raffreddare rapidamente il bulbo del termometro. Il risultato sarà una temperatura misurata sensibilmente più bassa di quella a bulbo secco.

Se l'aria è umida l'evaporazione è lenta e la temperatura di bulbo umido tende a coincidere con quella di bulbo secco. Perciò, per una data T , la temperatura di bulbo umido sarà tanto più bassa quanto più l'aria è secca.

Indicheremo nel seguito la temperatura di bulbo umido con T_{wb} . Alle usuali condizioni di temperatura e pressione dell'ambiente, la temperatura di bulbo umido praticamente coincide con la temperatura termodinamica di bulbo umido, riportata nel diagramma psicrometrico*.

*Il diagramma psicrometrico riporta, alla pressione atmosferica ($P = 1.01325$ bar) la umidità assoluta ω in funzione della temperatura T di bulbo secco per differenti valori della umidità relativa ϕ .

La temperatura di bulbo umido rappresenta la minima temperatura che può essere raggiunta alle normali condizioni dell'ambiente mediante evaporazione di acqua.

Punto di rugiada Il punto di rugiada corrisponde alla temperatura al di sotto della quale la frazione di vapore contenuta nell'aria inizia a condensare. La temperatura di rugiada coincide con la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione parziale del vapore contenuto nell'aria umida.

Esempio Aria a 15 °C e alla pressione $P = 1.01325$ bar, con umidità relativa del 50% ha un:

- punto di rugiada di 4.96 °C

¶ Se l'aria è secca, dunque, essa è in grado di raffreddare un flusso di acqua sino a temperature sensibilmente inferiori alla temperatura di bulbo secco. In una torre evaporativa l'aria, lambendo l'acqua, più calda, è potenzialmente in grado di raffreddare l'acqua sino alla temperatura di bulbo umido.

¶ Tutti i bilanci di energia e di massa sui componenti di un sistema che impiega aria umida possono essere scritti con riferimento alla portata unitaria di aria secca, utilizzando il **diagramma psicrometrico** (se la pressione totale è quella atmosferica, **Figura A.4**) oppure le tabelle del vapore d'acqua, per i valori della tensione di vapore, e le seguenti relazioni approssimate:

- Entalpia dell'aria secca, in kJ/kg di aria secca

$$H_a = C_{P,a}(T - T_0) = 1.0035(T - 273.15) \quad (\text{A.4})$$

- Entalpia del vapore, in kJ/kg di vapore

$$H_v = \Delta H_{l,v}(T_0) + C_{P,v}(T - T_0) = 2501.3 + 1.82(T - 273.15) \quad (\text{A.5})$$

- Entalpia dell'aria umida, in kJ/kg di aria secca

$$H_m = H_a + \omega H_v \quad (\text{A.6})$$

- Entalpia dell'acqua liquida, in kJ/kg di acqua

$$H_l = C_{P,l}(T - T_0) = 4.18(T - T_0) \quad (\text{A.7})$$

con tutte le entalpie funzione solo della temperatura.

Vale anche la seguente relazione (A.8), [13, pag 491], fra la temperatura termodinamica di bulbo umido T_{wb} e l'umidità assoluta ω dell'aria umida alla temperatura di bulbo secco T e alla pressione totale P

$$\omega = \frac{C_{P,a}(T_{wb} - T) + 0.622P_{sat}\Delta H_{l,v}/(P - P_{sat})}{\Delta H_{l,v} + C_{P,v}(T - T_{wb})} \quad (\text{A.8})$$

con P_{sat} e $\Delta H_{l,v}$ **calcolati alla temperatura di bulbo umido** T_{wb} . Per temperature comprese fra 0.01 °C e 50 °C, il calore di evaporazione $\Delta H_{l,v}$ e la tensione di vapore P_{sat} possono essere rispettivamente valutati con le relazioni (A.9) e (A.10):

$$\Delta H_{l,v} = -2.381128887 \times T + 3152.244833 \quad (\text{A.9})$$

$$P_{sat} = \exp(18.94643749 - 5307.010437/T) \quad (\text{A.10})$$

con la temperatura T in K, il calore di evaporazione $\Delta H_{l,v}$ in kJ/k e la pressione P_{sat} in kPa.

¶ In **Figura A.5a** si vede che numerose sono le condizioni fisiche dell'aria (in termini di T e ω) caratterizzate dalla medesima T_{wb} .

¶ In **Figura A.5b** si vede come tanto più bassa è la T_{wb} , a pari temperatura di bulbo secco T e tanto maggiore è la quantità di acqua che l'aria umida può contenere prima di arrivare alla saturazione, ovvero tanto maggiore è la capacità di raffreddamento dell'aria umida.

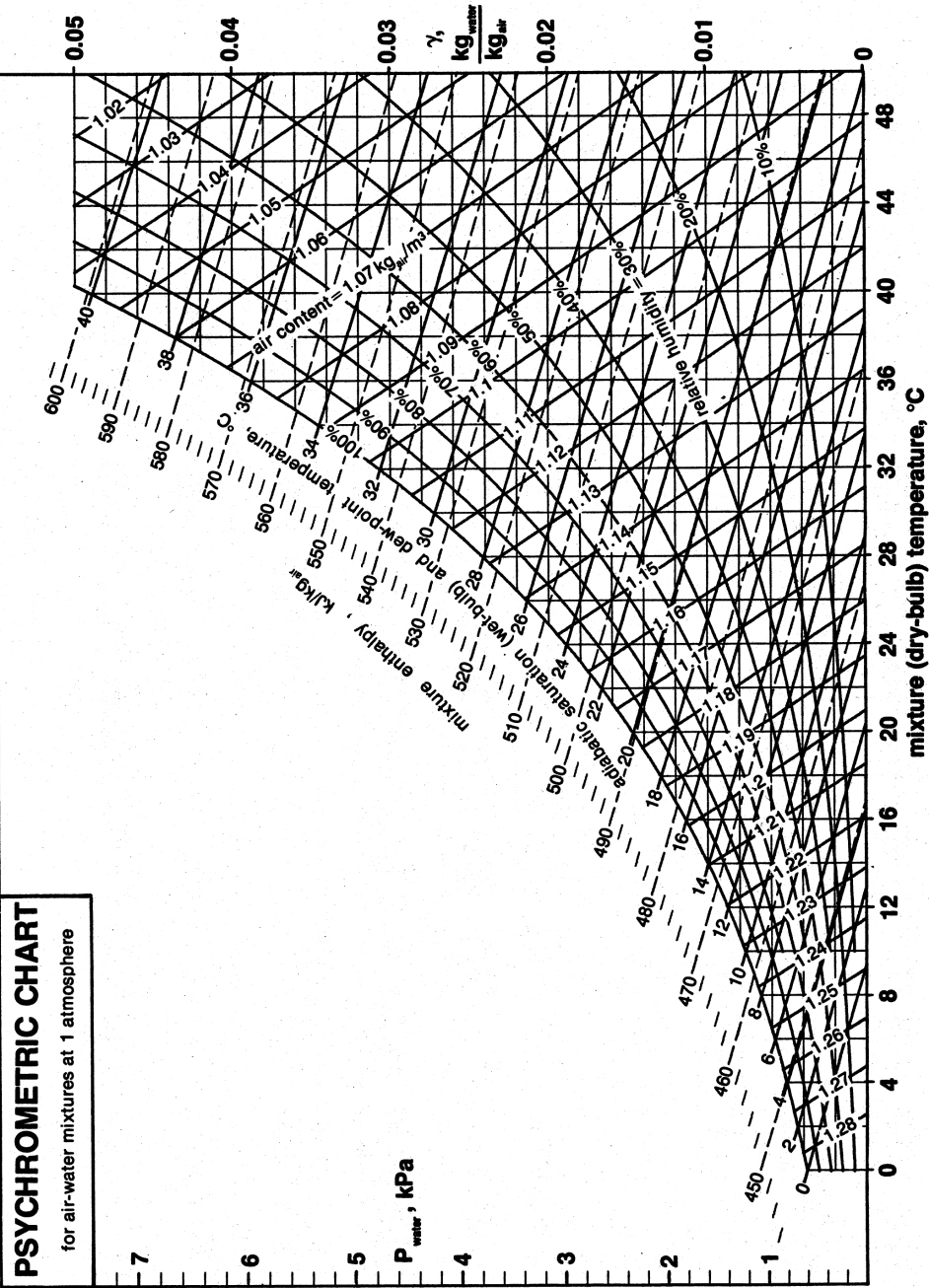


Figura A.4: Diagramma psicrometrico per aria umida, [5].

A.2 Bilanci di massa e di energia per una torre evaporativa

I bilanci di massa e di energia, scritti con riferimento alla **Figura A.6**, in condizioni stazionarie, nell'ipotesi di sistema adiabatico, diventano:

$$\dot{m}_{a,in} = \dot{m}_{a,out} = \dot{m}_a \quad (\text{A.11})$$

$$\dot{m}_{l,in} - \dot{m}_{l,out} = \dot{m}_a (\omega_{out} - \omega_{in}) = \dot{m}_{l,v} \quad (\text{A.12})$$

$$\begin{aligned} (\dot{m}_a H_{a,in} + \dot{m}_{v,in} H_{v,in}) + \dot{m}_{l,in} H_{l,in} = \\ (\dot{m}_a H_{a,out} + \dot{m}_{v,out} H_{v,out}) + \dot{m}_{l,out} H_{l,out} \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

- La (A.11) esprime il bilancio di massa sull'aria secca
- La (A.12) esprime il bilancio di massa sull'acqua, con $\dot{m}_{l,v}$ la massa di acqua evaporata nell'unità di tempo (da reintegrare)
- La (A.13) esprime il bilancio di potenza

Introducendo le umidità assolute ω_{in} e ω_{out} la (A.13) diviene

$$\begin{aligned} \dot{m}_{l,in} H_{l,in} - (\dot{m}_{l,in} - \dot{m}_a (\omega_{out} - \omega_{in})) H_{l,out} = \\ \dot{m}_a (H_{a,out} - H_{a,in} + \omega_{out} H_{v,out} - \omega_{in} H_{v,in}) \end{aligned}$$

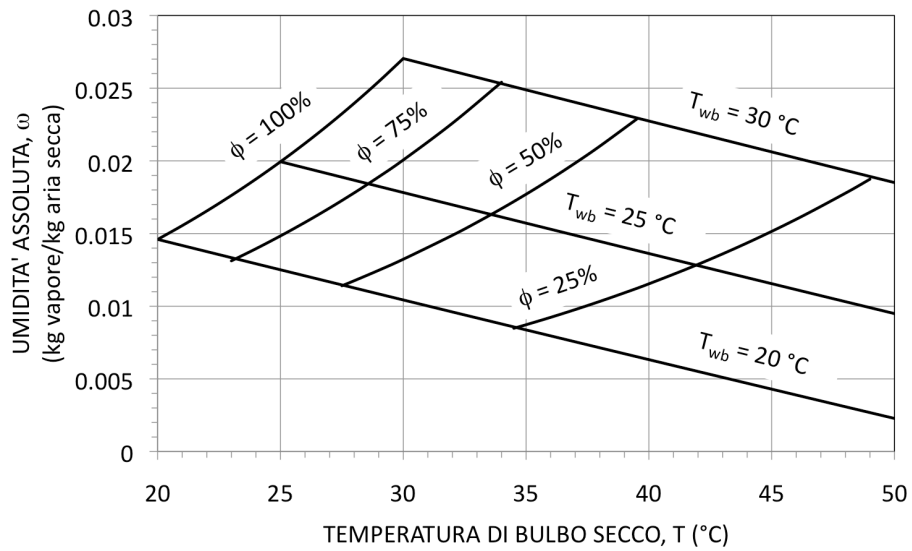
Ovvero,

$$\begin{aligned} \dot{m}_{l,in} (H_{l,in} - H_{l,out}) = \\ \dot{m}_a (H_{a,out} - H_{a,in} + \omega_{out} (H_{v,out} - H_{l,out}) - \omega_{in} (H_{v,in} - H_{l,out})) \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

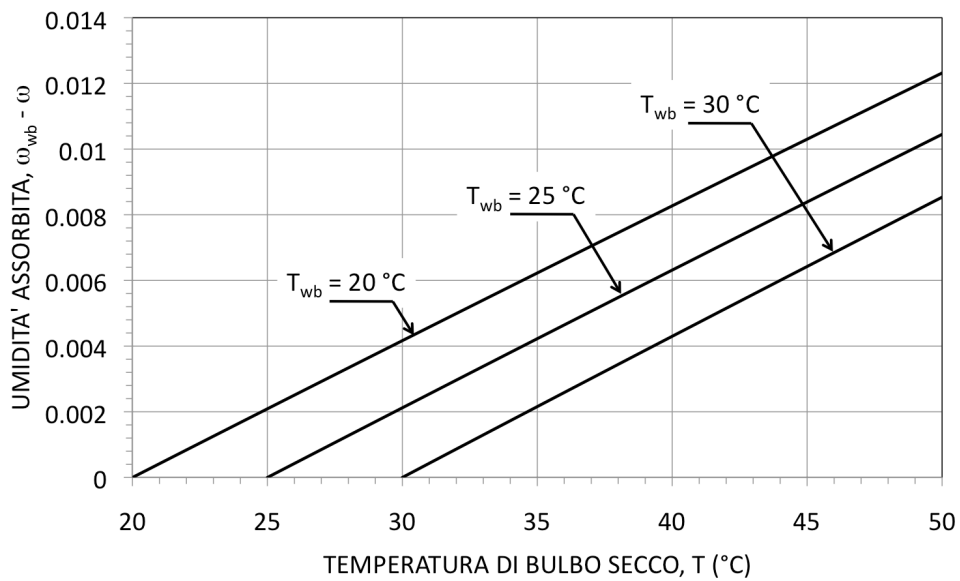
- Nella (A.14) il termine $\dot{m}_{l,in} (H_{l,in} - H_{l,out})$ rappresenta la potenza termica dissipata in torre.
- La portata di aria secca \dot{m}_a si calcola dalla (A.14)

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{l,in} (H_{l,in} - H_{l,out})}{(H_{a,out} - H_{a,in} + \omega_{out} (H_{v,out} - H_{l,out}) - \omega_{in} (H_{v,in} - H_{l,out}))} \quad (\text{A.15})$$

- Dalla (A.12) si calcola la portata di acqua evaporata (da reintegrare)



(a)



(b)

Figura A.5: (a) Umidità assoluta dell'aria ω in funzione della temperatura di bulbo secco T per tre valori di temperatura di bulbo umido T_{wb} . In Figura sono anche riportati alcuni valori di umidità relativa ϕ . (b) Umidità assorbita dall'aria umida che si raffredda sino alla temperatura di bulbo umido in funzione della temperatura di bulbo secco e per tre valori della temperatura di bulbo umido.

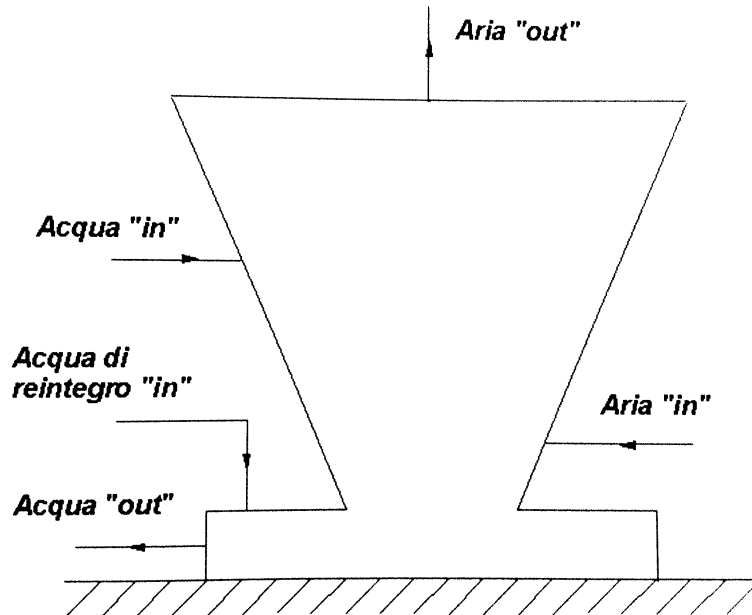


Figura A.6: Schema assunto per i calcoli su una torre evaporativa.

¶ Dal **Range** e dal valore dell'**Approach**, fissata la temperatura di bulbo umido dell'aria disponibile, si determinano le temperature $T_{l,in}$ e $T_{l,out}$ dell'acqua all'ingresso e all'uscita dalla torre.

¶ La temperatura di bulbo umido di progetto influenza direttamente le temperature dell'acqua:

$$T_{l,out} = T_{wb} + \text{Approach} \quad (\text{A.16})$$

$$\begin{aligned} T_{l,in} &= T_{l,out} + \text{Range} \\ &= T_{wb} + (\text{Approach} + \text{Range}) \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

Dunque, per esempio, se aumenta T_{wb} , a pari **Range** e **Approach**, aumentano $T_{l,in}$ e $T_{l,out}$ e, conseguentemente, la pressione (e la temperatura) al condensatore alla macchina frigorifera.

¶ La temperatura $T_{a,out} = T_{v,out}$ dell'aria umida allo scarico dalla torre (ovvero la portata di aria secca \dot{m}_a , che ne consegue) va scelta in base a considerazioni tecniche ed economiche (velocità dei ventilatori, potenze dei ventilatori, costi di realizzazione della torre)

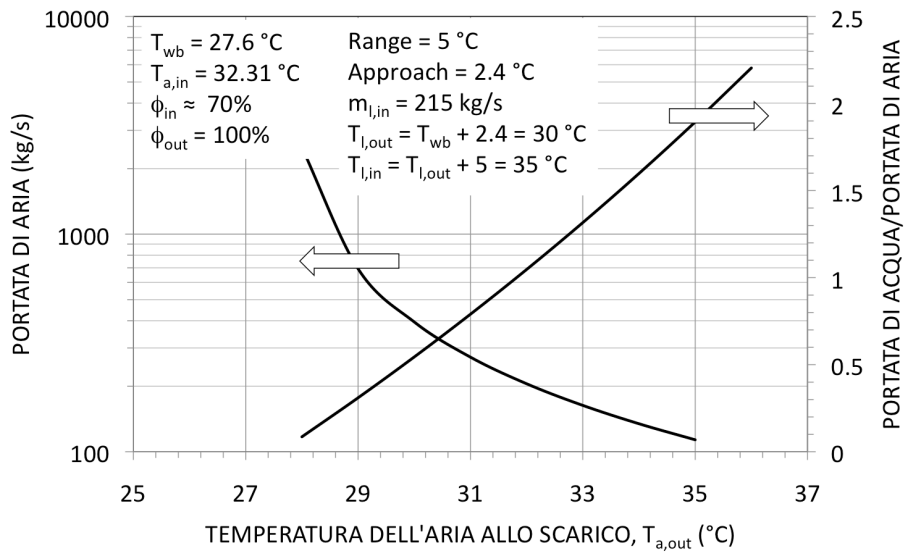
¶ In **Figura A.7** sono riportati i risultati del calcolo della **portata di aria necessaria** in una torre evaporativa e della **portata di acqua evaporata** per differenti temperature dell'aria allo scarico dalla torre. le ipotesi di calcolo sono richiamate in Figura e le equazione utilizzate sono quelle precedentemente descritte.

La portata di acqua che evapora va re-integrata e per una torre evaporativa l'acqua da reintegrare deve tenere in conto anche la necessità

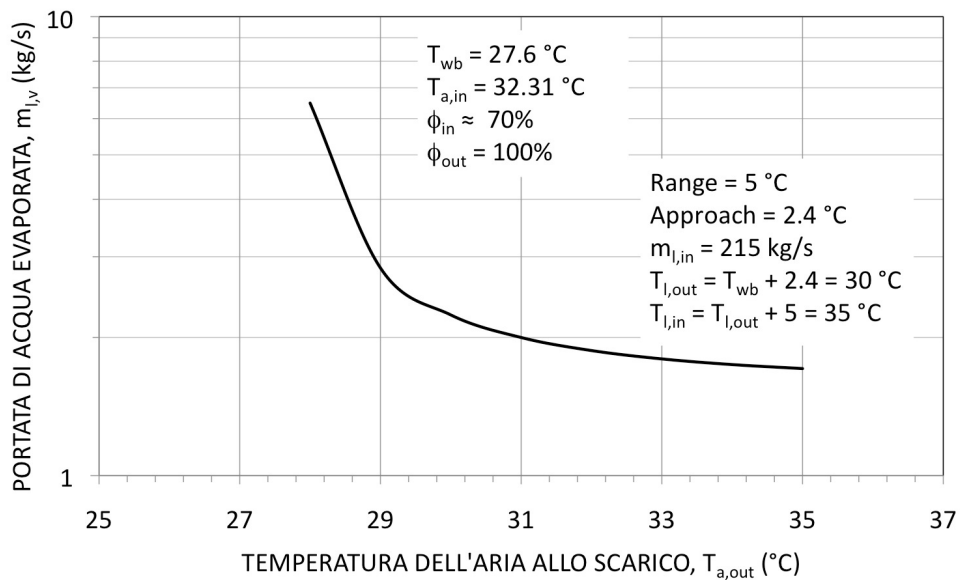
- di uno **spurgo continuo**, per il rispetto dei limiti di concentrazione dei sali disciolti nell'acqua. La portata di spurgo può rappresentare una frazione sensibile della portata totale da re-integrare (la quantità evaporata e la portata di spurgo): per esempio, un quinto
- di reintegrare l'acqua persa per trascinamento. Le perdite per trascinamento, con gli attuali separatori di gocce, assumono però valori quasi irrilevanti (perdite pari a circa lo 0.1-0.05% del valore complessivo della portata ri-circolata)

La quantità di acqua di spurgo dipende da diversi fattori (qualità dell'acqua di reintegro, tipo di condizionamento applicato all'acqua, cicli di concentrazione) e, principalmente dalla qualità dell'acqua di reintegro. Sempre, anche con una buona qualità dell'acqua di partenza, per effetto della continua evaporazione, si avrà un fenomeno di progressiva concentrazione, che rende comunque obbligatorio lo spurgo e il condizionamento dell'acqua.

Importante risulta pure il **controllo della contaminazione biologica** dell'acqua.



(a)



(b)

Figura A.7: (a) Portata di aria necessaria in una torre evaporativa al variare della temperatura allo scarico. (b) Massa di aria evaporata al variare della temperatura di aria allo scarico in una torre evaporativa.

Bibliografia

- [1] Vincenzo Naso (1991) *La macchina di Stirling*. Editoriale ESA, Milano
- [2] Graham Walker (1997) *Refrigerators & Cryocoolers - Notes on short courses*. 8th International Stirling Engine Conference and Exhibition, May 27-30, 1997. Facoltà di Ingegneria. Ancona - Italia
- [3] Costante M Invernizzi (2013) *Closed Power Cycles. Thermodynamic Fundamentals and Applications*. Springer-Verlag, London
- [4] Parry W T, Bellows J C, Gallagher J S, Harvey A H (2000) *CRTD-Vol. 58. ASME International Steam Tables for Industrial Use*. ASME Press, New York, USA
- [5] Reynolds W C (1979) *Thermodynamic Properties in SI. Graphs, tables and computational equations for 40 substances*. Department of Mechanical Engineering. Stanford University, Stanford CA
- [6] Anonimo (1990) *Thermophysical Properties of Environmentally Acceptable Fluorocarbons – HFC-134a and HFC-123*. Japanese Association of Refrigeration and Japan Flon Gas Association
- [7] Marino A (1950) *La tecnica dei frigoriferi nella pratica – I frigoriferi automatici – Come condurre una macchina per ghiaccio e un impianto frigorifero*. Seconda Edizione, Ulrico Hoepli, Milano
- [8] Cornetti Giorgio (1989) *Macchine termiche*. Edizioni Il Capitello, Torino
- [9] Anonimo (2000) *Heating, Ventilating and Air-Conditioning System and Equipment, SI Edition*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, GA 30329
- [10] Anonimo *Descrizione del refrigeratore d'acqua YK Millenium, 160-54-IT1*, York International Corporation

- [11] Gianfranco Angelino (2010) Cicli termodinamici inversi: frigoriferi ed a pompa di calore – Appunti integrativi al corso di Macchine. Politecnico di Milano. Milano
- [12] Anonimo (1979) 75 Jahre Turbinenfabrik Berlin. Kraftwerk Union AG
- [13] Elias P Gyftopoulos, Gian Paolo Beretta (2005) Thermodynamics. Foundation and Applications. Dover Publications, Inc, Mineola, New York
- [14] Anonimo, Documentazione tecnica York.
- [15] Ennio Macchi, Stefano Campanari, Paolo Silva (2005) La microcogenerazione a gas naturale. Polipress, Politecnico di Milano, Milano
- [16] Anonimo (1994) 1994 ASHRAE Handbook. Refrigeration - Systems and Applications, SI Edition. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, GA 30329