

Chiara Boccaletti

**Aspetti termodinamici e di scambio termico nel
funzionamento delle macchine frigorifere ad assorbimento**

**Possibilità di sviluppo di macchine innovative ad acqua-
ammoniaca**

Università degli Studi di Roma "La Sapienza"

Tesi di Dottorato in Energetica

VII ciclo

**ASPETTI TERMODINAMICI E DI SCAMBIO TERMICO NEL FUNZIONAMENTO
DELLE MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO - POSSIBILITA' DI
SVILUPPO DI MACCHINE INNOVATIVE AD ACQUA-AMMONIACA**

INDICE

Parte I - Aspetti generali

INTRODUZIONE	5
1. IL CICLO FRIGORIFERO	8
Il ciclo frigorifero a compressione	9
Cenni storici	10
Lo schema di funzionamento della macchina ideale	11
Lo schema di funzionamento delle macchine reali	13
I fluidi refrigeranti più diffusi	15
Prestazioni tipiche delle macchine commerciali	16
Analisi critica della possibilità di miglioramento delle prestazioni - Prospettive di sviluppo	18
Il ciclo frigorifero ad assorbimento	23
Cenni storici	24
Lo schema di funzionamento della macchina ideale	26
Il ciclo di Carnot	26
Il ciclo di Lorenz	30
Il ciclo teorico di riferimento	33
Il diagramma $\log p, 1/T$	33
Lo schema di funzionamento delle macchine reali	41
Scambio termico interno incompleto (irreversibile)	41
Assorbimento incompleto	43
Evaporazione incompleta	47
Rettificazione incompleta	49
Scambio termico incompleto (irreversibile) con le sorgenti esterne	50
Cadute di pressione	52
Presenza di incondensabili	53
Rappresentazione del processo reale completo	54
Prestazioni tipiche delle macchine commerciali	56
Analisi critica della possibilità di miglioramento delle prestazioni - Prospettive di sviluppo	57
Comparazione dei due diversi principi	63
2. ASPETTI TERMODINAMICI E DI SCAMBIO TERMICO E DI MASSA RILEVANTI NELLE MACCHINE AD ASSORBIMENTO	66
Premessa sulle fenomenologie di scambio termico	66
Aspetti termodinamici e trasformazioni di stato rilevanti nelle macchine ad assorbimento	67
L'assorbimento-diffusione	67
La rigenerazione-distillazione	70
Il processo di vaporizzazione per le miscele	70
La rettificazione	73
La deflemmazione	77
Alcune considerazioni critiche sulle possibilità teoriche di un miglioramento delle prestazioni	90
3. BILANCI ENERGETICI	92
Il bilancio energetico globale	93
Efficienza delle macchine ad assorbimento	93
Il bilancio energetico al generatore	94

Il bilancio energetico all'assorbitore	94
Il bilancio energetico al condensatore	96
Il bilancio energetico all'evaporatore	97
Il bilancio energetico allo scambiatore delle soluzioni	97
Il bilancio energetico al sottoraffreddatore	99
Come rappresentare sul diagramma i bilanci energetici	100
Alcuni accorgimenti per migliorare il rendimento	101
Sottrazione del calore di assorbimento ad opera della soluzione "ricca"	101
Inizio della vaporizzazione ad opera della soluzione "povera"	102
Riduzione del calore di rigenerazione mediante recupero interno	103
4. MISCELE UTILIZZATE NELLE MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO	104
Requisiti per le coppie di fluidi refrigerante/assorbente	104
Caratteristiche di coppie di fluidi refrigerante/assorbente di uso più corrente	105
La miscela bromuro di litio-acqua	105
La miscela acqua-ammoniaca	108
Altre coppie refrigerante/assorbente di possibile impiego	110
Conclusioni	121
5. MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO AD ACQUA-AMMONIACA	122
I componenti delle macchine	122
Il generatore	122
Il rettificatore	123
L'assorbitore	123
Lo scambiatore delle soluzioni	124
L'evaporatore	125
Il condensatore	125
Il sottoraffreddatore	126
La pompa della soluzione	126
Valvole, diaframmi, filtri	127
Sistemi di regolazione e controllo	127
Resistenza e corrosione dei materiali	129
Resistenza meccanica	129
Resistenza alla corrosione	129
Richiami sugli aspetti suscettibili di innovazione	130

Parte II - Attività di sviluppo e innovazione di una macchina ad acqua-ammoniaca

6. ATTIVITA' SPERIMENTALE	134
Finalità e criteri d'impostazione dell'attività sperimentale	134
Descrizione della macchina	135
La matrice di prova e i risultati dell'attività sperimentale	136
7. LA SIMULAZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO	149
Finalità e criteri d'impostazione dell'attività di calcolo	149
Descrizione della macchina	151
Il ciclo termodinamico in condizioni nominali	151
Il programma di simulazione	152
Il calcolo parametrico sul modello semplificato: analisi dei risultati	154
Il calcolo in condizioni nominali sul modello complesso: analisi dei risultati e confronto con i dati sperimentali	158
Conclusioni	158
8. LA SIMULAZIONE DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE	160
Il progetto degli scambiatori di calore	160
Il programma di simulazione	161
Input e output	162
L'applicazione ai componenti di una macchina ad assorbimento	163
Lo scambiatore delle soluzioni	163
L'assorbitore	164
L'evaporatore	164
Il condensatore	164
Il rettificatore	164
Il sottoraffreddatore	164
Esempio di calcolo	164
9. INDIVIDUAZIONE DI MODIFICHE ED INNOVAZIONI RISPETTO ALLE SOLUZIONI COSTRUTTIVE DELLA MACCHINA STUDIATA	166
Apparecchiature di scambio termico	166
L'assorbitore	168
Il condensatore e l'evaporatore	168
Lo scambiatore delle soluzioni ed il sottoraffreddatore	170
Il rettificatore	170
Il deflemmatore	171
Il generatore	171
La pompa della soluzione	172
Sistemi di regolazione e controllo	173
Introduzione	173
I controllori fuzzy	174
L'analisi statica e dinamica del sistema	175
Le problematiche di regolazione	176
CONCLUSIONI	177

Parte III - Bibliografia ed appendici

BIBLIOGRAFIA	178
APPENDICE 1 - CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO	181
Convezione naturale	183
Convezione forzata	184
Lo scambio termico in monofase	185
Valutazione del coefficiente di scambio in convezione forzata all'interno e all'esterno di un fascio tubiero	185
Valutazione del coefficiente di scambio esternamente a tubi alettati con alette circolari trasversali	188
Valutazione del coefficiente di scambio esternamente a tubi alettati con alette longitudinali	190
Correzione del coefficiente di scambio termico per la presenza delle alette	191
Il fattore correttivo della ΔTLM	192
Lo scambio termico in cambiamento di fase	194
Evaporazione all'esterno di un fascio tubiero	194
Condensazione all'interno dei tubi	195
Tubi verticali	195
Tubi orizzontali	196
APPENDICE 2 - VALUTAZIONE DELLE CADUTE DI PRESSIONE	198
Le cadute di pressione distribuite	198
Le cadute di pressione in monofase	198
Convezione forzata, interno ed esterno tubi	198
Tubi alettati esternamente con alette circolari trasversali	199
Le cadute di pressione in cambiamento di fase	200
Condensazione all'interno dei tubi	200
Le cadute di pressione negli scambiatori a piastre	202
Le cadute di pressione concentrate	204
Le cadute di pressione attraverso i diaframmi	204
Le cadute di pressione attraverso i filtri	208
Le cadute di pressione attraverso i piatti forati	211

INTRODUZIONE

Il lavoro svolto ha avuto come obiettivo l'acquisizione delle principali fenomenologie di scambio termico e termodinamiche che sono alla base del funzionamento delle macchine frigorifere, con particolare riferimento alle macchine ad assorbimento, con il fine di formulare proposte di interventi progettuali di modifica, adattamento e/o miglioramento di schemi di macchine attualmente utilizzate e pervenire al progetto di macchine con più elevate prestazioni, minori consumi energetici specifici e maggiore affidabilità di funzionamento.

In primo luogo è stata svolta una ricerca bibliografica, indirizzata in particolare ai risultati di recenti convegni sulla climatizzazione degli ambienti, che ha permesso di individuare le problematiche tecnico-scientifiche ancora aperte.

Le macchine ad assorbimento per scopi di refrigerazione o condizionamento dell'aria sono attualmente oggetto di rinnovata attenzione sotto il profilo scientifico ed industriale, dopo un periodo durante il quale l'attenzione è stata rivolta soprattutto alle macchine a compressione, caratterizzate da un'efficienza energetica maggiore. Negli ultimi anni, infatti, si è andata delineando, sia in Italia che in molti altri Paesi, una politica energetica di incentivo allo sfruttamento del calore di scarto disponibile a scopi cogenerativi. Nel caso del nostro Paese, si è aggiunto un incentivo all'impiego del gas naturale come fonte energetica primaria. Entrambe le circostanze costituiscono uno stimolo all'utilizzo delle macchine frigorifere ad assorbimento. Per quanto riguarda il caso particolare delle macchine a fiamma diretta, impiegate per il condizionamento estivo, esse possono anche contribuire a ridurre lo squilibrio stagionale oggi esistente nei consumi di gas. Altro motivo che ha portato alla suddetta rinnovata attenzione è la sempre maggiore sensibilità al problema ambientale: le macchine ad assorbimento possono funzionare con fluidi non pericolosi per l'ambiente, alcuni, in particolare, dotati di indice GWP (Greenhouse Warming Potential)¹ addirittura nullo, e possono essere alimentate a metano, con emissioni inquinanti di livello contenuto rispetto ad altri combustibili, o addirittura con calore di scarto o con energia solare. Esse rispettano, quindi, i più importanti requisiti di salvaguardia ambientale.

I risultati delle ricerche condotte nei tempi più recenti sulle macchine frigorifere ad assorbimento, inoltre, hanno portato a ridurre il divario tra l'efficienza di un ciclo ad assorbimento e quella di un ciclo a compressione che fornisca lo stesso effetto utile (quantità di calore asportata).

Questa circostanza ha reso indispensabile procedere ad uno studio preliminare dei vari cicli termodinamici e ad un loro confronto, differenziandoli per sostanze o miscele utilizzate e poi per soluzioni impiantistiche.

Particolare attenzione è stata posta ad un aspetto dello studio delle macchine ad assorbimento, che è quello della scelta dei fluidi di lavoro. Sono state confrontate fra loro le coppie refrigerante-assorbente fino ad oggi sperimentate nelle macchine ad assorbimento, in

¹Il GWP è definito come il rapporto fra l'effetto serra in un prefissato intervallo temporale, dovuto all'emissione di un'unità di massa di refrigerante, e l'effetto, nello stesso periodo di tempo, dovuto all'emissione di un'unità di massa di CO₂.

particolare le coppie: ammoniaca-sali, metilammina-sali, alcoli-sali, ammoniaca-solventi organici, diossido di zolfo-solventi organici, idrocarburi alogenati-solventi organici. Tra le varie coppie, sono state scelte per un approfondimento quelle attualmente più diffuse: la coppia bromuro di litio-acqua e quella acqua-ammoniaca. Lo studio ha consentito di individuare le differenze nella scelta di una soluzione impiantistica o di un'altra, derivanti dall'impiego dell'una o dell'altra sostanza.

Sono state successivamente catalogate ed analizzate le fenomenologie termofluidodinamiche coinvolte nel funzionamento delle macchine frigorifere, ponendo particolare attenzione ai fenomeni di scambio termico ed alle condizioni operative in cui essi avvengono.

Per l'interpretazione di questi fenomeni sono disponibili in letteratura svariate correlazioni teorico-sperimentali, fra le quali sono state individuate quelle più attendibili, ai fini di un loro utilizzo per la messa a punto di una serie di affidabili strumenti di calcolo che consentono la simulazione del ciclo termodinamico nel suo complesso e - sulla base delle correlazioni selezionate - permettono di condurre l'analisi completa di ogni singolo componente di queste macchine.

Con tali strumenti è stato possibile verificare le condizioni operative delle macchine commerciali e dei loro componenti, gettando le basi per un miglioramento delle prestazioni di queste macchine.

Di ciascun componente principale delle macchine frigorifere ad assorbimento sono state passate in rassegna le possibili tipologie di realizzazione, con particolare attenzione alle soluzioni innovative. Si è quindi condotto un raffronto fra le varie tipologie sulla base dell'efficienza funzionale, fissando determinate condizioni, ovvero inserendo il componente in un ciclo termodinamico prestabilito.

Parallelamente all'attività di calcolo è stata svolta un'attività di analisi sperimentale su di una macchina di produzione industriale di taglia medio-piccola funzionante con un ciclo ad acqua-ammoniaca, alimentata a fiamma diretta con gas metano.

Essa è stata interamente strumentata, salvaguardandone però, in una prima fase, l'integrità strutturale, al fine non solo di verificarne le prestazioni, ma - soprattutto - di saggiare l'affidabilità degli strumenti informatici in vista di un loro utilizzo per il progetto di massima di macchine di differenti caratteristiche. I dati sperimentali (pressioni, temperature, in vari punti del ciclo) hanno confermato con sufficiente precisione i risultati della simulazione.

I risultati sperimentali ottenuti, oltre a consentire tale validazione, hanno messo in evidenza alcune caratteristiche della macchina in questione che sono suscettibili di miglioramento.

In particolare nella macchina in questione è totalmente assente la possibilità di regolazione, che ha invece una notevole influenza sul valore del COP (Coefficient Of Performance) in condizioni diverse da quelle nominali, come rilevato da un'analisi parametrica effettuata con il programma di simulazione.

Si può ritenere invece soddisfacente il livello di efficienza di alcuni componenti fondamentali come il generatore e il preassorbitore-scambiatore delle soluzioni, cioè di quei componenti che presentano una maggiore complessità di funzioni (il generatore provvede infatti oltre che alla vaporizzazione anche ad uno scambio termico rigenerativo e alla distillazione del refrigerante, il preassorbitore provvede alla fine dispersione delle goccioline di soluzione nel

vapore di refrigerante asportando contemporaneamente parte del calore sensibile, del calore di condensazione e del calore di diluizione).

La conformazione di questi componenti risulta accettabile anche sotto altri aspetti progettuali.

Le prove sperimentali hanno tuttavia messo in evidenza che le soluzioni impiantistiche adottate nella macchina in prova per altri componenti, plausibilmente dettate da esigenze economiche, non risultano valide sotto altri aspetti non meno importanti, quali ad esempio la facilità di svuotamento e reintegro della miscela frigorigena e il mantenimento delle caratteristiche funzionali della macchina anche dopo normali condizioni di trasporto.

L'analisi parametrica di sensibilità ha inoltre evidenziato l'influenza positiva che avrebbe sul COP il miglioramento in termini di efficienza di alcuni componenti della macchina, considerazione che ha stimolato uno studio più approfondito della loro conformazione.

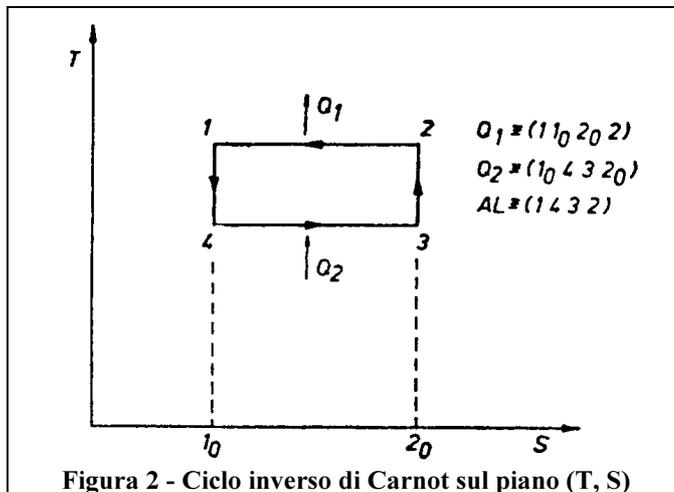
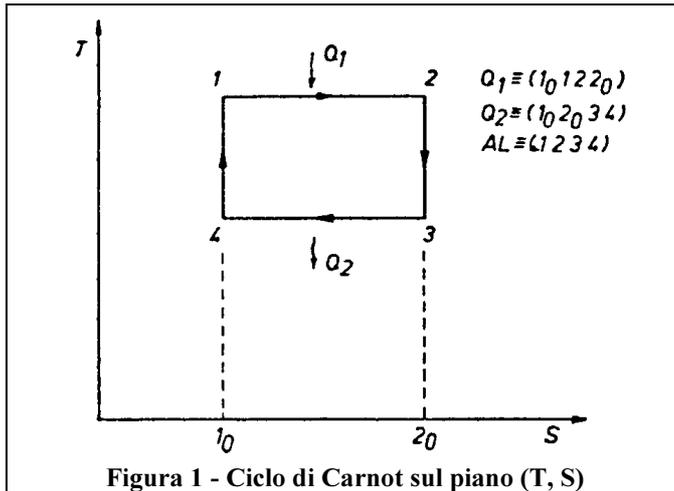
Tale studio è stato condotto su due fronti: da un lato, non essendo più indispensabile l'integrità strutturale della macchina, sono stati smontati alcuni pezzi ed esaminati singolarmente, dall'altro sono state analizzate in via teorica soluzioni alternative, servendosi ancora, nella maggior parte dei casi, degli strumenti di calcolo messi a punto, data la loro versatilità e flessibilità.

Si è potuto concludere che nel caso particolare della macchina esaminata un miglioramento dell'efficienza non appare realizzabile, per la maggior parte dei componenti, mantenendone la forma costruttiva, ma ricorrendo a soluzioni impiantistiche di tipo radicalmente differente.

L'analisi e la risoluzione di queste problematiche hanno costituito l'oggetto di studio dell'ultimo periodo di ricerca ed hanno portato ad alcune proposte progettuali.

IL CICLO FRIGORIFERO

E' noto che quando un fluido qualunque percorre in senso "diretto" un ciclo di Carnot (costituito quindi da due trasformazioni isoterme e da due isoentropiche), il fluido riceve durante il ciclo una quantità di calore Q_1 maggiore di quella Q_2 che esso cede: la differenza $Q_1 - Q_2$ viene trasformata in lavoro meccanico L ed è misurata dall'area racchiusa dal ciclo nel piano (T,S) (vedi fig. 1, punti 1-2-3-4).



Se si immagina che il fluido percorra il ciclo in senso inverso (4-3-2-1), esso riceverà invece a bassa temperatura una quantità di calore Q_2 minore di quella Q_1 che cederà ad alta temperatura, ed occorrerà spendere un certo lavoro L misurato ancora dall'area del ciclo ed equivalente alla differenza $Q_1 - Q_2$ (fig. 2).

Il ciclo di Carnot "inverso" ora descritto costituisce la base della refrigerazione. Il fluido deve essere messo in comunicazione termica con i corpi da refrigerare quando, percorrendo il ciclo, si trova a temperatura sufficientemente bassa (più bassa di quella alla quale devono essere portati i corpi) in modo da ricevere il calore Q_2 , e deve essere messo in comunicazione con l'ambiente o con i comuni refrigeranti (aria, acqua) quando si trova a temperatura sufficientemente alta (più alta di quella dell'ambiente o dei refrigeranti), in modo da cedere loro il calore Q_1 (che è la somma del Q_2 sottratto prima e del lavoro speso). Nelle macchine refrigeranti si ha quindi, mediante la spesa di un certo lavoro,

come stabilito dal II principio, un vero e proprio trasporto di calore da bassa ad alta temperatura.

Si dice *effetto utile* o COP (Coefficient Of Performance) delle macchine refrigeranti il rapporto:

$$\varepsilon = Q_2/L = Q_2/(Q_1 - Q_2) \quad (1)$$

tra il calore Q_2 sottratto a bassa temperatura (che rappresenta la "quantità di freddo" prodotta) ed il lavoro L speso per far funzionare la macchina.

E' facile dimostrare che il ciclo inverso di Carnot è, per le macchine refrigeranti, un ciclo di massimo effetto utile fra due temperature prefissate T_1 e T_2 .

D'altra parte, poichè:

$$\varepsilon = Q_2/L = T_2/(T_1 - T_2) = 1/(T_1/T_2 - 1) \quad (2)$$

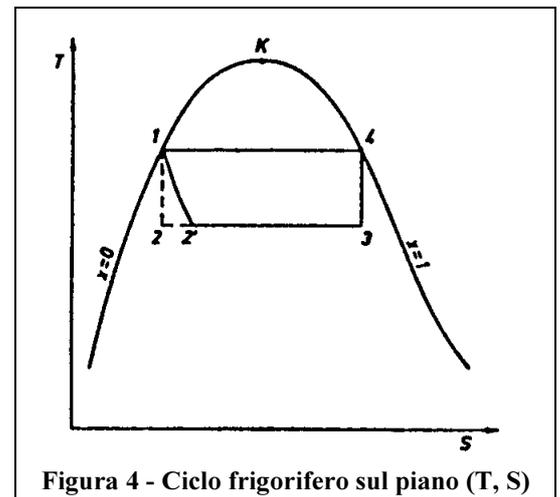
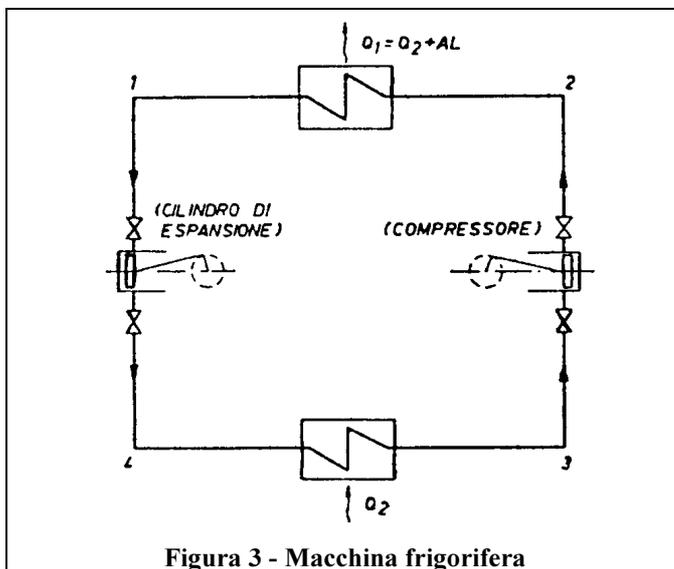
risulta che l'effetto utile è tanto più elevato quanto più vicino all'unità è il rapporto T_1/T_2 , cioè quanto più vicine sono le temperature delle due isoterme.

Il ciclo frigorifero a compressione

La macchina frigorifera ideale potrebbe, in teoria, essere realizzata mediante un unico cilindro in cui venisse a scorrere uno stantuffo a perfetta tenuta. Questo cilindro, per rispettare le condizioni ideali del processo, dovrebbe avere le pareti perfettamente isolate nella fase di compressione adiabatica e nella fase di espansione adiabatica, mentre dovrebbe avere le pareti perfettamente permeabili al calore nelle fasi di compressione isoterma e di espansione isoterma.

In pratica, queste due ultime trasformazioni è conveniente farle avvenire non nel cilindro, ma in adatti recipienti di grande superficie, in modo da migliorare la trasmissione del calore. La macchina si presenta quindi come in fig. 3.

Le trasformazioni che avvengono nei due scambiatori sono sensibilmente a pressione costante: per non allontanarsi troppo dal ciclo di massimo effetto utile (ciclo di Carnot) conviene impiegare fluidi per i quali le trasformazioni isobare siano anche isoterme: questi fluidi, com'è noto, sono i vapori saturi.



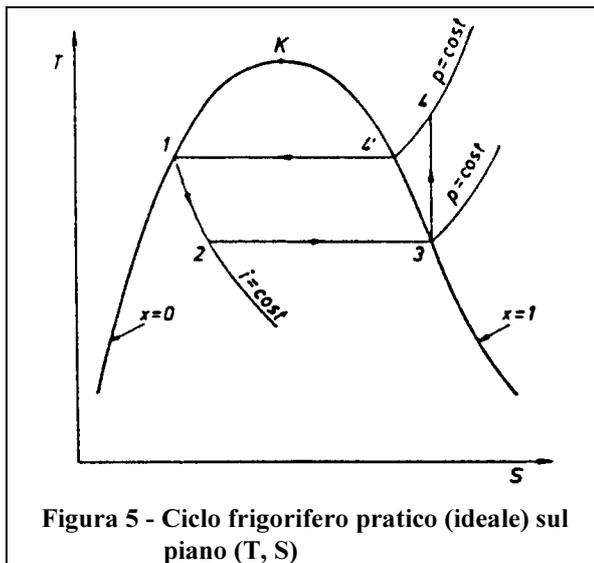


Figura 5 - Ciclo frigorifero pratico (ideale) sul piano (T, S)

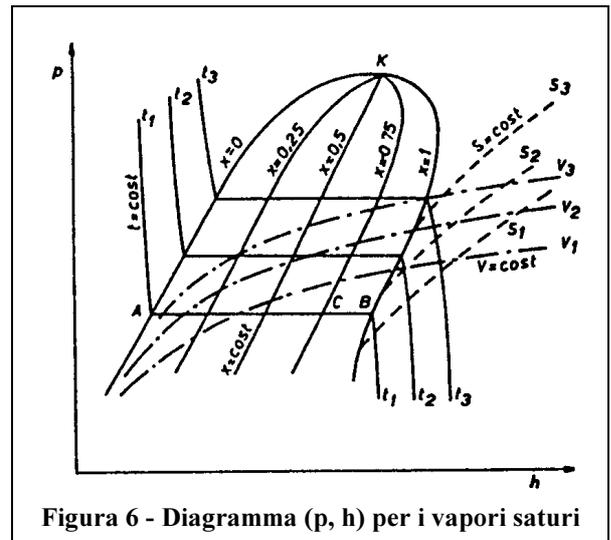


Figura 6 - Diagramma (p, h) per i vapori saturi

In tal caso, dato che la compressione e l'espansione di fluidi bifasici comportano seri problemi meccanici, al cilindro conviene poi sostituire in fase di espansione un semplice rubinetto o valvola, ciò che comporta la sostituzione di una trasformazione isoentropica reversibile con una trasformazione isoentalpica irreversibile. Dopo queste modifiche, il ciclo appare come in figura 4. Si noti che in tal modo ci si è allontanati dal ciclo di Carnot, con conseguente diminuzione dell'effetto utile.

Analogamente, per le difficoltà presentate dalla compressione "umida", la trasformazione 2'-3 viene fatta proseguire sino ad incontrare la linea del vapore saturo secco (titolo $x = 1$), e pertanto il ciclo di funzionamento ideale delle macchine frigorifere è quello indicato in fig. 5 nel piano (T, S).

Del ciclo si può dare un'utile rappresentazione anche sul piano (p, h) (fig. 6): la rappresentazione in questo piano è entrata nell'uso della tecnica del freddo, in quanto permette di rappresentare efficacemente i cicli pratici, dal momento che le isoterme con cambiamento di fase sono anche isobare.

Cenni storici

Il primo impianto che realizzava un ciclo termodinamico "inverso" fu quasi certamente quello costruito nel 1834 da J. Perkins, un americano trasferito a Londra, che fece funzionare una macchina a ciclo chiuso a compressione di vapore per il servizio di una birreria. Come fluido frigorifero utilizzava l'etere etilico. Di essa non si conoscono altre applicazioni almeno fino al 1856, quando lo scozzese J. Harrison sviluppò industrialmente il brevetto di Perkins, utilizzando lo stesso fluido circolante. Per alcuni decenni l'etere etilico restò l'unico fluido impiegato nei pochi impianti a compressione che furono realizzati. Esso presentava però svantaggi non indifferenti: è infiammabile, tossico ed ha una temperatura normale d'ebollizione di 39°C , di conseguenza l'intero impianto funziona in genere a pressione inferiore a quella atmosferica, con il rischio dell'ingresso di incondensabili.

Già qualche anno prima della macchina di Harrison, nel 1850, fu tuttavia costruita ad opera di J. Garrie una macchina a compressione d'aria, per il raffreddamento delle sale di un ospedale nordamericano, sul cui modello furono costruiti anche altri esemplari, dallo stesso Garrie e da F. Windhousen in Germania.

Il francese Ch. Tellier introdusse nel 1863 l'etere metilico (che ha una pressione di saturazione superiore, ma mantiene le altre caratteristiche negative), che fu utilizzato nel 1864 nell'impianto per la conservazione della carne refrigerata installato sulla nave "Frigorifique" in rotta da Rouen a Buenos Aires durante il primo trasporto di carne dall'Argentina all'Europa.

Circa due anni più tardi l'americano Lowe realizzò la prima macchina ad anidride carbonica che, per il fatto di impiegare un fluido largamente disponibile e non pericoloso, fu accolta con molto interesse. Il compressore a CO_2 ebbe tuttavia successo, in particolare nei trasporti marittimi, solo a partire dal 1890.

Nel 1874 furono introdotte l'ammoniaca (NH_3) e l'anidride solforosa (SO_2), fluido autolubrificante.

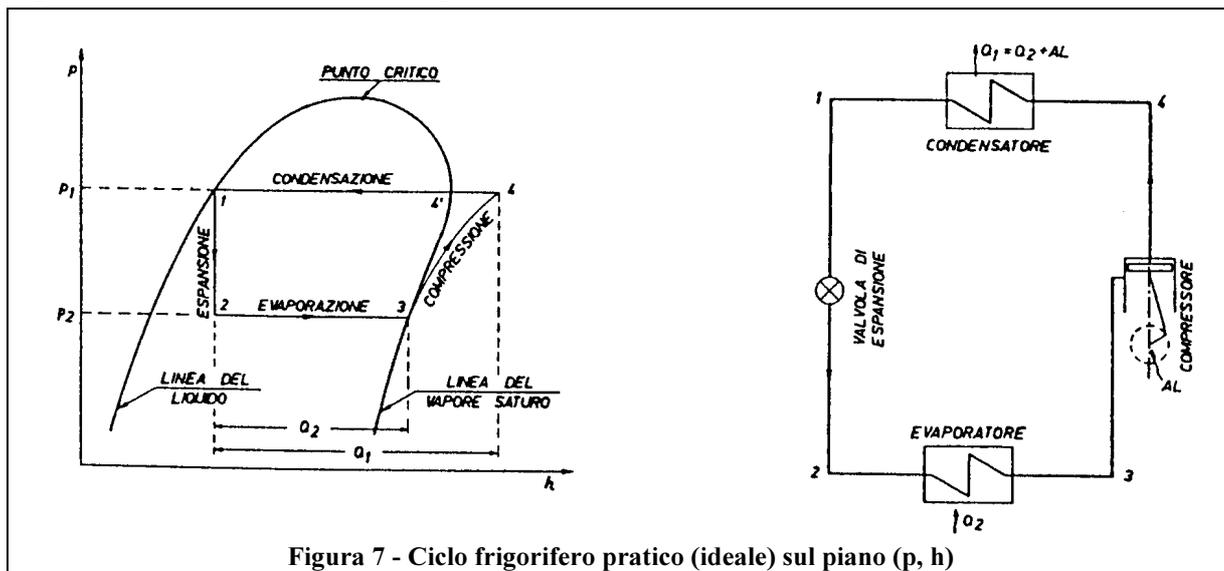
Fu K. Linde, nel 1875, a costruire la macchina a compressione che, senza sostanziali miglioramenti e perfezionamenti, si diffuse rapidamente in tutto il mondo e in un gran numero di applicazioni diverse.

Nel 1878 viene impiegato per la prima volta il CH_3Cl .

I fluidi citati furono quelli maggiormente impiegati per la produzione del freddo, con netta prevalenza dell'ammoniaca, fino al 1930, quando fecero la loro apparizione i clorofluorocarburi. Nel frattempo il miglioramento complessivo dei compressori condusse al predominio del sistema a compressione su quello ad assorbimento.

Lo schema di funzionamento della macchina ideale

Si riassume qui di seguito il funzionamento di una macchina frigorifera a compressione di vapore saturo, schematizzata in figura 7.



La trasformazione 1-2 rappresenta il processo di espansione isoentalpica dalla pressione di condensazione p_1 a quella di evaporazione p_2 . Durante tale espansione, che ha luogo nella cosiddetta valvola di espansione, parte del refrigerante evapora e raffredda la parte restante dalla temperatura di condensazione a quella di evaporazione.

2-3 rappresenta il processo di evaporazione, che avviene nell'evaporatore. Durante tale processo il refrigerante, evaporando, sottrae la quantità di calore Q_2 dall'ambiente (dal fluido) che si desidera raffreddare. Naturalmente la temperatura di evaporazione del refrigerante deve essere inferiore a quella alla quale si vuole raffreddare il fluido esterno.

3-4 rappresenta il processo di compressione isentropica (che avviene nel compressore) dalla pressione di evaporazione a quella di condensazione.

4-1 rappresenta il processo di desurriscaldamento (4-4') e condensazione (4'-1) del refrigerante, che avviene nel condensatore. Naturalmente, la temperatura di condensazione deve essere superiore alla temperatura del fluido (in genere aria o acqua) al quale si vuole cedere il calore sottratto a bassa temperatura Q_2 e l'equivalente termico del lavoro di compressione L .

Applicando - per una macchina attraversata da un fluido in moto permanente - l'equazione dell'energia ai singoli componenti inseriti nel ciclo frigorifero, considerando trascurabile la variazione di energia potenziale, si possono ricavare i valori di Q_2 , L e Q_1 in base alle grandezze che compaiono sul diagramma pressione-entalpia. Per il compressore, si può scrivere:

$$v_e = v_u, \quad Q = 0 \Rightarrow L = h_e - h_u \quad (3)$$

ove v è la velocità e i pedici e ed u si riferiscono rispettivamente alla sezione d'ingresso e alla sezione d'uscita della macchina. Con riferimento alla figura 7, risulta:

$$L = h_3 - h_4 \quad (4)$$

Per la valvola di espansione si può supporre:

$$v_e = v_u, \quad Q = 0, \quad L = 0 \Rightarrow h_e = h_u \quad (5)$$

Per l'evaporatore si può supporre invece:

$$v_e = v_u, \quad L = 0 \Rightarrow Q = h_u - h_e \quad (6)$$

e con riferimento alla figura: $Q = h_3 - h_2 \quad (7)$

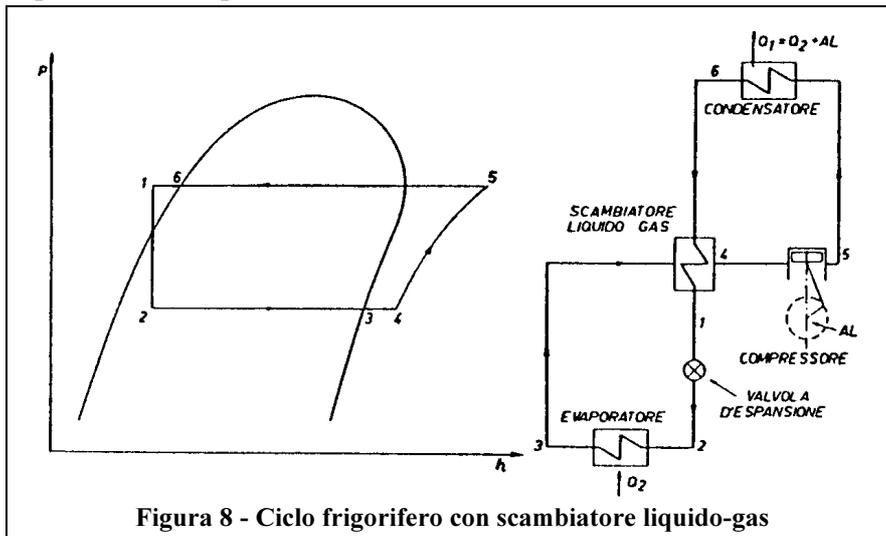
Per il condensatore vale ancora la (6), che però diventa:

$$Q = h_1 - h_4 \quad (8)$$

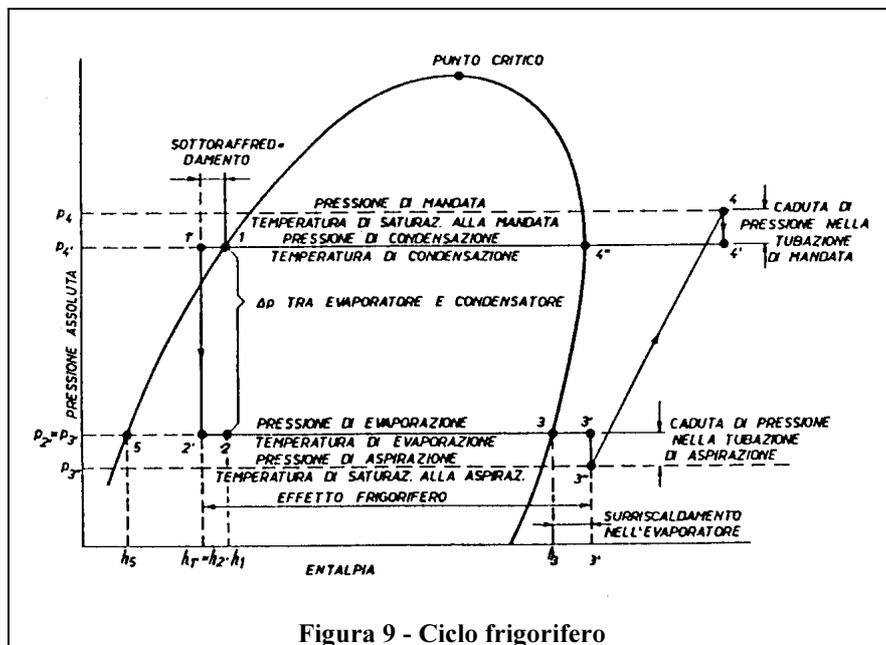
Lo schema di funzionamento delle macchine reali

Il ciclo che viene realizzato in realtà nelle macchine non coincide con il ciclo teorico precedentemente esposto.

Nella maggior parte dei casi il vapore aspirato dal compressore è leggermente surriscaldato. Il surriscaldamento può essere dovuto sia al sistema di regolazione usato nell'evaporatore, sia ad un apporto di calore tra l'evaporatore e il compressore. Se il surriscaldamento avviene nell'evaporatore, si ha un aumento dell'effetto frigorifero, ma anche un aumento del volume specifico del vapore aspirato, che porta ad una riduzione della portata ponderale di refrigerante aspirato dal compressore.

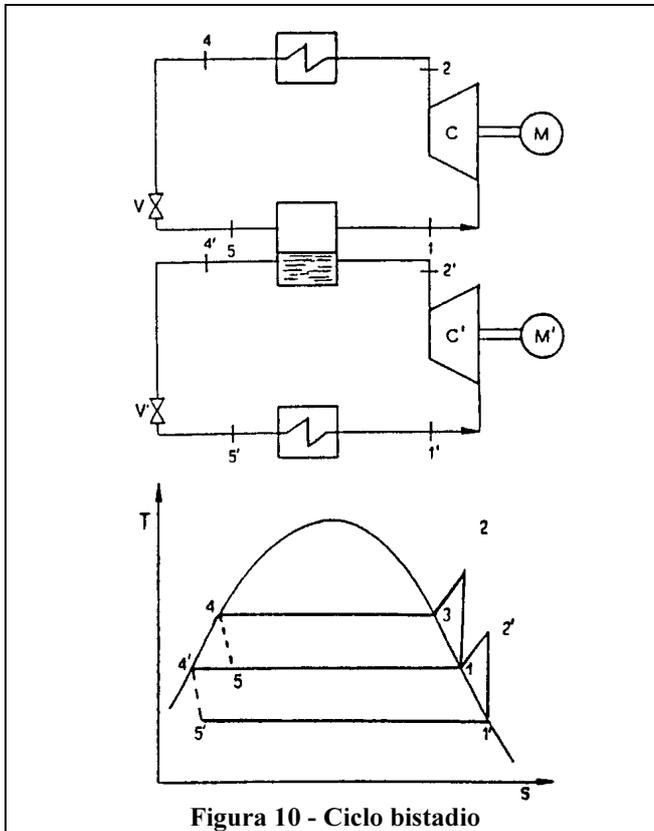


In molti casi il refrigerante liquido che perviene alle valvole di espansione è sottoraffreddato. Se il sottoraffreddamento è ottenuto a spese di un fluido esterno al ciclo (acqua, aria) si ha una diminuzione dell'entalpia del miscuglio che entra all'evaporatore e un aumento dell'effetto frigorifero, a parità di lavoro speso per la compressione.



Alcuni impianti frigoriferi utilizzano degli scambiatori liquido-gas, nei quali il refrigerante liquido proveniente dal condensatore viene sottoraffreddato in controcorrente con i vapori provenienti dall'evaporatore (vedi fig. 8). Lo scopo è quello di assicurare l'evaporazione di eventuali goccioline di refrigerante trascinate dai vapori aspirati, (aspetto essenziale nei cicli con

compressore meccanico, per evitare danneggiamenti del compressore), ovvero quello di sottoraffreddare il refrigerante liquido nei casi nei quali si tema la sua evaporazione parziale a monte della valvola di espansione a causa di una notevole distanza tra evaporatore e condensatore o di un dislivello tra il condensatore (situato in basso) e l'evaporatore.



In figura 9 è esposto un ciclo frigorifero con sottoraffreddamento del liquido ($i_1 - i_{1'}$) e surriscaldamento del vapore ($i_3 - i_3'$), ottenuti rispettivamente nel condensatore e nell'evaporatore del gruppo frigorifero.

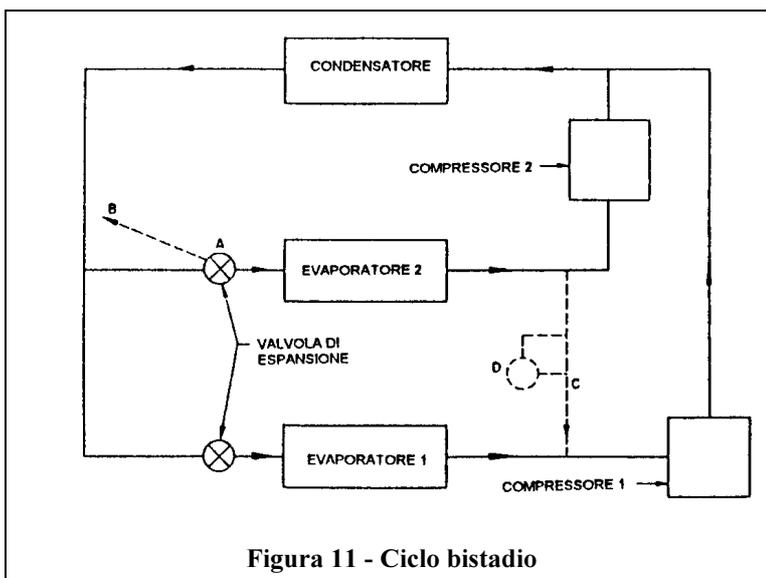
Sono anche rappresentate le cadute di pressione che si verificano nella tubazione di aspirazione del compressore ($p_3 - p_{3'}$) e nella tubazione di mandata. Il ciclo così disegnato si avvicina molto a quello reale.

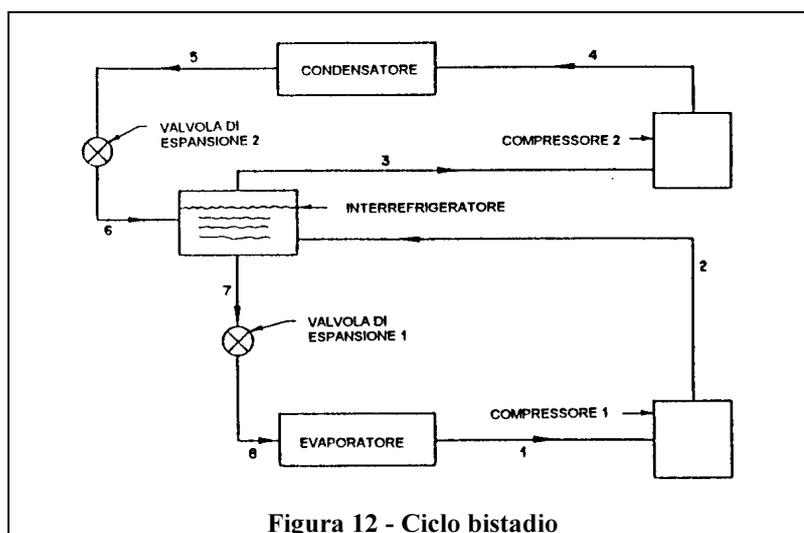
Il ciclo illustrato finora è il tipo più semplice, che chiameremo "monostadio".

Un miglioramento di prestazioni, cioè un aumento della quantità di freddo prodotta per unità di portata in massa, si può ottenere con lo schema di fig. 10 ("bistadio"), con una doppia fase di compressione e l'inserimento di un separatore di vapore dal liquido. La fase di espansione è anch'essa frazionata ed è generalmente realizzata tramite due processi di laminazione. Un altro vantaggio di tale ciclo è quello di dover

comprimere solo una parte del fluido dalla pressione più bassa alla più alta. Data la maggiore complessità dell'impianto, un ciclo siffatto trova applicazione solo nei grandi impianti di climatizzazione e più spesso nei sistemi di refrigerazione veri e propri.

Uno schema più complesso di un ciclo bistadio, mostrato in figura 11, comprende due evaporatori, due compressori, due valvole di espansione ed un unico condensatore. Il secondo evaporatore può avere una





I fluidi refrigeranti più diffusi

I fluidi impiegati nelle macchine frigorifere, perchè il loro impiego sia pratico ed efficace, devono presentare alcune caratteristiche. In particolare, è bene che: 1) nel campo delle temperature di interesse siano evitate pressioni troppo elevate al condensatore e pressioni troppo basse all'evaporatore; 2) il calore latente d'evaporazione sia elevato, in modo da produrre un elevato effetto frigorifero per unità di massa di refrigerante (a questo scopo è anche preferibile un calore specifico basso, per minimizzare la frazione di liquido evaporata durante l'espansione dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione); 3) che la temperatura critica sia assai superiore rispetto all'isoterma del condensatore, in modo da rendere minimo il surriscaldamento che è necessario realizzare durante la compressione.

Nel caso di utilizzo di compressori alternativi, è preferibile un volume specifico del vapore piuttosto basso, per rendere minime le cilindrato; nel caso di utilizzo dei compressori centrifughi, è preferibile il contrario, per consentire ampie sezioni di passaggio ed elevati rendimenti.

I fluidi dovrebbero, inoltre, essere sicuri contro i pericoli d'incendio ed esplosione e non essere tossici. Per garantire la durata ed il buon funzionamento dell'impianto è richiesta una buona stabilità chimica, una buona inerzia chimica rispetto ai materiali impiegati per la costruzione della macchina, una buona solubilità nei lubrificanti (tale da non pregiudicare l'azione di questi e da non contaminare le superfici di scambio termico), il basso costo.

Un'importante categoria di refrigeranti è costituita dai clorofluorocarburi (data l'alta stabilità del legame carbonio-fluoro), fra i quali va ricordato soprattutto il refrigerante contrassegnato con la sigla R22 (difluoromonoclorometano). Essi presentano un buon coefficiente di effetto frigorifero utile, hanno bassa tossicità e non sono corrosivi. Il calore latente di evaporazione è tuttavia piuttosto basso.

Un altro refrigerante largamente impiegato nell'industria del freddo è l'ammoniaca, che fra i tanti vantaggi (elevato calore latente, ridotte perdite di carico nelle valvole e nei tubi, elevata pressione critica, ottime caratteristiche di scambio termico) presenta però degli svantaggi dal

temperatura del vapore più alta rispetto al primo. In ciascun evaporatore può inoltre defluire una portata differente.

La figura 12 mostra lo stesso impianto con l'aggiunta di uno scambiatore liquido-gas.

punto di vista della pericolosità e della tossicità. E' anche vero, tuttavia, che eventuali fughe sono di facile rilevamento, in quanto l'essere umano ne avverte la presenza già in dosi molto inferiori a quelle pericolose.

Tra gli altri si devono citare l'anidride carbonica, l'anidride solforosa e l'acqua.

L'anidride carbonica ha come qualità la completa compatibilità ambientale, la sicurezza, la compatibilità con i comuni olii lubrificanti e con i materiali dei circuiti frigoriferi. Dal punto di vista termodinamico ha un effetto frigorifero volumetrico² a 0°C da cinque a otto volte superiore a quello di altri frigoriferi; ha una ridotta massa molecolare, che porta ad un'elevata entalpia d'evaporazione; determina una pressione lato mandata del compressore dell'ordine di 100 bar, che comporta tubi di maggior spessore ma di diametro inferiore; infine, il rapporto di compressione è circa la metà di quello che si ha ad esempio con l'R12 (diclorodifluorometano), il che produce un netto miglioramento del rendimento isoentropico del compressore. L'avvento dei clorofluorocarburi ha tuttavia condotto, verso il 1950, al suo completo abbandono. La ragione principale risiede nel fatto che essa ha una temperatura critica assai bassa (31°C), che comporta, per gli usuali cicli semplici, notevoli perdite per irreversibilità nel processo di laminazione e quindi bassi COP.

L'acqua ha il calore latente di evaporazione più elevato fra tutti i refrigeranti, tuttavia presenta elevati volumi specifici e basse pressioni. E' il refrigerante migliore anche dal punto di vista della pericolosità, e naturalmente non è tossico.

L'anidride solforosa o diossido di zolfo ha un calore latente moderato, è tossico e corrosivo, ma ha una temperatura critica elevata e un buon effetto frigorifero volumetrico.

Prestazioni tipiche delle macchine commerciali

Vengono di seguito presentate alcune tabelle desunte dai cataloghi dei costruttori di macchine a compressione che sono utili per un confronto di prestazioni.

La prima tabella si riferisce ad un refrigeratore monoblocco funzionante ad R22, raffreddato ad aria, predisposto per il funzionamento con acqua refrigerata uscente alla temperatura minima di +5°C ed entrante a quella massima di +20°C. Con l'aggiunta di glicole tetraetilenico è possibile raggiungere temperature di -8°C. Il compressore è semiermetico.

La seconda si riferisce ad una macchina dalle caratteristiche simili, ma con un compressore ermetico alternativo. Le temperature d'uscita dell'acqua refrigerata minima e massima sono 4 e 12°C.

²L'effetto utile volumetrico è definito come il calore sottratto nell'evaporatore per unità di volume di refrigerante.

MODELLO		22.E1	27.E1	32.E1	40.E1	48.E1
Capacità frigorifera (*)	kW	23.3	25.8	32.7	41.1	48.5
No. compressori		1	1	1	1	1
Potenza impegnata	kW	6.9	8.6	10.5	11.4	14
Corrente assorbita	A	12.4	15.1	18.4	20	24.7
Corrente massima assorbita	A	14.5	17.6	21.5	23.4	28.8
Corrente di avviamento	A	75	93	110	125	150
No. ventilatori		1	1	1	2	2
Portata aria	m ³ /h	9000	9000	10500	18000	18000
Potenza impegnata	kW	0.67	0.67	0.67	1.34	1.34
Corrente assorbita	A	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3
Evaporatore						
Portata acqua	m ³ /h	4.01	4.45	5.63	7.08	8.34
Perdite di carico	kPa	45.1	55.4	42.3	21.2	15.2
Contenuto d'acqua	l	2	2	2	4	4
No. circuiti gas		1	1	1	1	1
No. gradini di funzionamento						
Standard		1	1	1	1	1
Aggiuntivi		-	-	-	1	1
Dimensioni						
Lunghezza	mm	1150	1150	2000	2000	2000
Larghezza	mm	895	895	1040	1040	1040
Altezza	mm	1545	1545	1595	1595	1595
Peso netto	kg	330	330	475	535	560
Rumorosità ad 1m	dB(A)	68	68	68	70.2	70.2

(*) Riferita a temperature di ingresso e uscita dell'acqua refrigerata pari rispettivamente a 12 e 7°C, e ad una temperatura dell'aria di raffreddamento di 32°C.

Tabella 1 - Refrigeratore monoblocco raffreddato ad aria, con compressore semiermetico, funzionante con R22

MODELLO		005	007	009
Capacità frigorifera (*)	kW	19.9	23.7	27.3
Potenza assorbita	kW	6.55	9.07	11.6
No. compressori		1	1	1
Potenza nominale	CV	7.5	10	12
Corrente massima assorbita	A	14.9	19.8	24.7
Corrente di avviamento	A	86.5	99	129
Carica refrigerante R22	kg	5.7	6.5	7.5
Condensatore ad aria				
Superficie frontale totale	m ²	1.35	1.65	1.95
Spaziatura alette/No. ranghi	mm	1.8/2	1.8/2	1.8/2
No. ventilatori		1	1	1
Portata aria	m ³ /h	6900	7500	9000
Potenza impegnata	kW	0.19	0.37	0.4
Diametro	mm	650	650	650
Corrente assorbita	A	0.7	1.1	1.3
Corrente di avviamento	A	1.75	2.2	2.7
Evaporatore				
Contenuto d'acqua	l	2.09	2.09	3
Massima pressione d'esercizio	bar	29	29	29
Dimensioni				
Lunghezza	mm	1171	1071	1071
Larghezza	mm	805	805	805
Altezza	mm	760	912	1065
Peso netto	kg	250	256	278

(*) Riferita a temperature di ingresso e uscita dell'acqua refrigerata pari rispettivamente a 13 e 7°C, e ad una temperatura dell'aria di raffreddamento di 35°C.

Tabella 2 - Refrigeratore monoblocco raffreddato ad aria, con compressore ermetico alternativo, funzionante con R22

Analisi critica della possibilità di miglioramento delle prestazioni - Prospettive di sviluppo

Per un ciclo frigorifero reale, il trasferimento di calore avviene con differenze finite di temperatura, ed il moto del refrigerante coinvolge gli attriti. I trasferimenti di calore ed il moto del refrigerante sono irreversibili e causano la degradazione di parte dell'energia disponibile ed un aumento dell'entropia del sistema e del lavoro che è necessario fornire per ottenere l'effetto desiderato.

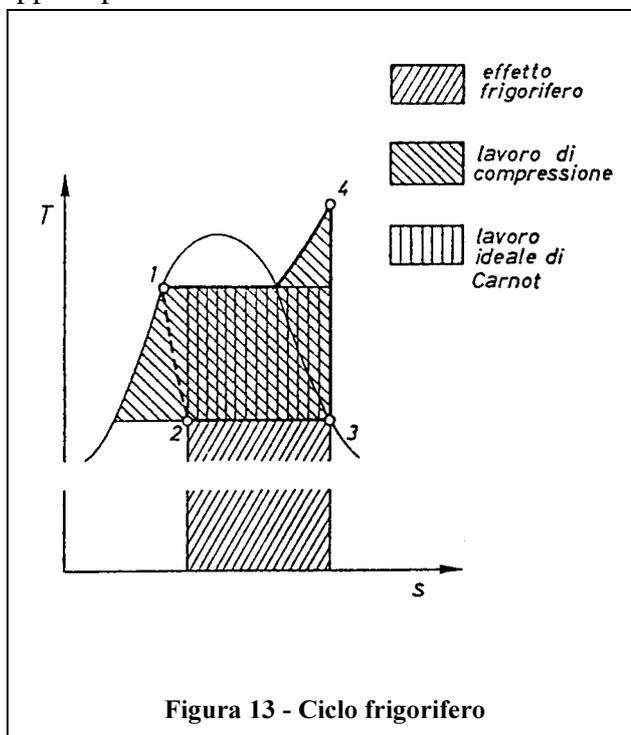
Un'utile classificazione dei fenomeni di irreversibilità è quella che distingue tra perdite "intrinseche", che si presentano anche nel ciclo idealizzato, costituito unicamente da trasformazioni reversibili (con l'eccezione della laminazione isoentalpica), e perdite che invece dipendono dal tipo specifico di componente impiegato nella macchina. Queste ultime sono

strettamente legate alle caratteristiche ed alle condizioni operative del compressore e degli scambiatori.

Perdite "intrinseche", rispetto al ciclo di Carnot che fornisce lo stesso effetto utile, sono la perdita connessa al processo di laminazione del fluido frigorifero e quella connessa con lo scambio termico di desurriscaldamento al condensatore (che per ipotesi, considerando il ciclo ideale, avviene sotto differenze infinitesime di temperatura e non dipende quindi dall'efficienza dello scambiatore): esse sono di facile individuazione ragionando in termini di aree sul piano (T, S), e sono espresse dalla differenza tra l'area del ciclo idealizzato e quella del ciclo di Carnot che ha luogo fra le stesse isoterme estreme.

Tali perdite dipendono unicamente dalle caratteristiche del fluido operante nel ciclo, e sono in stretto rapporto con la sua temperatura critica. Esse aumentano all'aumentare della differenza fra le temperature estreme del ciclo. Le irreversibilità connesse ai fenomeni di evaporazione e condensazione, presenti nel ciclo reale, possono quindi influire negativamente anche sulle irreversibilità "intrinseche" ora considerate, nella misura in cui producono un ampliamento dell'intervallo fra le temperature estreme.

Il ciclo già presentato in fig. 10, a compressione ed espansione frazionate, presenta perdite intrinseche all'incirca dimezzate rispetto al corrispondente ciclo monostadio operante fra le stesse pressioni (la pressione intermedia si considera all'incirca pari alla media geometrica di queste ultime). Tale risultato ha un'evidenza grafica se si sovrappongono le aree corrispondenti (vedi figura 13). Da un punto di vista impiantistico la laminazione può essere sostituita con un sottoraffreddamento del condensato fino ad una temperatura prossima a quella che compete alla pressione intermedia, ma le differenze per quanto riguarda sia il ciclo che le irreversibilità sono appena percettibili.



Valutare i miglioramenti ottenibili con l'impiego di un ciclo multistadio riferendosi al ciclo ideale può tuttavia indurre in errore: l'efficienza del ciclo reale risente della variazione del rendimento isoentropico di compressione, che dipende fortemente dal rapporto tra le pressioni di inizio e fine compressione per tutti i compressori oggi utilizzati.

La fig. 14 mostra l'andamento tipico del rendimento isoentropico di compressione, per un compressore alternativo, al variare del rapporto di compressione β , utilizzando come fluido frigorifero l'ammoniaca (t_c è la temperatura di condensazione).

In certi casi (per β piuttosto bassi) il miglioramento di efficienza che si ottiene con uno schema multistadio, dovuto alla riduzione delle perdite intrinseche del ciclo, può essere quasi completamente compensato

dalla variazione (negativa) del rendimento isoentropico di compressione, rendendo inutile la complicazione dell'impianto.

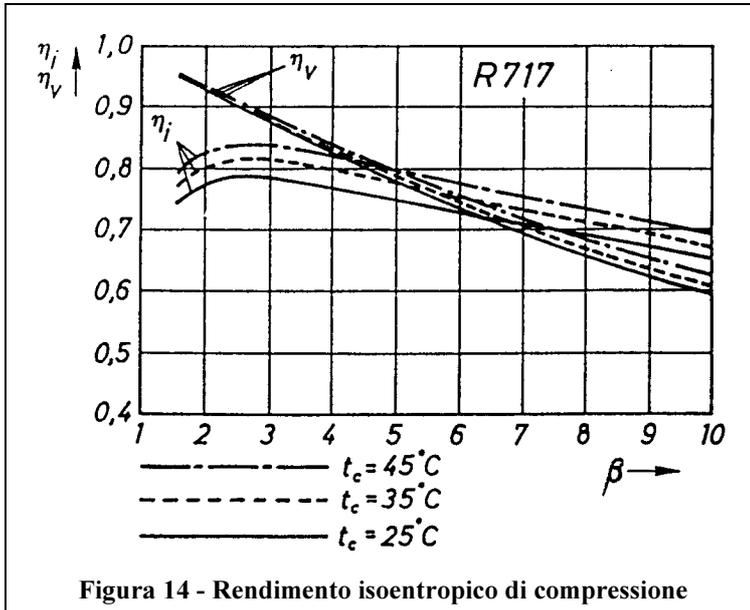


Figura 14 - Rendimento isoentropico di compressione

Un confronto di prestazioni fra un sistema "base" monostadio ed un sistema a due stadi può essere fatto valutando le irreversibilità globali a parità di condizioni, e precisamente a parità di temperatura dell'ambiente da refrigerare e dell'ambiente esterno e a parità di efficienza del compressore (o dei compressori). Tale confronto evidenzia come le irreversibilità siano per ogni componente minori nel secondo caso, e come le irreversibilità totali siano di circa un terzo inferiori.

Dal momento che un ciclo dipende da un certo numero di parametri (nel caso del ciclo a compressione monostadio sono la temperatura dell'ambiente da refrigerare e quella dell'ambiente esterno), esso può essere valutato al variare di essi entro un campo di valori.

Ne risultano dei valori di temperatura e pressione del refrigerante in diversi punti del ciclo, che individuano i corrispondenti stati termodinamici.

Per cicli a due stadi di compressione (vedi fig. 15), uno dei parametri di progetto è la pressione intermedia. Data la diversa influenza dei rendimenti delle due macchine di compressione, è solo dalla valutazione delle irreversibilità di tutti i componenti del sistema che può scaturire il valore ottimale della pressione intermedia.

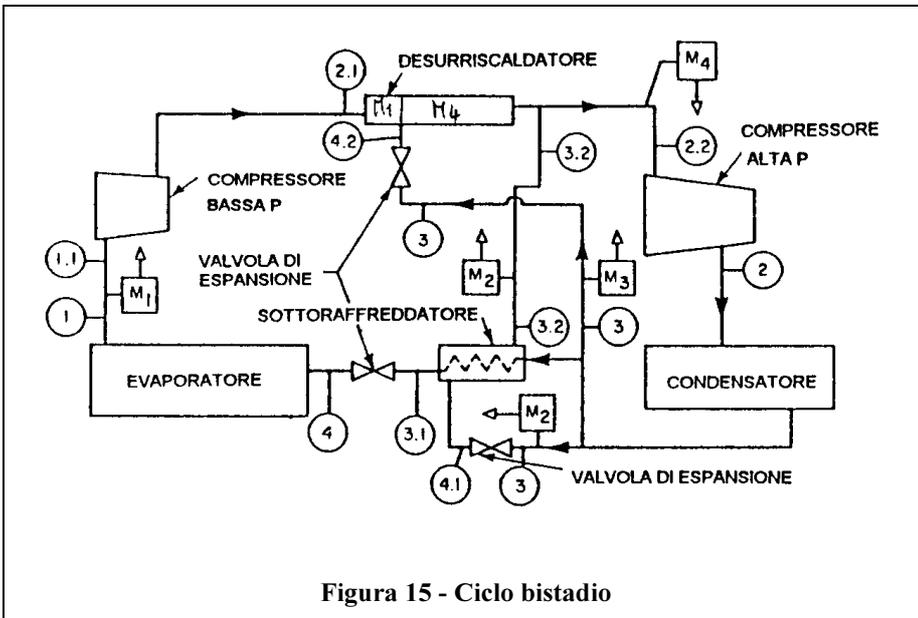
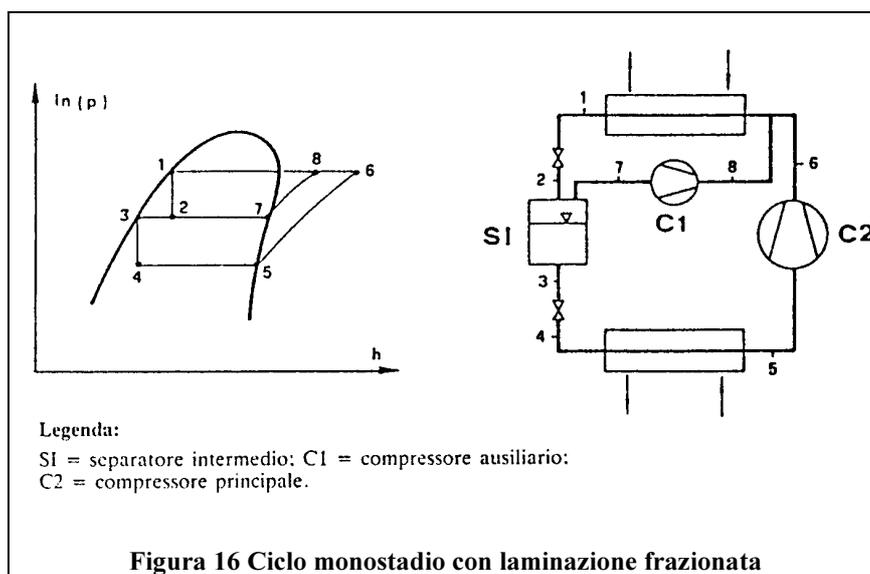


Figura 15 - Ciclo bistadio

La portata nel compressore di alta pressione cresce al diminuire della pressione di interrefrigerazione, dal momento che il refrigerante usato per desurriscaldare viene

utilizzato per preriscaldare il refrigerante che entra nel compressore di alta pressione.



rimesso in circolo nel secondo stadio di compressione.

In entrambi i sistemi le irreversibilità maggiori si hanno nel compressore, seguite da quelle nel condensatore. Le perdite nella valvola di espansione sono significative ma sono le minime fra i componenti principali.

Le variazioni della temperatura dell'ambiente da refrigerare influiscono

sulle irreversibilità nell'evaporatore, che sono maggiori a temperature più elevate, le quali a loro volta determinano un diverso gradiente termico attraverso l'evaporatore stesso. Si ha inoltre un diverso grado di desurriscaldamento, che influisce sulle condizioni d'uscita del refrigerante. Il valore delle irreversibilità degli altri componenti non risente di queste variazioni.

Le variazioni della temperatura dell'ambiente esterno influiscono anche sulle irreversibilità nel condensatore. Queste sono ingenti, dato che le condizioni in ingresso restano costanti, e quindi varia il gradiente medio di temperatura attraverso lo scambiatore.

Nel ciclo di base (ma non in quello a due stadi) risentono delle variazioni della temperatura dell'ambiente esterno anche le irreversibilità della valvola d'espansione. Esse dipendono dal fatto che varia la temperatura all'ingresso della valvola. Tale dipendenza, dovuta al sottoraffreddamento nel condensatore, è insignificante nel ciclo a due stadi poichè gran parte delle irreversibilità vengono recuperate nel sottoraffreddatore a parte.

Le irreversibilità nel compressore sono strettamente legate al rendimento adiabatico, nel senso che un incremento di quest'ultimo porta ad una loro diminuzione.

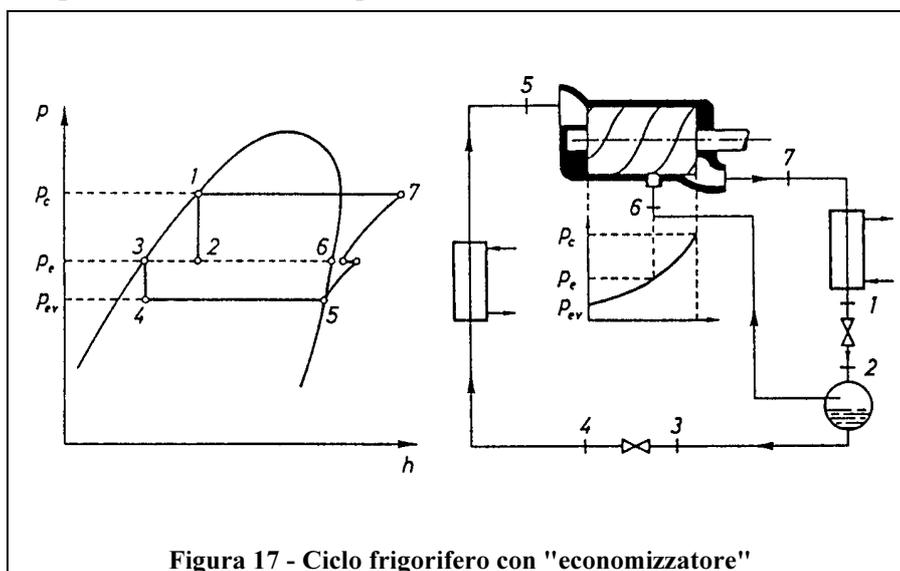
Un incremento delle cadute di pressione nell'evaporatore produce un aumento delle irreversibilità, ma dello stesso ammontare diminuiscono le irreversibilità della valvola di espansione a monte, perciò il totale non varia. Fissate le condizioni a monte e a valle della valvola, il calore sottratto dall'evaporatore non varia.

Un aumento della pressione al condensatore, prima di tutto, ma anche della contropressione di scarico del compressore, conducono ad un aumento delle irreversibilità al condensatore (nel secondo caso per effetto dell'incremento del lavoro di compressione).

Un aumento della pressione di evaporazione porta invece ad una diminuzione delle irreversibilità di tutti i componenti sia nel sistema base che in quello a due stadi.

Una diminuzione delle irreversibilità complessive del sistema si può anche ottenere con un sottoraffreddamento più spinto, che produce maggiori irreversibilità nel sottoraffreddatore, superate tuttavia dagli effetti positivi sulla valvola di espansione.

Un altro mezzo per migliorare l'efficienza del ciclo consiste nella laminazione frazionata con un'unica fase di compressione. Un compressore ausiliario provvede, in questo caso, ad asportare il vapore presente in un separatore di liquido che interrompe la laminazione ad una pressione intermedia. Tale soluzione (vedi fig. 16) consente una sensibile riduzione delle perdite per laminazione, senza praticamente penalizzare il rendimento della compressione. Nella pratica, tuttavia, per motivi di costo, si utilizza normalmente una soluzione diversa, che tuttavia si ispira a quella descritta, e che si applica ad impianti con compressore a vite. Tale soluzione, con "economizzatore", è certamente più semplice di quella con compressore ausiliario, ma si può applicare solo ad alcuni tipi di compressore, come quello a vite, che rendono disponibile una presa per il vapore rimosso alla pressione intermedia. In figura 17 sono rappresentati lo schema d'impianto ed il ciclo corrispondente.



Le deviazioni dal comportamento ideale del compressore, che influiscono sulle sue prestazioni, sono di diverso tipo: si tratta di perdite di carico attraverso le valvole e all'interno; di acquisto di calore da parte del refrigerante, dovuto al motore (se il compressore è ermetico), agli attriti o al calore di compressione; di

inefficienza delle valvole, dovuta ai comandi meccanici; di trafilamenti di gas; di spesa energetica per la circolazione dell'olio; di ri-espansione, ad opera del gas residuo che rimane nella camera di compressione dopo lo scarico; di deviazione dalla compressione isoentropica, causata principalmente dall'attrito del fluido o meccanico; di sovra/sottocompressione. Ciascuno di questi fattori difficilmente può essere valutato separatamente: solitamente essi vengono raggruppati in categorie, e di queste viene analizzata l'influenza.

Nella scelta dei parametri di progetto di una macchina, non è tuttavia possibile limitarsi all'esame dei fenomeni di irreversibilità con lo scopo di migliorare il rendimento: un'analisi completa deve tenere conto anche dei costi. (Bisogna anche tenere presente che il costo del miglioramento dell'efficienza di un componente deve essere confrontato con il costo di un'analoga operazione su ciascuno degli altri componenti).

Il ciclo frigorifero ad assorbimento

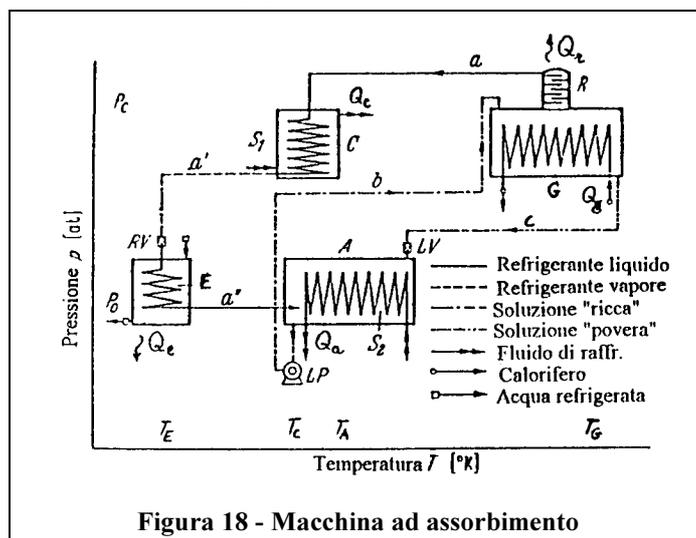
Quando si vuole valutare la potenza di un impianto ad assorbimento e determinare la sua efficienza, si paragona il suo ciclo di lavoro con un ciclo ideale stabilito convenzionalmente. Analogamente al caso delle macchine a compressione, anche per gli impianti ad assorbimento si può fissare un ciclo ideale in grado di fornire il massimo effetto frigorifero raggiungibile.

I cicli ideali ai quali si può fare riferimento sono più d'uno, e a ciascuno corrispondono condizioni di processo più o meno restrittive rispetto al caso reale, caratteristiche che li rendono validi per un diverso ordine di valutazioni.

I cicli che vengono normalmente utilizzati sono, oltre al ciclo di Carnot, quello di Lorenz ed un altro ciclo teorico di riferimento.

Prima di descrivere questi cicli sui rispettivi piani termodinamici è necessario illustrare il principio di funzionamento di un impianto ad assorbimento, nella sua forma più elementare.

Facendo riferimento alla figura 18, una macchina ad assorbimento è costituita da alcuni componenti fondamentali, che sono: un generatore (G), un condensatore (C), un evaporatore (E) ed un assorbitore (A).



Il fluido che evolve nella macchina è una miscela di due (o più) sostanze, di cui vedremo più avanti le caratteristiche. Per effetto di una quantità di calore Q_g che viene fornita nel generatore (una caldaia), si separa dalla soluzione il componente più volatile (il "refrigerante"), con un certo grado di purezza che dipende dalle caratteristiche dei fluidi. Il vapore così generato viene inviato al condensatore, nel quale condensa cedendo calore (Q_c) ad una sorgente esterna. Generatore e condensatore si trovano entrambi ad una pressione che dipende dalla

temperatura di condensazione, a sua volta dipendente dalla temperatura del mezzo esterno.

Il refrigerante liquido viene quindi portato a pressione inferiore e poi inviato all'evaporatore, nel quale evapora sottraendo calore (Q_e) ad una sorgente esterna. Questo calore sottratto rappresenta l'effetto frigorifero della macchina.

Perché il ciclo sia continuo, è necessario riportare il refrigerante alle condizioni iniziali, e ricongiungerlo quindi alla soluzione ("assorbente") che è stata impoverita di refrigerante nel generatore. Tale compito è affidato all'assorbitore, un componente nel quale confluiscono il vapore di refrigerante (a temperatura relativamente bassa) e la soluzione proveniente dal generatore, preventivamente portata a pressione inferiore. La pressione vigente nell'assorbitore e nell'evaporatore è la stessa (a meno delle perdite) e dipende anch'essa dalla temperatura del mezzo esterno. Anche dall'assorbitore è necessario sottrarre calore (Q_a), per permettere la

condensazione del refrigerante e la diluizione della soluzione³. La soluzione così arricchita viene portata alla pressione più alta, in genere mediante l'azione di una pompa, e viene immessa nuovamente nel generatore, ove ricomincia il suo ciclo.

Un primo esame del ciclo suggerisce poi alcune semplici modifiche, che fanno ormai parte anche degli impianti più elementari: fra la soluzione "povera" che defluisce dal generatore all'assorbitore e quella "ricca" che defluisce dall'assorbitore al generatore può essere realizzato uno scambio termico rigenerativo, che produce, come verrà analizzato meglio nel seguito, un miglioramento delle prestazioni del ciclo, in quanto riduce la quantità di calore da fornire dall'esterno nel generatore; un altro scambiatore (sottoraffreddatore) può essere inserito nel circuito del refrigerante, subito dopo il condensatore, con lo scopo di raffreddare il refrigerante liquido, ad opera del vapore a temperatura relativamente bassa in uscita dall'evaporatore, prima del suo ingresso nell'evaporatore stesso, aumentando anche in questo caso l'efficienza del ciclo.

A seconda della minore o maggiore affinità fra le sostanze in circolo può inoltre rendersi necessaria, all'uscita dal generatore, la presenza di un rettificatore, componente nel quale, mediante sottrazione di una certa quantità di calore Q_r , viene fatto condensare il residuo del componente meno volatile (assorbente) che il vapore di refrigerante ha trascinato con sé.

Cenni storici

Nairne riferì nel 1777 di suoi esperimenti con acido solforico ed acqua: egli aveva posto due recipienti, contenenti ciascuno una delle due sostanze, all'aspirazione di una pompa a vuoto. Sottraendo l'aria aveva provocato l'evaporazione di parte dell'acqua, che era stata assorbita dall'acido solforico. La temperatura dell'acqua era diminuita fino al prodursi di ghiaccio. Contemporaneamente il calore d'assorbimento poteva essere utilizzato per scopi di riscaldamento, ma questa opportunità non venne subito sfruttata, poichè ciò che interessava era la produzione di ghiaccio. Il primo apparecchio basato su questi principi fu costruito nel 1810 dallo scozzese John Leslie, professore di matematica e fisica ad Edimburgo, che produsse ghiaccio nel suo laboratorio. Ci vollero altri quarant'anni, fino al 1850, perchè il francese Edmond Carrè utilizzasse i risultati di questi primi esperimenti per costruire una macchina ad acido solforico-acqua. Essa operava con una pompa manuale, e venne utilizzata nei caffè parigini per la produzione di ghiaccio. L'acido solforico doveva essere periodicamente sostituito, poichè la soluzione si "indeboliva" sempre più, e quindi la sua efficacia d'assorbimento si riduceva, man mano che ulteriori quantitativi d'acqua venivano assorbiti.

Per il funzionamento continuo era necessario concentrare continuamente la soluzione di acido solforico, cosa che fu ottenuta (per riscaldamento della soluzione) nel 1878, ad opera di Franz Windhausen, per conto della "Internationaler Vacuum Eismachinen Verein" di Berlino. La macchina non fu usata solo per la fabbricazione del ghiaccio, ma anche per il raffreddamento di liquidi e per lo stoccaggio a bassa temperatura. Essa tuttavia doveva essere necessariamente fabbricata in piombo, o comunque doveva esserne rivestita, a causa dell'aggressività dell'acido solforico. Per questo motivo si cercò di trovare sostanze alternative, anche se ancora negli anni venti molte macchine funzionavano ad acido solforico.

³Quest'affermazione sarà meglio chiarita nel seguito.

Una svolta importante si ebbe nel 1859, quando Ferdinand Ph. E. Carrè, il fratello di Edmond, registrò un primo brevetto riguardante una macchina ad acqua-ammoniaca, seguito da altri quattordici fino al 1862. In questi brevetti egli descrisse due tipi di macchina: una macchina a funzionamento intermittente per uso domestico ed una macchina a funzionamento continuo per uso industriale. Quest'ultima era alimentata a carbone, ad una temperatura del generatore di circa 130°C. Questo tipo di macchina fu fabbricato in gran numero in Francia, Inghilterra e Germania per svariati usi industriali. Fra il 1863 ed il 1866 cominciò la produzione anche negli Stati Uniti. Lo stesso Carrè suggerì fin dall'inizio tutta una serie di future applicazioni, come la fabbricazione del ghiaccio, il condizionamento dell'aria, il controllo della fermentazione durante la fabbricazione del vino e della birra, la concentrazione di vino, alcool e acidi mediante raffreddamento di acqua, produzione di acqua fresca dal mare, estrazione di paraffine dall'olio crudo, estrazione del solfato di sodio dall'acqua di mare o da soluzioni saline, e così via.

Dal 1880 in poi, tuttavia, le macchine a compressione di Carl V. Linde cominciarono a soppiantare le macchine ad assorbimento, e verso la fine del secolo queste ultime persero la loro importanza. Questo processo fu accelerato dal fatto che le birrerie, che erano fra i maggiori utenti di tali macchine, riuscirono a ridurre il loro consumo di vapore, cosicchè era disponibile meno vapore per il funzionamento delle macchine ad assorbimento.

Le macchine ad assorbimento tornarono in auge negli anni venti, subito dopo la Prima Guerra Mondiale. All'epoca gli europei cominciarono a rendersi conto che l'energia era un bene prezioso e che un grande risparmio poteva ottenersi con l'impiego del calore di scarto.

Non soltanto le macchine ad assorbimento furono riconosciute idonee a questo scopo, dal momento che non impiegano quasi per nulla energia meccanica, ma fu anche dimostrato, ad opera di E. Altenkirch, che esse offrono la possibilità di realizzare processi molto vicini a processi reversibili, minimizzando le perdite.

Cominciò ad apparire una vasta letteratura sull'argomento, e le fondamenta di questa branca della tecnologia furono poste fra il 1920 ed il 1940. La Compagnia Borsig, di Berlino, presso la quale E. Altenkirch lavorò fra il 1920 ed il 1925, costruì numerosissime macchine a singolo e a doppio effetto⁴. L'impianto più grande aveva una potenza frigorifera utile di $3.6 \cdot 10^6$ kcal/h (4190 kW), con una temperatura d'evaporazione di -20°C ed una temperatura di condensazione di 30°C. Esso era alimentato da vapore alla pressione di 2.5 bar. La potenza media degli impianti della Borsig fra il 1930 ed il 1945 era compresa fra le $3 \cdot 10^5$ e le $5 \cdot 10^5$ kcal/h.

La soluzione acqua-ammoniaca presentava tuttavia, come si vedrà meglio in seguito, alcuni problemi tecnici, tra cui la necessità di ricorrere alla rettificazione del vapore in uscita dalla caldaia (generatore) e quella di assicurare estese superfici di contatto durante l'assorbimento del vapore da parte della soluzione.

Queste difficoltà furono superate a partire dagli anni trenta, mediante la realizzazione di componenti appositamente studiati, ed un gran numero di impianti ad assorbimento furono costruiti non solo dalla Borsig, ma anche in Inghilterra dalla Maiuri Refrigeration Ltd., London. L'italiano Maiuri contribuì notevolmente ai progressi teorici e tecnologici nel campo delle

⁴Il significato di queste diciture sarà chiarito più avanti.

macchine ad assorbimento, e registrò un gran numero di brevetti, fra cui uno scambiatore a film liquido molto efficiente per l'assorbimento.

Negli stessi anni, molte compagnie belghe ed olandesi ebbero molto successo nello sviluppo e nella commercializzazione di macchine a funzionamento intermittente, chiamate "Carnostat", con una potenza frigorifera compresa fra $3.5 \cdot 10^4$ e $6 \cdot 10^5$ kcal/h ($1.46 \cdot 10^5$ e $2.5 \cdot 10^6$ kW).

Anche in Russia furono costruiti impianti molto grandi ad assorbimento, e macchine intermittenti da 5000 kcal/h ($2 \cdot 10^4$ kW).

Negli Stati Uniti il primo ad occuparsi a livello industriale di impianti per il condizionamento dell'aria, anche ad assorbimento, fu Willis H. Carrier. I primi studi teorici risalgono al 1920, ad opera di McKelvy ed Isaacs del Bureau of Standards; fino agli anni trenta le ricerche si concentrarono tuttavia soprattutto sulle macchine a funzionamento intermittente, che vennero immesse sul mercato a partire dal 1940. Nella quasi totalità dei casi, inoltre, gli studi vennero portati avanti dalle stesse industrie produttrici.

In Svezia il refrigeratore Electrolux fu sviluppato sulla base dei brevetti di Platen e Munters. Questo refrigeratore fu venduto in molti Paesi fino ai tardi anni cinquanta, quando fu quasi completamente rimpiazzato da frigoriferi a compressione.

Parallelamente ai progressi tecnologici, anche la teoria del processo d'assorbimento fece considerevoli progressi. Nel 1929 Merkel e Bošnjakovic introdussero il diagramma entalpia-concentrazione, che ha per le macchine ad assorbimento più o meno la stessa importanza che ha per i processi delle macchine termiche il diagramma entalpia-entropia, dato che l'intero processo può essere facilmente analizzato. Fu definito un ciclo di riferimento e fu studiata la dipendenza dell'efficienza di tale ciclo dalle proprietà delle sostanze utilizzate. Tutto ciò fu opera principalmente di Nesselmann, per alcuni anni collaboratore di Altenkirch. Sulla base di questi risultati, Niebergall stabilì delle regole di funzionamento per le macchine ad assorbimento. Il contributo di E. Altenkirch fu fondamentale: egli analizzò il processo nei minimi dettagli ed ebbe per primo alcune idee per minimizzare le perdite e rendere il processo più vicino possibile ad un ciclo reversibile. Inventò anche il cosiddetto "apparecchio criotermo" che anziché utilizzare un gas inerte (al posto di una pompa) per la circolazione della soluzione, come l'apparecchio Platen-Munters (che pure si basava su un'idea di Altenkirch), sfruttava un battente liquido creato fra assorbitore e generatore da un lato, ed evaporatore e condensatore dall'altro, idea ancor oggi attualissima e messa in pratica in alcune macchine di produzione giapponese funzionanti con la miscela bromuro di litio-acqua. Altro contributo molto importante fu quello di R. Plank, che già nel 1910 pose le basi per la valutazione del processo.

Lo schema di funzionamento della macchina ideale

Il ciclo di Carnot

Il ciclo di Carnot, come ciclo ideale, fornisce il criterio più rigoroso per valutare le prestazioni della singola macchina o per confrontare le macchine l'una con l'altra. Il ciclo di Carnot si è rivelato infatti come un ciclo di riferimento molto utile anche per le macchine ad assorbimento, e porta a calcoli molto semplici per la determinazione dell'effetto utile.

Quando si usa il ciclo di Carnot per rappresentare il processo delle macchine ad assorbimento, si deve premettere che le singole trasformazioni, come la rigenerazione, l'assorbimento, la condensazione e l'evaporazione, avvengono ad una temperatura che si presuppone costante.

Questa circostanza potrebbe essere soddisfatta in impianti ad assorbimento che lavorano con assorbenti liquidi, nel caso in cui la differenza di concentrazione fra la soluzione ricca e quella povera, o, come anche si dice, l'"ampiezza di degasaggio", fosse infinitamente piccola. Le due concentrazioni andrebbero in tal caso a coincidere e vi sarebbero rispettivamente un'unica temperatura di rigenerazione e un'unica temperatura di assorbimento. Un'ampiezza di degasaggio infinitamente piccola significa viceversa un "fattore di circolazione" infinitamente grande, inteso come rapporto fra la portata di refrigerante che evolve nell'evaporatore e la portata di soluzione "povera". Di conseguenza, non solo una quantità di soluzione infinitamente grande deve essere portata dall'assorbitore al generatore, ma deve anche essere scaricata dal generatore all'assorbitore, cosa che può avvenire nel caso ideale in una macchina ad espansione (come ad esempio una turbina idraulica). In tal caso la potenza ottenuta si può pensare impiegata per il funzionamento della pompa della soluzione, dal momento che in questo ciclo, supposto ideale, non si presentano perdite per attrito o cadute di pressione. Dato che, inoltre, la portata e la differenza di pressione sono uguali nella pompa della soluzione e nella "turbina idraulica", si può pensare che la richiesta di potenza della pompa sia esattamente compensata dalla potenza ottenuta dalla turbina.

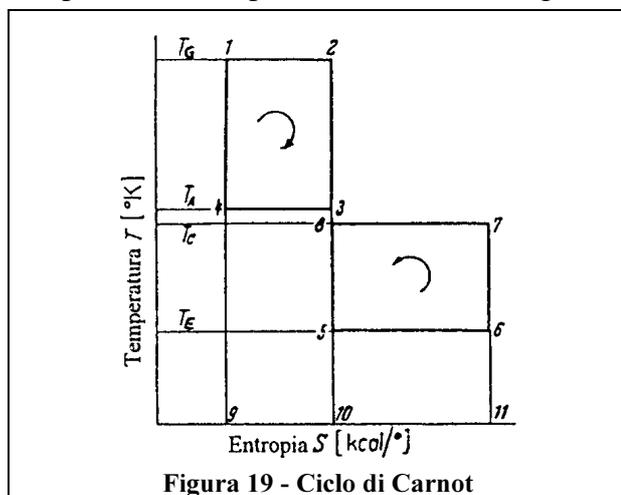
In generale non si deve quindi fornire dall'esterno energia meccanica ad un impianto ad assorbimento ideale che lavori secondo il ciclo di Carnot.

Il ciclo di Carnot è caratterizzato dalla piena reversibilità di tutte le trasformazioni, e da ciò derivano per il ciclo ideale alcune condizioni. Innanzitutto, l'espansione del refrigerante liquido tra il condensatore e l'evaporatore è adiabatica (come nelle macchine a compressione), ed è adiabatica anche l'espansione della soluzione tra il generatore e l'assorbitore. Quest'ultima condizione ha come conseguenza, come accennato, l'eliminazione dell'apporto esterno di lavoro per il funzionamento della pompa. Si ipotizza inoltre che la rettificazione dei vapori di refrigerante sia completa, cioè che il refrigerante entri in circolo allo stato puro; in altre parole, si suppone di lavorare con una coppia di sostanze in cui l'assorbente non abbia una sua propria tensione di vapore. La conseguenza di quest'ipotesi è che il calore ceduto all'esterno nel rettificatore deve equivalere esattamente al calore di diluizione⁵ oppure scomparire del tutto.

Altra condizione posta alla base del ciclo di Carnot è che i fluidi di lavoro siano ideali, analogamente a quanto si assume per il ciclo ideale a compressione. Ciò significa che il calore specifico del refrigerante liquido e vapore lungo le curve limite è nullo; ne consegue che tanto il calore di evaporazione quanto quello di diluizione sono costanti, cioè indipendenti dalla temperatura. Il calore di diluizione dipende allora soltanto dalla concentrazione della soluzione.

⁵Il calore di diluizione è il calore che si libera (nelle reazioni esotermiche) o che viene ceduto (nelle reazioni endotermiche) quando due o più sostanze entrano in soluzione. Tale quantitativo di calore, naturalmente, è lo stesso che si somma o rispettivamente si sottrae al calore da fornire per separare nuovamente i componenti, come avviene nel generatore di una macchina ad assorbimento.

Dopo aver fatto queste premesse, si può rappresentare il ciclo di Carnot in un piano (T, S) (temperatura, entropia), come mostra la figura 19.



Al ciclo di lavoro dell'impianto ad assorbimento viene fornito calore alle temperature T_G e T_E e viene sottratto calore alle temperature T_C e T_A . Il diagramma (T, S) mostra i "rettangoli" che rappresentano le trasformazioni relative alla parte "motrice" del ciclo e alla parte "frigorifera".

La parte motrice, funzionante fra generatore e assorbitore, è individuata dal rettangolo 1, 2, 3, 4, nel quale la trasformazione 1, 2 rappresenta la rigenerazione del vapore di refrigerante, che avviene alla temperatura costante T_G , mentre 3, 4 descrive l'assorbimento, che avviene alla

temperatura costante T_A . Si può allora interpretare la linea 2, 3 come un'espansione adiabatica e la linea 4, 1 come una compressione adiabatica della soluzione. La freccia disegnata indica il "senso di marcia" del ciclo. Il calore fornito nel generatore equivale dunque all'area 1, 2, 10, 9.

Allo stesso modo si può vedere illustrato dalla spezzata 5, 6, 7, 8 il ciclo della macchina frigorifera vera e propria, o meglio della parte refrigerante dell'impianto ad assorbimento. La linea 5, 6 rappresenta l'evaporazione a temperatura T_E e la linea 7, 8 la liquefazione a temperatura T_C . L'effetto frigorifero (calore sottratto) è quindi misurato dall'area del rettangolo 6, 5, 10, 11, mentre il calore di condensazione è contrassegnato col rettangolo 7, 8, 10, 11. Anche qui il verso di percorrenza delle trasformazioni del ciclo è indicato dalla freccia.

In questo contesto si deve però osservare che una completa interpretazione delle singole linee di questa rappresentazione del processo d'assorbimento e un loro paragone con le corrispondenti trasformazioni del ciclo reale incontra delle difficoltà, date in particolare dal fatto che trasformazioni che avvengono alla stessa pressione, ma a temperature diverse, come pressappoco la rigenerazione e la condensazione da una parte, e l'evaporazione e l'assorbimento dall'altra, sono nel diagramma (T, S) completamente separate.

Si possono meglio comprendere le osservazioni esposte, se si chiarisce che, da un punto di vista termodinamico, un impianto frigorifero ad assorbimento può essere interpretato come un motore termico accoppiato ad una macchina frigorifera a compressione. Se ora si immagina che entrambe le macchine lavorino secondo il ciclo di Carnot, allora il rettangolo 1, 2, 3, 4 descrive il lavoro compiuto dal motore termico, macchina che lavora fra le temperature T_G e T_A , mentre l'area del rettangolo 5, 6, 7, 8 rappresenta il lavoro ricevuto dal compressore frigorifero.

Nel caso ideale, che è quello che si sta discutendo, non compare in questa rappresentazione nessun lavoro meccanico fornito dall'esterno, poichè il lavoro compiuto dalla macchina termica viene interamente sfruttato per l'alimentazione del compressore. In conseguenza di ciò le aree dei rettangoli 1, 2, 3, 4 e 5, 6, 7, 8 devono essere uguali, e quantità di calore contrassegnate da aree sul diagramma (T, S) si dirigono all'esterno soltanto in apparenza.

Da questo punto di vista l'area del rettangolo 1, 2, 10, 9 misura il calore di riscaldamento della macchina termica fornito alla temperatura più alta T_G , e l'area 6, 5, 10, 11 l'effetto frigorifero Q_e . L'area 7, 8, 3, 4, 9, 11 misura le quantità di calore Q_c e Q_a sottratte nel condensatore e nell'assorbitore alle temperature intermedie T_C e T_A ; l'assorbitore è considerato, per così dire, come il condensatore della macchina termica, interpretata come macchina a vapore.

Le temperature T_C e T_A non sono generalmente troppo diverse tra loro, e T_A può essere, a seconda delle circostanze, maggiore o minore di T_C . Ciò dipende, ad esempio, dall'ordine in cui l'acqua (o l'aria) di raffreddamento percorre in serie l'assorbitore e il condensatore. Può anche accadere che T_C sia uguale a T_A , se ad esempio il fluido di raffreddamento alimenta in parallelo i due componenti. In quest'ultimo caso, in figura 19 le linee 7, 8 e 3, 4 giacciono sulla stessa isoterma $T_M = T_C = T_A$.

Si può procedere ora a descrivere il bilancio termico del ciclo di Carnot, per poter stabilire l'efficienza della macchina frigorifera fin qui descritta.

Dalle condizioni poste alla base di questo ciclo ideale derivano le:

$$Q_p = 0 \quad \text{e} \quad Q_r = 0 \quad (9)$$

essendo Q_p l'equivalente del lavoro della pompa della soluzione e Q_r il calore di rettificazione. Il bilancio termico si riduce allora a:

$$Q_g + Q_e = Q_c + Q_a \quad (10)$$

in conformità col primo principio, che stabilisce che la somma delle quantità di energia entranti ed uscenti da un sistema termodinamico deve essere nulla.

Applicando ora il secondo principio al ciclo di Carnot di una macchina ad assorbimento, ne risulta la relazione:

$$\frac{Q_g}{T_G} + \frac{Q_e}{T_E} = \frac{Q_c}{T_C} + \frac{Q_a}{T_A} \quad (11)$$

Risolvendo la (10) e la (11) rispetto al rapporto Q_e/Q_g , si trova:

$$\frac{Q_e}{Q_g} = \frac{1}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \cdot \left[\left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_G} \right) - \frac{Q_a}{Q_g} \cdot \left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_A} \right) \right] \quad (12)$$

Dalle premesse fatte sull'ampiezza di degasaggio (infinitamente piccola), deriva che la concentrazione della soluzione è costante, e, come già accennato, è costante anche il calore di evaporazione, mentre il calore di diluizione dipende solo dalla concentrazione. Dal momento che, inoltre, nello scambiatore ideale la portata infinitamente grande di soluzione scambia perfettamente calore con la soluzione altrettanto cospicua che fluisce dall'assorbitore al

generatore e che lavora fra le stesse temperature, le uniche quantità di calore scambiate con l'esterno sono il calore fornito nel generatore e quello ceduto nell'assorbitore, cui vanno sommati algebricamente rispettivamente il calore di separazione e quello di diluizione, che sono evidentemente identici. Si ha allora:

$$Q_a = Q_g \quad (13)$$

Per l'effetto frigorifero utile si deduce quindi l'espressione:

$$\varepsilon = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{\left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_G} \right)}{\left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C} \right)} \quad (14)$$

Si è assunto nella (14) e anche in figura 19 che esista una certa differenza fra la temperatura di assorbimento e quella di condensazione; tale differenza è tuttavia irrilevante ai fini del bilancio termico, e si può quindi porre:

$$T_M = (T_C + T_A)/2 \quad (15)$$

Si ottiene quindi dalla (14):

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1}{T_M} - \frac{1}{T_G} \right)}{\left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_M} \right)} \quad (16)$$

La (14) e la (16) si basano in definitiva sulle condizioni che si possono stabilire nei cicli chiusi per gli scambi di calore e lavoro e per le proprietà delle soluzioni. T_E e T_C sono infatti la temperatura di evaporazione e quella di condensazione del refrigerante, T_A si assume pari alla minima temperatura raggiunta nel fluido che raffredda la soluzione che si arricchisce nell'assorbitore, mentre T_G si ricava da un appropriato diagramma di stato della miscela impiegata, utilizzando la linea di concentrazione ξ corrispondente alla temperatura T_A e alla tensione di vapore p_E (pressione d'evaporazione), intersecata dalla linea d'ebollizione corrispondente alla pressione p_C (pressione di condensazione).

Il ciclo di Lorenz

Il ciclo di Carnot ha come presupposto, per la sua realizzazione, che il mezzo ambiente, dal quale il calore è prelevato o al quale il calore è ceduto, sia un serbatoio di capacità infinita, nel quale non avviene alcuna variazione di temperatura.

Nella realtà si usano invece fluidi refrigeranti o riscaldanti con portata finita, la cui temperatura varia perciò durante i cambiamenti di stato. Ne deriva che non sono realizzabili processi isotermi completamente reversibili.

Su questa base Lorenz ha sostituito le trasformazioni isoterme del ciclo di Carnot con trasformazioni politropiche, nelle quali i fluidi di lavoro della macchina frigorifera stanno alla stessa temperatura (mutevole) delle sorgenti termiche calde o fredde, che può aumentare o diminuire nel corso del processo.

Siano ad esempio T_{wi} e T_{wu} rispettivamente la temperatura di ingresso e quella d'uscita dell'acqua di raffreddamento relativamente alla condensazione del refrigerante, e T_{si} e T_{su} le temperature di ingresso ed uscita della salamoia⁶ relativamente al processo di evaporazione; le temperature costanti T_w e T_s del ciclo di Carnot sono ora sostituite dalle rispettive temperature:

$$T_{w'} = \frac{T_{wu} - T_{wi}}{\ln T_{wu} - \ln T_{wi}} \quad \text{e:} \quad T_{s'} = \frac{T_{su} - T_{si}}{\ln T_{su} - \ln T_{si}} \quad (17)$$

In generale è sufficiente, quando la differenza tra le temperature T_{wi} e T_{wu} e rispettivamente T_{si} e T_{su} non è troppo grande, sostituire le medie aritmetiche:

$$T_w = T_{wm} = (T_{wi} + T_{wu})/2 \quad ; \quad T_s = T_{sm} = (T_{si} + T_{su})/2 \quad (18)$$

Si può porre, analogamente, per il fluido caldo⁷:

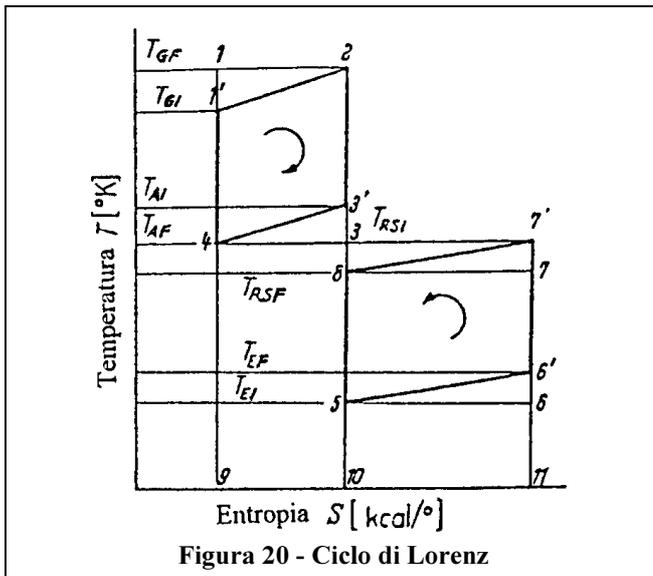
$$T_{Vm} = (T_{Vi} + T_{Vu})/2 \quad (19)$$

Il ciclo di Lorenz si adatta quindi molto meglio alle trasformazioni che interessano mezzi che cedono o acquistano calore, ed è perciò particolarmente idoneo ad essere applicato alle macchine ad assorbimento, anche nel caso di quelle particolari trasformazioni a temperatura variabile che sono la rigenerazione e l'assorbimento.

Nella figura 20 è tracciato sul piano (T, S) un ciclo di Lorenz per una macchina frigorifera ad assorbimento, ove le trasformazioni isoterme sono sostituite da politropiche. La rigenerazione procede allora fra le temperature T_{GI} e T_{GF} (inizio e fine della trasformazione) e l'assorbimento nel campo di temperatura compreso fra T_{AI} e T_{AF} , e così via. T_{GF} corrisponde alla temperatura prima costante T_G del ciclo di Carnot e T_{AF} alla precedente temperatura T_A .

⁶Dal momento che in generale si possono raggiungere nell'evaporatore anche temperature largamente inferiori agli 0°C, il fluido che cede il calore d'evaporazione al refrigerante non può essere acqua pura, ma una soluzione di acqua e additivo (per esempio il glicole etilenico), per evitare che la formazione di ghiaccio possa interrompere la circolazione.

⁷Il fluido caldo può essere ad esempio del vapore di scarto, supponendo che il generatore della macchina sia alimentato con dei cascami di altri processi; quanto si dice è però altrettanto valido, naturalmente, per macchine alimentate a fiamma diretta.



Il calore acquistato ad alta temperatura è ora individuato dall'area trapezoidale 1', 2, 10, 9 ed è più piccola rispetto all'equivalente calore del ciclo di Carnot della quantità corrispondente all'area 1', 1, 2.

L'evaporazione procede ora fra la temperatura d'inizio T_{EI} , corrispondente alla precedente T_E , e la temperatura più alta T_{EF} , che rappresenta la temperatura d'ingresso della salamoia.

Il calore sottratto Q_e è descritto dall'area trapezoidale 6', 5, 10, 11, maggiore rispetto al caso precedente del quantitativo misurato dall'area 5, 6', 6.

Col ciclo di Lorenz è dunque aumentato da un lato il calore sottratto, e dall'altro è diminuito il calore da fornire ad alta temperatura: ne deriva un bilancio termico più vantaggioso.

Si può ora scrivere il bilancio termico del ciclo di Lorenz, in modo del tutto analogo al ciclo di Carnot, sostituendo semplicemente alle temperature costanti T_G , T_C , T_A e T_E le temperature medie prima calcolate.

Va rimarcato a questo punto che il ciclo di Lorenz lavora con un'ampiezza di degasaggio finita, perciò l'affermazione fatta a proposito del ciclo di Carnot, riguardante il lavoro della pompa, che sarebbe interamente fornito dalla "turbina idraulica", a rigore non è più valida.

L'errore che si compie nel ritenerla ancora valida è, tuttavia, ancora trascurabile nel caso del ciclo di Lorenz.

Il ciclo teorico di riferimento

Analogamente al caso del ciclo a compressione, anche per il ciclo ad assorbimento si può fissare un ciclo ideale di riferimento che tenga conto delle sue caratteristiche termodinamiche. Questo ciclo per taluni scopi risulta molto più utile del ciclo di Carnot. Quest'ultimo può essere utilizzato per la determinazione del bilancio termico e del calore fornito al ciclo ideale, ma non consente alcuna valutazione delle altre quantità di calore scambiate durante il processo d'assorbimento. Tali quantità di calore sono però essenziali per il calcolo delle dimensioni dell'apparecchiatura di una macchina ad assorbimento.

Si può certamente derivare anche dal ciclo ideale il processo d'assorbimento dell'impianto reale, tenendo conto di tutte le incompletezze e le deviazioni, ma tale procedimento ha lo svantaggio di far perdere facilmente la visione d'insieme sull'influenza delle singole trasformazioni non portate interamente a compimento, o addirittura di far considerare queste incompletezze come inevitabili.

Per questo motivo è opportuno formulare un ulteriore ciclo di riferimento teorico, che può essere impiegato soprattutto per il calcolo del processo d'assorbimento e per la valutazione delle dimensioni dell'apparecchiatura.

Il ciclo di riferimento teorico deve essere fissato in modo che possa descrivere il comportamento di una coppia di fluidi reali e che preveda trasformazioni a temperatura variabile. La condizione di adiabaticità dell'espansione del refrigerante liquido e del solvente viene lasciata cadere. Si assumono dunque un'ampiezza di degasaggio finita ed una circolazione di soluzione anch'essa finita. Sono mantenute per contro le condizioni di completo assorbimento e completa rigenerazione, il che significa il raggiungimento delle concentrazioni limite teoricamente possibili, e di completa rettificazione, vale a dire che la sostanza assorbente non ha una propria tensione di vapore. Oltre a ciò si presuppone che tutti gli scambi termici internamente al ciclo del refrigerante e della soluzione siano completi e cioè reversibili.

Questo ciclo teorico di riferimento privo di perdite corrisponde al ciclo di funzionamento delle macchine ad assorbimento reversibili descritto da Altenkirch.

Si possono calcolare il calore teoricamente necessario Q_{gt} ed il fabbisogno della pompa, per un fissato calore sottratto Q_e , dal diagramma (h, ξ) o da un qualunque diagramma di stato della miscela, e si può successivamente calcolare l'effetto utile ϵ_t del ciclo teorico di riferimento.

Tale processo è riferito in generale al comportamento "interno" del ciclo, e si presuppone che vi siano differenze finite di temperatura fra i mezzi esterni (fluidi riscaldanti, fluidi di raffreddamento, salamoie) ed il refrigerante o la soluzione.

Il diagramma $\log p, 1/T$

Per la rappresentazione del ciclo di lavoro di un impianto ad assorbimento il diagramma (T, S) non è molto adatto, poichè in esso non sono espresse esplicitamente le grandezze caratteristiche del processo d'assorbimento e le concentrazioni dei componenti. Bisogna allora trovare un altro diagramma di stato, che includa anche la rappresentazione della concentrazione

della miscela e delle relazioni di tipo complesso intercorrenti fra i componenti della miscela stessa, oltre alle consuete grandezze termodinamiche fondamentali. Si può innanzitutto pensare ad un diagramma che riproduce per tali miscele le relazioni caratteristiche fra pressione, temperatura e concentrazione, ove per il momento non sia stabilito quale grandezza si debba scegliere come ordinata, quale come ascissa e quale come parametro.

E' stato creato a tale scopo, in un passato non molto lontano, un diagramma di stato nel quale il logaritmo della pressione compare come ordinata ed il reciproco della temperatura assoluta come ascissa, mentre la concentrazione compare come parametro. Questo diagramma è dunque preferito, rispetto alle altre possibili disposizioni delle tre citate grandezze di stato, dal momento che, come sarà esposto meglio in seguito, si fonda su di un principio termodinamico esatto ed illustra anche, in modo diretto ed evidente, le relazioni termodinamiche conosciute, in special modo il bilancio termico di Carnot.

Tale diagramma, detto diagramma di Oldham, trae origine dall'applicazione dell'equazione di Clausius-Clapeyron al cambiamento di stato di un fluido costituito da un unico componente. Tale equazione, com'è noto, esprime la variazione di pressione con la temperatura in funzione della variazione di entalpia (calore latente), della differenza di volume specifico tra le due fasi e della temperatura stessa:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\Delta h}{T \cdot \Delta v} \quad (20)$$

Considerando un processo d'ebollizione, trascurando il volume specifico del liquido rispetto a quello del vapore e ipotizzando che il vapore obbedisca alla legge dei gas perfetti, la (20) diventa:

$$\frac{d \ln p}{d\left(\frac{1}{T}\right)} = -\frac{\Delta h}{R} \quad (21)$$

ove R è la costante dei gas.

Se poi si assume Δh indipendente dalla temperatura, l'equazione può essere facilmente integrata dando:

$$\ln p = \frac{\Delta h}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T} \right) \quad (22)$$

ove T_b è la temperatura d'ebollizione.

La (22) esprime una relazione di tipo lineare tra $\ln p$ e $1/T$. Rappresentando tale relazione su di un piano ($\ln p$, $-1/T$) si ottiene quindi una retta. In tale piano le temperature vanno crescendo nel verso positivo delle ascisse. Confrontando le curve ($\ln p$, $-1/T$) reali con tali rette, si osserva che le differenze sono estremamente esigue.

Per quanto riguarda il valore di Δh , si può adottare una correlazione empirica che esprime il calore latente molare in funzione della temperatura d'ebollizione T_b ("regola di Trouton"):

$$\Delta h = 22 \cdot T_b \quad [\text{kJ/kmole}] \quad (23)$$

Sostituendo la (23) nella (22) e passando dai logaritmi naturali a quelli in base 10 si ottiene:

$$\log_{10} p = 4.8 \cdot \left(1 - \frac{T_b}{T} \right) \quad (24)$$

L'accuratezza di tale equazione si può verificare in tabella (3) (rif. /11/), che dà le pressioni calcolate con la (24) a partire da temperature corrispondenti ad una pressione reale di 10 atm, per diversi refrigeranti. Nell'ultima colonna si può leggere l'errore sulla temperatura equivalente.

Refrigerante	T _b (K)	temperatura a 10 atm	pressione calcolata (atm)	errore sulla temperatura (°C)
NH ₃	240	299	8.8	-5
SO ₂	263	329	9.2	-3
CH ₃ NH ₂	267	333	8.9	-5
CH ₃ OH	338	412	7.3	-14
H ₂ O	373	454	7.2	-14
R22	232	296	10.9	+4
R12	243	315	12.5	+9
R21	282	360	11.0	+5

Tabella 3 - Confronto dati reali - dati calcolati applicando la regola di Trouton

Nel caso di sostanze che si trovino in soluzione, la relazione che sussiste, durante i processi di separazione, fra la tensione di vapore p_i° del componente i-esimo e la temperatura della soluzione, è del tipo ("equazione di Antoine"):

$$\ln p_i^\circ = A - \frac{B \cdot r}{(C + T)} \quad (25)$$

ove A, B e C sono costanti caratteristiche di ciascuna sostanza ed r è il calore latente di evaporazione. Come si può osservare, la (24) è un caso particolare della (25).

Anche la (25) può essere rappresentata su di un piano di Oldham, e tale rappresentazione risulta di particolare efficacia nel caso delle macchine ad assorbimento se il componente cui si riferisce l'equazione è il refrigerante. Sul piano ($\log_{10} p^\circ$, $-1/T$) si possono allora disegnare infinite rette (le (25)), ciascuna corrispondente ad una diversa concentrazione ξ del refrigerante in soluzione.

Le deduzioni sopra esposte valgono anche, sotto le medesime condizioni, per cambiamenti di fase simili, per i quali si deve aggiungere al calore di evaporazione r un ulteriore calore latente, ad esempio la "tonalità termica" o "calore di soluzione".

Si può allora sostituire al posto di r la somma $L = r + l$, ottenendo un'equazione del tipo:

$$\ln p_i^\circ = A' - \frac{B' \cdot L}{(C' + T)} \quad (26)$$

Con la (26) si assume anche che non sono evaporate percettibili quantità di soluzione insieme al refrigerante, e che quindi scompare la pur piccola tensione di vapore della sostanza assorbente.

Sul piano ($\log_{10} p^\circ$, $-1/T$), nel caso ideale, la (26) rappresenta ancora una famiglia di rette. Nel caso di sostanze reali si ha invece una deviazione dalla linea retta, dal momento che non

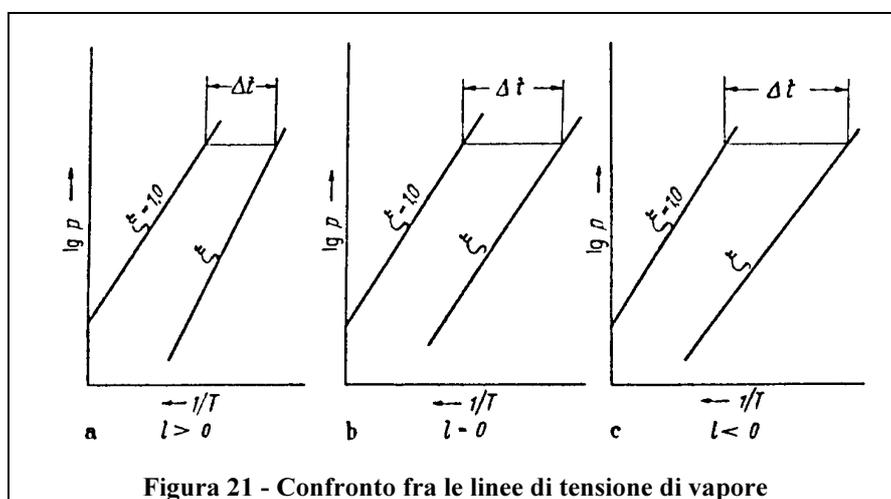
sono più valide le premesse fatte per il caso ideale. Ad esempio, infatti, non vale più in maniera esatta la legge dei gas, soprattutto alle alte pressioni, e i calori di evaporazione e di soluzione posseggono una dipendenza seppure piccola dalla temperatura, infine, si deve tenere conto in molti casi della tensione di vapore propria della sostanza assorbente. Ne consegue che le curve di vaporizzazione nel piano in questione sono rette solo approssimativamente.

Le deviazioni dalla linearità sono tuttavia così piccole che in molti casi possono essere trascurate.

Di questo tipo di rappresentazione è stato fatto grande uso per gli impianti ad assorbimento.

L'esame dei campi di solubilità in un diagramma ($\log_{10} p^\circ, -1/T$) (che in seguito indicheremo semplicemente come $(\log p, 1/T)$), mette inoltre bene in evidenza le proprietà dei sistemi binari.

Dalla (21) deriva che l'inclinazione delle curve di tensione di vapore dipende, per le sostanze pure, innanzitutto del calore di evaporazione, oltre che dalla costante R , sulla quale influisce il peso molecolare. Tanto più è grande il calore di evaporazione (all'incirca a parità di peso



molecolare) tanto più è ripida la retta d'ebollizione sul diagramma.

Ciò fa capire bene, ad esempio sul diagramma della soluzione acqua-ammoniaca, lo sviluppo molto più ripido della linea d'ebollizione dell'acqua pura rispetto a quello dell'ammoniaca pura, corrispondente ad un calore d'evaporazione

circa doppio dell'acqua rispetto all'ammoniaca, con un peso molecolare circa uguale. Per le linee d'ebollizione della miscela vale la stessa relazione, solo che ora al posto del calore d'evaporazione r si ha il calore totale $L = r + l$. Il procedere della pendenza delle linee d'ebollizione della miscela a confronto delle linee di tensione di vapore dei componenti puri, dipende dalla grandezza l . Se questo calore di soluzione è positivo, cioè durante lo scioglimento della sostanza in soluzione viene liberato calore, allora la pendenza delle curve di tensione di vapore della miscela è maggiore che nel caso dei componenti puri, e viceversa. Per un calore di soluzione nullo la pendenza è la stessa dei componenti puri e le linee procedono parallele fra loro.

Nella figura 21 sono messi a confronto questi tre differenti casi per mezzo del suddetto diagramma $(\log p, 1/T)$. Un'altra grandezza condizionata dall'entità del calore di diluizione è la differenza di temperatura ΔT fra la temperatura del solvente e quella dei componenti, a parità di pressione e concentrazione ξ . Se $l > 0$ tale differenza è minore, e viceversa. Questa differenza di temperatura ha importanza nella valutazione dell'utilità di una data miscela per un ciclo ad assorbimento, come sarà meglio chiarito più avanti.

Nel punto 1 la linea della concentrazione ξ'_r incontra la linea della pressione p_C , il che significa che in questo punto la soluzione comincia a bollire.

Inizia perciò la rigenerazione dei componenti, che si estende fino al punto 6. Durante questa trasformazione la soluzione viene riscaldata dalla temperatura T_{GI} alla temperatura T_{GF} , mentre la concentrazione della soluzione diminuisce nuovamente fino a ξ'_p .

La temperatura finale T_{GF} della rigenerazione dipende in generale dalla temperatura del mezzo che fornisce calore. Per uno scambio termico ottimale fra mezzo caldo e soluzione, essa è circa 5-10°C più bassa della più alta temperatura del mezzo caldo. Per uno scambio termico completo essa è uguale alla temperatura del mezzo caldo. La concentrazione ξ'_p della soluzione povera è fissata, come mostra la figura, da questa temperatura finale T_{GF} e dalla pressione di condensazione p_C .

La soluzione povera è successivamente raffreddata nello scambiatore e inviata nella valvola di laminazione, poi immessa nell'assorbitore. Nella figura è mostrato che la temperatura minima alla quale essa è raffreddata nello scambiatore delle soluzioni ed eventualmente in un altro refrigeratore in serie, è data dal punto 5.

Soltanto al raggiungimento di questa temperatura T_{AI} l'assorbimento può cominciare.

Il percorso del refrigerante è indicato, nella parte iniziale, dalla linea tratteggiata 1, 2 tra il generatore e il condensatore. Segue poi il raffreddamento del refrigerante liquido nel sottoraffreddatore e subito dopo l'espansione (linea 2, 3). Per finire si ha l'evaporazione ed il deflusso del refrigerante gassoso dall'evaporatore all'assorbitore (linea 3, 4).

Il ciclo della soluzione di questo impianto monostadio, come emerge dalla figura, è fissato tramite i punti 4 e 6, e ricavato univocamente nei punti 1 e 5.

I punti 4 e 6 oltre che dalla temperatura $T_M = T_C = T_{AF}$, sono caratterizzati dalle pressioni p_E e p_C , che a loro volta sono determinate dalle temperature T_E e T_M .

Si delinea perciò per il ciclo completo monostadio una dipendenza da tre temperature:

- a) la temperatura d'evaporazione richiesta T_E , che a sua volta ha come presupposto la temperatura della salamoia, dell'aria o di un qualsiasi altro mezzo esterno. In caso di scambio completo la temperatura T_E è uguale alla desiderata temperatura di refrigerazione.
- b) La temperatura di condensazione e assorbimento T_M , che coincide con la temperatura data del fluido di raffreddamento T_{wf} nel caso di scambio completo.
- c) La temperatura di rigenerazione T_{GF} , che dipende dalla temperatura della sorgente calda esterna, e che coincide con essa nel caso di scambio completo.

In quest'analisi si è assunto che la temperatura di condensazione e quella finale di assorbimento siano uguali, che l'acqua di raffreddamento sia sufficiente per far avvenire la condensazione, e che condensatore ed assorbitore siano raffreddati in parallelo (cosa che non avviene quasi mai nella pratica). Quest'ultima condizione ha sul calcolo un'influenza del tutto trascurabile.

La dipendenza da tre temperature (o campi di temperatura) che è stata individuata, rappresenta la caratteristica principale del processo di assorbimento, a differenza del ciclo a compressione, nel quale entrano in gioco solo due temperature.

Il ciclo è allora fissato a partire dal valore di tre variabili indipendenti, e quindi si delinea una maggiore possibilità di variazione per l'impostazione del ciclo di una macchina ad assorbimento, rispetto ad una macchina a compressione.

Questa dipendenza da (almeno) tre temperature presuppone anche una certa adattabilità dell'impianto alle particolari condizioni di esercizio.

Si osserva inoltre che la condensazione e l'evaporazione sono individuate da un'unica temperatura, mentre la rigenerazione e l'assorbimento si sviluppano in un campo di temperature. In particolare, la rigenerazione si sviluppa a temperature crescenti e l'assorbimento a temperature decrescenti; sul diagramma sono segnate le temperature teoriche iniziali e finali.

I campi di temperatura nel generatore e nell'assorbitore sono tanto più estesi quanto più è grande la differenza di concentrazione fra soluzione ricca e povera (ampiezza di degasaggio).

Il diagramma mostra un po' meno chiaramente gli scambi interni di calore, perchè non dà la misura delle quantità di calore scambiate.

Indicando con c_r il calore specifico della soluzione ricca fra T_{GI} e T_{AF} e con c_p quello della soluzione povera fra T_{GF} e T_{AI} , si trovano per lo scambio completo nello scambiatore delle soluzioni le relazioni espresse nel seguito.

La soluzione povera cede nell'impianto teorico con scambio completo la quantità di calore:

$$q_p = (f - 1) \cdot (T_{GF} - T_{AI}) \cdot c_p \quad (27)$$

ove con f si è indicato il "fattore di ricircolazione", rapporto fra la portata di soluzione ricca e la portata di refrigerante. La relazione si riferisce perciò ad 1 kg di refrigerante circolante.

Nella (27) si assume che la soluzione si raffreddi dalla temperatura T_{GF} di fine rigenerazione alla T_{AI} di inizio assorbimento.

Indicando con T_{AF} la temperatura di fine assorbimento, la soluzione ricca giunge nello scambiatore con tale temperatura, e lì si scalda in controcorrente con la soluzione povera fino a T_{Gi} , temperatura con la quale entra nel generatore.

Si deve allora distinguere fra la temperatura teorica di inizio rigenerazione T_{GI} , alla quale la soluzione inizia a bollire, e la temperatura T_{Gi} con la quale essa entra realmente nel generatore.

Dipendentemente dalla capacità termica delle soluzioni, può essere $T_{Gi} \geq / < T_{GI}$.

Se l'ampiezza di degasaggio è grande e quindi la circolazione specifica della soluzione è piccola, la capacità termica della soluzione povera è piccola rispetto alla ricca, ed è $T_{Gi} < T_{GI}$. Con circolazione grande, le due temperature sono più vicine. A certe condizioni può anche risultare $T_{Gi} > T_{GI}$, soprattutto quando nell'assorbitore è previsto uno scambio rigenerativo tramite il quale la soluzione arriva già riscaldata nello scambiatore, ma nel generatore non è contemplato alcun ricircolo di soluzione povera.

In tal caso alla fine dello scambiatore si può raggiungere o addirittura superare la temperatura iniziale della rigenerazione.

Con queste premesse, si trova per lo scambiatore delle soluzioni:

$$q_{SS} = q_p = (f - 1) \cdot c_p \cdot (T_{GF} - T_{AI}) = f \cdot c_r \cdot (T_{Gi} - T_{AF}) \quad (28)$$

Risolvendo rispetto all'incognita T_{Gi} :

$$T_{Gi} = T_{AF} + \frac{f - 1}{f} \cdot \frac{c_p}{c_r} \cdot (T_{GF} - T_{AI}) \quad (29)$$

Dato che il fattore di ricircolazione è⁸:

$$f = \frac{\xi_{v'} - \xi_p}{\xi_r - \xi_p} \quad (30)$$

con $\xi_{v'}$, concentrazione del vapore di refrigerante, e quindi:

$$f - 1 = \frac{\xi_{v'} - \xi_r}{\xi_r - \xi_p} \quad (31)$$

si trova dalle precedenti l'espressione:

$$\frac{f - 1}{f} = \frac{\xi_{v'} - \xi_r}{\xi_{v'} - \xi_p} \quad (32)$$

Sostituendo nella (29) e ponendo $c_p \cong c_r$:

$$T_{Gi} = T_{AF} + \frac{\xi_{v'} - \xi_r}{\xi_{v'} - \xi_p} \cdot (T_{GF} - T_{AI}) \quad (33)$$

con la quale si può individuare il punto 1'.

Quando però $T_{Gi} > T_{GI}$, la (29) e rispettivamente la (33) non possono più essere usate, poichè in quel caso la parte eccedente del calore ceduto dalla soluzione povera è usato per surriscaldare la soluzione ricca. Il punto 1' cade allora fra 1 e 6.

⁸Questa espressione verrà giustificata analiticamente nel capitolo relativo ai bilanci energetici.

Lo schema di funzionamento delle macchine reali

Il ciclo reale degli impianti frigoriferi ad assorbimento si allontana in misura non trascurabile sia dai cicli di Carnot e di Lorenz che dal ciclo ideale descritto nel paragrafo precedente.

Queste differenze risiedono da un lato (rispetto al ciclo di Carnot), nell'uso di una coppia di fluidi reali anzichè ideali e nell'utilizzo di un'ampiezza di degasaggio finita, dall'altro (rispetto a tutti i cicli ideali), nella non completa reversibilità degli scambi termici esterni ed interni, in un incompleto assorbimento ed eventualmente in un'incompleta rettificazione, e così via.

Queste differenze vanno tenute presenti nel calcolo e nella valutazione di un impianto reale.

Come nel caso di una macchina a compressione, per il calcolo di un impianto si può partire dal ciclo teorico di riferimento, per poi procedere ad individuare le differenze del ciclo reale rispetto a questo ciclo di riferimento. In linea di principio è anche possibile fare riferimento al ciclo di Carnot, o meglio ancora al ciclo di Lorenz.

Le differenze (perdite irreversibili) rispetto al ciclo ideale devono essere singolarmente accertate, e si deve poi tentare di comprenderne l'influenza tramite la formulazione del grado di efficienza, in base al quale possono essere valutate numericamente.

Il processo di funzionamento di un impianto monostadio completamente reversibile, mostrato in fig. 22, era contrassegnato da un'ampiezza di degasaggio finita, da un arricchimento completo della soluzione fino alla massima concentrazione teoricamente possibile, ed inoltre da uno scambio termico interno completamente reversibile, cui si aggiunge eventualmente una rettificazione completa del refrigerante rigenerato. Si aveva anche uno scambio termico completo con le sorgenti esterne. Rispetto a ciò il ciclo reale si differenzia per numerose deviazioni e perdite che saranno ora esaminate singolarmente.

Scambio termico interno incompleto (irreversibile)

Le trasformazioni di scambio termico interne al ciclo avvengono principalmente negli scambiatori di calore, ma anche in altri componenti, come l'assorbitore o il generatore, quando vi sia un "ricircolo di soluzione" per scopi rigenerativi, o quando la sovrapposizione dei campi di temperatura consente uno scambio termico fra parti dell'assorbitore e del generatore, o, infine, quando il calore di rettificazione viene sottratto alla soluzione "ricca".

L'ipotesi di scambio termico completo presuppone per questi componenti una superficie di scambio infinitamente grande, e si può considerare la massima quantità di calore teoricamente scambiabile.

La superficie di scambio reale è però di dimensioni finite, cosicchè anche la quantità di calore Q_{SA} è minore di quella teorica Q_{SAth} . Facendo il rapporto di queste quantità si ottiene l'efficienza dello scambiatore:

$$\eta_{SA} = \frac{Q_{SA}}{Q_{SAth}} \quad (34)$$

Il caso più semplice si ha quando le sostanze, allo stato liquido o vapore, subiscono una costante variazione di temperatura, senza che entri in gioco calore latente.

Si indichi ora con Γ_1 la portata del fluido più caldo e con c_1 il suo calore specifico, con t_{1i} la temperatura d'ingresso e con t_{1u} quella d'uscita, e con i simboli corrispondenti ma col pedice 2 le analoghe grandezze relative al fluido freddo, e si considerino costanti i calori specifici c_1 e c_2 nel campo di temperature considerato.

Si definiscano inoltre le capacità termiche, di grande significato in questa trasformazione:

$$w_1 = \Gamma_1 \cdot c_1 \quad \text{e} \quad w_2 = \Gamma_2 \cdot c_2 \quad (35)$$

Nello scambio in controcorrente, come si ha normalmente nelle macchine ad assorbimento, si assume allora per la massima quantità di calore teoricamente scambiabile la quantità:

$$Q_{SAth} = (t_{1i} - t_{1u}) \cdot w_{\min} \quad (36)$$

ove w_{\min} è il minimo valore fra w_1 e w_2 . La differenza $(t_{1i} - t_{1u})$ è la massima variazione di temperatura che si può avere in uno scambiatore in controcorrente.

Se il fluido che cede calore ha anche la minore capacità termica, la sua temperatura d'uscita t_{1u} si avvicina allora alla temperatura d'ingresso del fluido freddo, e la differenza di temperatura all'"estremità fredda" $(t_{1u} - t_{2i})$, nel caso ideale di una superficie di scambio infinitamente grande, è quindi pari a zero.

Nel caso opposto, quando la minore capacità termica è quella del fluido freddo, la temperatura d'uscita t_{2u} è uguale a quella d'entrata del fluido caldo e con ciò la differenza di temperatura all'"estremità calda" è: $t_{1i} - t_{2u} = 0$.

Se le capacità termiche sono uguali, cioè $w_1 = w_2$, si ricade allora nel caso ideale di scambiatore infinitamente grande, e si ha: $t_{1u} = t_{2i}$, $t_{1i} = t_{2u}$.

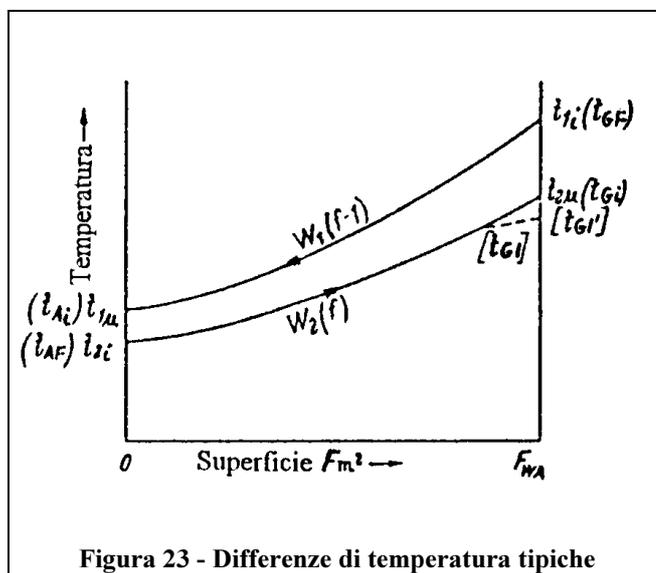


Figura 23 - Differenze di temperatura tipiche

Negli scambiatori reali, di superficie finita, le differenze finali di temperatura tra i fluidi che scambiano calore possono assumere valori compresi fra 4 e 8°C per scambi liquido-liquido e fra 8 e 15°C per scambi liquido-gas oppure gas-gas, in funzione del tipo e delle dimensioni delle superfici di scambio così come delle proprietà e capacità termiche dei fluidi circolanti.

In quanto esposto si è implicitamente supposto che non vi siano perdite di calore verso l'esterno, o che almeno queste non siano rilevanti; tale ipotesi rende la suindicata differenza $(t_{1i} - t_{1u})$ non trascurabilmente più elevata.

Si prenda ad esempio lo scambiatore delle soluzioni di una macchina ad assorbimento: per la soluzione "povera" che cede calore è $w_1 = (f - 1) \cdot c_p$ e per la soluzione "ricca" è $w_2 = f \cdot c_r$.

Dato che c_p e c_r non sono molto diversi fra loro, e che $f > f - 1$, ne consegue che la soluzione "povera" ha la minore capacità termica, e quindi la più piccola differenza di temperatura si presenta all'"estremità fredda".

Nella fig. 23 sono illustrate le temperature tipicamente risultanti per la soluzione "povera" e per quella "ricca". Quando la soluzione "povera" si raffredda nello scambiatore delle soluzioni reale da T_{GF} a T_{Ai} , mentre nel caso ideale potrebbe raggiungere T_{AI} , temperatura d'ingresso della soluzione "ricca", l'efficienza dello scambiatore risulta:

$$\eta_{SS} = \frac{T_{GF} - T_{Ai}}{T_{GF} - T_{AI}} \quad (37)$$

Assorbimento incompleto

Nella macchina ideale, l'assorbimento procede reversibilmente alla corrispondente pressione d'evaporazione p_E , cioè fra il refrigerante gassoso e la soluzione assorbente, regna l'equilibrio in ogni stato, che è contraddistinto anche dalla pressione di saturazione p_S , mentre l'intero assorbimento è ad uguale pressione p_E .

Nell'assorbimento reale, innanzitutto la pressione del refrigerante gassoso nell'assorbitore p_A è più bassa della pressione di saturazione; per le perdite di carico fra evaporatore ed assorbitore è anche $p_A < p_E$ o $p_A = p_E - p_{perd}$. Poichè nell'assorbitore possono trovarsi anche degli incondensabili, la pressione totale, che si potrebbe misurare con un manometro collegato all'assorbitore, è: $p_A' = p_A + p_i$, mentre la pressione da utilizzare nei calcoli è la sola p_A , del resto non molto differente da p_E .

Nella trasformazione di assorbimento si possono distinguere uno scambio di massa e uno scambio di calore. Si ha una migrazione del refrigerante verso la soluzione, che cresce di concentrazione. E' necessario sottrarre, allora, non soltanto il calore di condensazione e quello

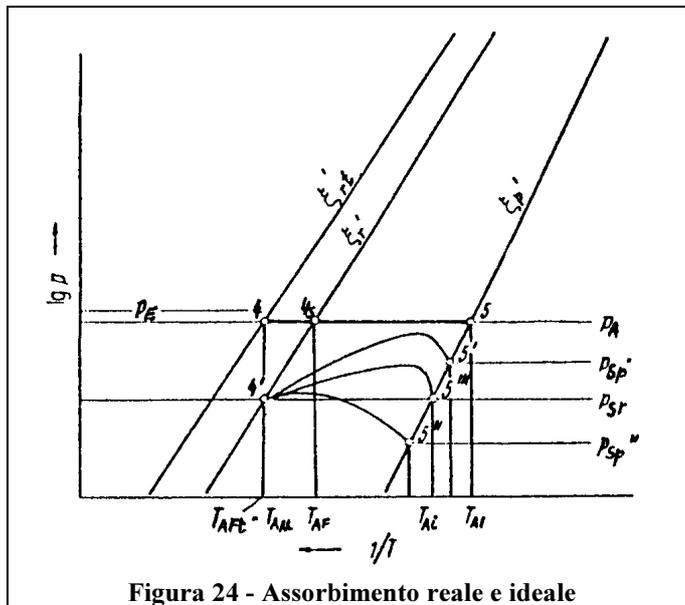


Figura 24 - Assorbimento reale e ideale

di diluizione, ma bisogna anche costantemente raffreddare la soluzione, affinché al sottoraffreddamento corrisponda un suo ulteriore arricchimento.

A causa dell'assorbimento non costante del vapore, la quantità di calore da sottrarre cresce verso la fine del processo d'assorbimento.

Nella figura 24 sono messi a confronto l'assorbimento ideale e quello reale. Quello ideale procede lungo la linea 5, 4; la soluzione si arricchisce da $\xi_{sp'}$ a $\xi_{rt'}$ e si raffredda da T_{AI} a T_{AF} . Entrambe le trasformazioni, cioè l'incremento della concentrazione e l'abbassamento della temperatura,

avvengono nel processo ideale in modo costante, ovvero per passi infinitamente piccoli. In ogni stato si può perciò, in teoria, invertire il processo, e trasformare l'assorbimento in una rigenerazione.

L'assorbimento ideale non necessita solo di una superficie di scambio infinita per la rimozione del calore d'assorbimento, ma anche di una superficie di contatto infinita per l'attuazione dello scambio di massa fra il vapore e la soluzione assorbente, e richiede un tempo infinito.

L'apparecchio reale possiede al contrario solo una superficie di scambio finita e deve assorbire fissate quantità di vapore in un tempo finito; la trasformazione subisce necessariamente una deviazione dalla reversibilità.

Così come per lo scambio termico è richiesto un efficace dislivello di temperatura per la trasmissione del calore, così, in modo analogo, per lo scambio di massa è necessario un efficace "gradiente di pressione parziale" fra la pressione del fluido allo stato gassoso e la soluzione assorbente. E' questa differenza di pressione che porta, per così dire, il vapore in soluzione.

In modo molto simile a quanto avviene per lo scambio termico, questo gradiente, a parità di altre condizioni, deve essere tanto più elevato quanto più è piccola la superficie di contatto e quanto più è breve il tempo di assorbimento.

Con pressioni date del refrigerante, p_E e rispettivamente p_A , bisogna instaurare un gradiente efficace abbassando la pressione parziale della soluzione p_S , il che si ottiene sottoraffreddando la soluzione stessa. Solitamente la soluzione "povera" in ingresso all'assorbitore è già sottoraffreddata fino a T_{Ai} di qualche grado al di sotto della sua temperatura d'assorbimento T_{AI} , e tutto l'assorbimento avviene in condizioni di sottoraffreddamento. Nella fig. 24 è mostrato il punto d'ingresso della soluzione povera alla concentrazione ξ_p' del punto 5', alla temperatura T_{Ai} e alla pressione parziale p_{Sp}' . Il punto d'uscita della soluzione "ricca" è contrassegnato in modo analogo dal punto 4', che si trova alla pressione parziale p_{Sr} , alla concentrazione ξ_r' e alla temperatura T_{Au} .

A seconda del grado di sottoraffreddamento con cui avviene la trasformazione, la pressione parziale della soluzione "povera" può essere maggiore (punto 5'), uguale (5'') o minore (5''') della pressione parziale p_{Sr} . Il decorso della trasformazione reale fra i punti 5' (o rispettivamente 5'' o 5''') e 4', può essere in generale rappresentato da linee curve, come mostra la figura 23.

Normalmente si ha un assorbimento molto forte all'ingresso della soluzione nell'assorbitore, mentre la pressione parziale p_S cresce verso p_A . Di conseguenza viene quasi raggiunta la pressione di saturazione teorica, e quindi l'assorbimento rallenta; successivamente la pressione parziale della soluzione assorbente si abbassa fino alla pressione finale p_{Sr} sotto l'effetto del sottoraffreddamento più o meno rapido.

La più intensa sottrazione di calore di raffreddamento è influenzata, dopo il raffreddamento iniziale, da questa lenta diminuzione della pressione parziale. L'andamento della curva d'assorbimento 5', 4' dipende in modo molto marcato dalla forma costruttiva dell'assorbitore e dalle condizioni di funzionamento, e può assumere aspetti molto diversi fra loro. L'andamento reale non è determinabile a priori, ma può essere ricavato da misure sull'apparecchio già realizzato.

Mentre nell'assorbimento ideale il punto 4 è ottenuto dall'intersezione fra la temperatura T_{AFt} dipendente dal fluido di raffreddamento e la concentrazione ξ_{rt}' , nell'assorbimento reale si può

raggiungere solo un arricchimento ξ_r' , corrispondente alla temperatura $T_{Au} = T_{AFt}$ e alla pressione parziale della soluzione p_{Sr} .

Mentre la pressione p_A , sotto l'ipotesi che l'assorbitore non contenga una quota di incondensabili, può essere direttamente misurata dal manometro dell'assorbitore, la pressione parziale p_{Sr} (e la corrispondente p_{Sp}) è da determinarsi solo indirettamente con l'ausilio della concentrazioni misurate della soluzione ξ_r' e rispettivamente ξ_p' e delle temperature misurate T_{Au} e T_{Ai} , da un apposito diagramma di stato della miscela. Nella pratica perciò non si effettuano i calcoli col "gradiente di pressioni parziali", ma riferendosi al sottoraffreddamento della soluzione.

Il punto finale dell'assorbimento, riferendosi alla pressione p_A , è (apparentemente) il punto 4_S, alla temperatura T_{AF} . In realtà la soluzione si trova nel punto 4', che mostra un sottoraffreddamento della soluzione rispetto alla pressione p_A . Indicando con T_{Au} la temperatura di questo punto, la differenza $(T_{AF} - T_{Au})$ dà la misura del sottoraffreddamento della soluzione. Si può dire, allora, che l'assorbimento reale avviene con un sottoraffreddamento più o meno intenso della soluzione assorbente, poichè deve procedere in un tempo finito con finite superfici di scambio. Questo sottoraffreddamento è quindi una grandezza molto significativa per tutte le trasformazioni di assorbimento.

Ponendo l'attenzione sul punto finale dell'assorbimento, la grandezza $(T_{AF} - T_{Au}) = (t_{AF} - t_{Au})$ può assumere, per macchine ad acqua-ammoniaca, un valore compreso fra 3 e 20°C e più, a seconda del tipo di assorbitore e delle condizioni di funzionamento.

Il reale arricchimento della soluzione è dato dalla differenza $(\xi_r' - \xi_p')$, mentre l'arricchimento teoricamente possibile è $(\xi_{rt}' - \xi_p')$. Facendo il rapporto di questi valori si ottiene l'efficienza dell'assorbimento:

$$\eta_a = \frac{\xi_r' - \xi_p'}{\xi_{rt}' - \xi_p'} \quad (38)$$

L'assorbimento incompleto si ripercuote quindi sull'arricchimento della soluzione, producendo un aumento del fattore di circolazione f .

Indicando con f_t ed f rispettivamente la circolazione per arricchimento completo fino a ξ_{rt}' e quella del caso reale, è:

$$f_t = \frac{\xi'' - \xi_p'}{\xi_{rt}' - \xi_p'} \quad \text{e:} \quad f = \frac{\xi'' - \xi_p'}{\xi_r' - \xi_p'} \quad (39)$$

essendo ξ'' la concentrazione del vapore che giunge al condensatore, così si può esprimere l'efficienza η_a anche con l'espressione:

$$\eta_a = \frac{f_t}{f} \quad (40)$$

In seguito alla maggiore portata di soluzione dovuta all'incompleto assorbimento, sono maggiori anche la quantità di calore scambiata nello scambiatore delle soluzioni e quelle cedute o fornite nell'assorbitore e nel generatore, il che conduce ad un abbassamento del COP.

Anche la necessità di sottoraffreddare la soluzione assorbente al di sotto della temperatura teorica porta ad una maggiore cessione di calore nell'assorbitore e indirettamente anche ad una fornitura di calore ancora maggiore nel generatore (effetto che può però essere bilanciato con un recupero termico interno). L'assorbimento incompleto ha perciò come conseguenza, sotto molteplici aspetti, il verificarsi di perdite irreversibili ed un peggioramento dell'effetto utile.

Se si confronta l'assorbimento di una macchina ad assorbimento con la corsa d'aspirazione di una macchina a compressione, si può dire che l'efficienza η_a in certo qual modo corrisponde al rendimento volumetrico λ del compressore. Entrambe le efficienze sono una misura dell'effettiva aspirazione di refrigerante rispetto a quella teoricamente possibile. Come un cattivo rendimento volumetrico di un compressore richiede un grande volume d'aspirazione, e quindi un'apparecchiatura di grandi dimensioni, così con una minore efficienza d'assorbimento è richiesta una maggiore superficie di scambio. A causa della maggiore circolazione di soluzione è inoltre richiesta una maggiore portata della pompa come un più grande scambiatore delle soluzioni e qualche volta una maggiore superficie di riscaldamento nel generatore.

Una cattiva efficienza di assorbimento ha anche un'influenza indiretta, come già detto, sulla fornitura di calore nel generatore e sul bilancio termico complessivo, così come una più bassa efficienza volumetrica del compressore ha influenza sull'entità del fabbisogno energetico e quindi sull'effetto utile della macchina a compressione.

Mettendo a rapporto l'arricchimento reale e quello teoricamente possibile, si ha:

$$z_a = \frac{\xi_r'}{\xi_{rt}'} \quad (41)$$

Questo valore numerico ("rapporto di soluzione") è in certo qual modo un'efficienza d'assorbimento per $\xi_p' = 0$, ed è più idoneo dell'efficienza per confrontare fra loro le trasformazioni d'assorbimento e le soluzioni costruttive degli assorbitori, poichè prescinde dalla concentrazione della soluzione "povera".

Evaporazione incompleta

Con una miscela ideale o una miscela senza una propria tensione di vapore, nel generatore viene vaporizzato il solo refrigerante, e questo refrigerante vaporizzato si comporta nelle apparecchiature successive, il condensatore e l'evaporatore, esattamente come un refrigerante in una macchina a compressione, cioè evapora nell'evaporatore senza "resti" e a temperatura costante.

Quando però la sostanza assorbente possiede una propria tensione di vapore, ed è mescolata al refrigerante in percentuale più o meno consistente a seconda del grado di rettificazione, nell'evaporatore avviene un'evaporazione (o per meglio dire un degasaggio) della miscela a temperatura crescente.

La più alta temperatura d'evaporazione non può in generale oltrepassare la richiesta temperatura d'evaporazione, ovvero la temperatura iniziale di questo degasaggio, che si indica con T_{EI} , deve essere più bassa della temperatura d'evaporazione T_E del refrigerante puro.

Se la temperatura iniziale di degasaggio del refrigerante "sporco" dalla soluzione è T_{EI} e quella finale è T_{EF} , in generale è:

$$T_{EI} < T_E \quad , \quad T_{EF} = T_E \quad (42)$$

Di conseguenza, la pressione che si può misurare nell'evaporatore, p_E^* , è più bassa della temperatura d'evaporazione del refrigerante puro.

Nella figura 25 è mostrata la trasformazione sul piano $\log p, 1/T$. L'evaporazione del refrigerante puro avviene in corrispondenza del punto 3, a pressione p_E e temperatura T_E .

Se il liquido giunge all'evaporatore con una concentrazione $\xi_i'' < 1$, evapora per primo del refrigerante più puro alla temperatura T_{EI} corrispondente alla pressione p_E^* (punto 3'), e, nella misura in cui il liquido dell'evaporatore si impoverisce di refrigerante, la temperatura cresce fino a $T_{EF} = T_E$ alla concentrazione $\xi'' = \xi_i''$ (punto 3'').

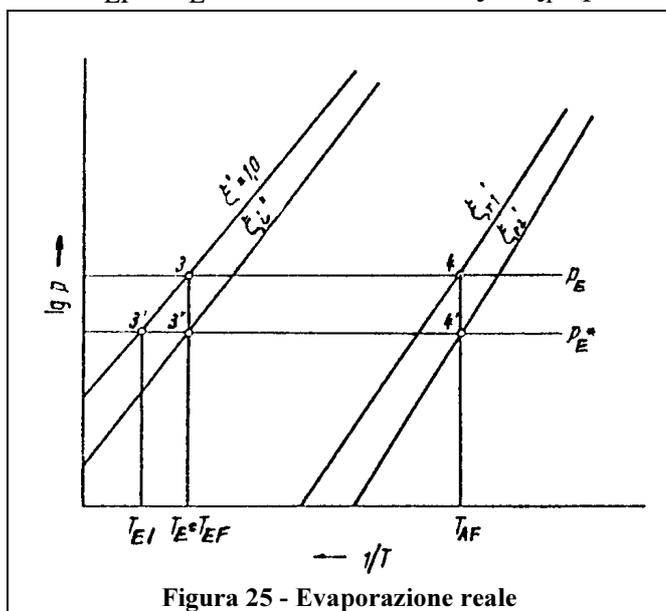


Figura 25 - Evaporazione reale

Un manometro posto sull'evaporatore indicherebbe la pressione p_E^* , ad una temperatura effettiva T_{EI} . Questa è la ragione per la quale macchine ad acqua ammoniacca con dispositivi di rettificazione insufficienti o addirittura assenti, lavorano con pressioni d'evaporazione apparentemente molto basse.

Come si può desumere ancora dalla figura 25, il contenuto di soluzione presente nel refrigerante ha un'ulteriore conseguenza sfavorevole. A causa dell'abbassamento della pressione d'evaporazione fino a p_E^* , è diminuita la concentrazione della soluzione ricca da ξ_{r1}' a ξ_{r2}' , alla fissata temperatura

d'assorbimento T_{AF} (punti 4 e 4'), e quindi è minore anche l'ampiezza di degasaggio. Ciò ha come conseguenza una maggiore circolazione di soluzione, con gli effetti già discussi sul bilancio termico. In particolare, però, la soluzione presente nell'evaporatore influenza direttamente l'entità del calore sottratto. Riferendosi, per comodità di esposizione, alla miscela acqua-ammoniaca, avviene che, quando l'ammoniaca nell'evaporatore contiene ancora un po' d'acqua, quest'ultima non evapora alla temperatura mediamente bassa che vige nel componente, ma resta allo stato liquido, trattenendo con sé una parte dell'ammoniaca, ad una concentrazione che dipende dalla pressione p_E^* e dalla temperatura finale d'evaporazione T_{EF} .

La soluzione ancora allo stato liquido, con l'evaporazione dell'ammoniaca diventa sempre più ricca d'acqua, e si ha, come accennato, un aumento di temperatura.

L'entità della perdita sul calore sottratto dipende dalla porzione di ammoniaca che resta legata all'acqua alla temperatura finale T_{EF} . Tale porzione è infatti perduta ai fini della refrigerazione.

Se alla pressione d'evaporazione p_E^* e alla temperatura finale d'evaporazione T_{EF} la concentrazione d'equilibrio della soluzione assume il valore ξ_{EF}' , significa che si hanno ξ_{EF}' kg d'ammoniaca su $(1 - \xi_{EF}')$ kg d'acqua, e di conseguenza vanno persi con ogni kg d'acqua:

$$\frac{\xi_{EF}'}{1 - \xi_{EF}'} \quad \text{kg d'ammoniaca (il contenuto d'ammoniaca è ora$$

espresso in kg di ammoniaca su kg di assorbente).

Per ogni kg d'acqua che non evapora, vanno persi per la refrigerazione:

$$\varphi_1 = 1 + \frac{\xi_{EF}'}{1 - \xi_{EF}'} = \frac{1}{1 - \xi_{EF}'} \quad \text{kg di miscela.}$$

Se nella miscela generata, liquefatta e poi giunta nell'evaporatore sono contenuti $(1 - \xi_i'')$ kg d'acqua, allora vanno persi per la refrigerazione:

$$\varphi = \frac{1 - \xi_i''}{1 - \xi_{EF}'} \quad \text{kg.}$$

Se il calore sottratto all'ammoniaca pura ammonta a q_{er} , per la miscela "sporca" d'acqua si trova il calore:

$$q_e^* = (1 - \varphi) \cdot q_{er} = \frac{\xi_i'' - \xi_{EF}''}{1 - \xi_{EF}''} \cdot q_{er} \quad (43)$$

La perdita in effetto frigorifero dipende allora, oltre che dal contenuto d'acqua del vapore prodotto, anche dal contenuto d'acqua della soluzione corrispondente al punto finale d'evaporazione.

Se perciò i vapori vengono estratti dall'evaporatore con una temperatura proporzionalmente molto più alta (cioè appaiono surriscaldati in maniera considerevole), il contenuto d'acqua è minore e diminuisce anche la perdita sul calore sottratto. Il valore $(1 - \varphi)$ può essere allora interpretato anche come un grado di efficienza dell'evaporazione, e dà una misura della diminuzione di potenza causata dal contenuto d'acqua del refrigerante.

A seconda della forma costruttiva dell'evaporatore, l'acqua non evaporata rimasta o viene trascinata via sotto forma di goccioline nebulizzate dal vapore di refrigerante, e giunge così nell'assorbitore (come avviene negli evaporatori a serpentina), oppure si accumula nella parte

inferiore dell'evaporatore (come avviene negli evaporatori a tubi verticali o a serbatoio) e deve essere da lì estratta periodicamente o continuamente.

Quando dopo l'evaporatore è disposto un sottoraffreddatore, in esso può evaporare ulteriormente la soluzione trascinata dal vapore, ad una temperatura più alta rispetto a quella dell'evaporatore, producendo un aumento dell'effetto frigorifero utile tramite un più forte sottoraffreddamento del refrigerante liquido in controcorrente.

In tal modo si può compensare parzialmente l'effetto negativo causato dalla presenza dell'acqua.

Rettificazione incompleta

Il ciclo di Carnot e anche quello di Lorenz presuppongono una miscela ideale, nella quale per definizione la sostanza assorbente non ha una propria tensione di vapore. Il ciclo teorico di riferimento, al contrario, riguarda una miscela reale, nella quale l'assorbente, sotto certe condizioni, può avere una tensione di vapore più o meno trascurabile. La tensione di vapore della sostanza assorbente è tanto più elevata quanto più sono vicini i punti d'ebollizione del refrigerante e dell'assorbente.

In generale si effettuano i calcoli senza tenere conto di questa tensione di vapore quando la differenza fra i punti d'ebollizione ammonta a circa 200°C, meglio ancora 300°C. Per l'acqua-ammoniaca essa è di appena $(100 - (-33)) = 133^\circ\text{C}$, mentre ad esempio per acqua e acido solforico è di 438°C. In tal caso, perciò, assieme al refrigerante viene espulsa dal generatore anche una parte di sostanza assorbente, e si forma quindi una miscela di vapori, che viene poi liquefatta nel condensatore in questa combinazione, a meno che non siano presi provvedimenti.

Per eliminare o ridurre l'effetto delle sostanze che lavorano insieme, la miscela di vapori deve essere sottoposta a rettificazione.

Mediante condensazione di una parte della miscela, si può portare il vapore ad una concentrazione così forte da poter trascurare il quantitativo di assorbente in esso ancora contenuto.

Il necessario arricchimento avviene solitamente in una colonna di distillazione, seguita da un condensatore a riflusso (cioè raffreddato mediante un ricircolo di soluzione). In quest'ultimo (il rettificatore) condensa una parte della miscela prodotta, che defluisce nuovamente nella colonna di distillazione, ove serve a concentrare il vapore in salita, e poi ritorna nel generatore.

Si può dire, allora, che questo riflusso compie una sorta di ciclo chiuso fra generatore, colonna di distillazione e rettificatore, ed il refrigerante in esso contenuto è perso ai fini dell'effetto frigorifero. Tale quantitativo di refrigerante richiede una fornitura supplementare di calore per la sua rigenerazione, cosa che non si verifica con una miscela ideale, e per questo motivo provoca una riduzione del COP. È evidente che questo calore supplementare è tanto maggiore quanto più è grande il riflusso. Il riflusso corrispondente ad 1 kg di vapore di refrigerante rettificato si chiama "rapporto di riflusso", e nel seguito sarà indicato col simbolo v .

Si deve quindi cercare di rendere il processo di rettificazione più completo possibile, e di mantenere più piccolo possibile il valore del "rapporto di riflusso".

Indicando con v_t il fissato riflusso minimo per un processo teorico di riferimento, e con v il riflusso necessario nel processo reale, si può stabilire come segue un grado di efficienza della rettificazione:

$$\eta_r = \frac{v_t}{v} \quad (44)$$

Secondo la teoria della distillazione, il riflusso minimo corrisponde ad un numero di stadi⁹ infinito, oppure con superfici di scambio di massa infinite.

Più il numero reale di stadi di distillazione si allontana da quello teoricamente necessario, maggiore deve essere il riflusso v e maggiore il calore supplementare.

Un aumento del COP si ottiene, perciò, soltanto mediante un aumento delle apparecchiature.

A seconda della migliore o peggiore bontà del processo di rettificazione realizzato e a seconda delle condizioni di funzionamento, η_r può oscillare fra il 50 e l'80% e in taluni casi può spingersi fino al 98-99%.

Scambio termico incompleto (irreversibile) con le sorgenti esterne

Se gli scambi termici sono completi, la temperatura di rigenerazione deve essere uguale alla più alta temperatura del calorifero, la temperatura di condensazione deve essere uguale alla temperatura d'ingresso del fluido di raffreddamento, e, infine, la temperatura d'evaporazione deve essere uguale alla più bassa temperatura del mezzo da refrigerare.

Nella realtà vi sono delle differenze finali di temperatura di cui si deve tenere conto quando si vuole valutare il "comportamento esterno" di una macchina.

Lo scambio incompleto si manifesta anche negli scambi termici "involontari" con l'ambiente. Fra questi si deve nominare innanzitutto la perdita di calore nell'evaporatore, che produce una riduzione dell'effetto utile, e che è pari alla differenza tra effetto utile lordo ed effetto utile netto.

Di solito di questa perdita si tiene conto, nel calcolo pratico delle macchine frigorifere, maggiorando l'effetto frigorifero netto di una percentuale fra il 5 ed il 10%.

Altra perdita che si verifica nelle macchine ad assorbimento è il rilascio di calore verso l'ambiente, per convezione o per irraggiamento. Essa è rilevante soprattutto per quei componenti che lavorano ad alte temperature, come il generatore, lo scambiatore delle soluzioni ed i condotti di collegamento fra questi due apparecchi.

Questo calore perduto verso l'ambiente deve essere compensato con una maggiore fornitura di calore al generatore. Per ridurre le perdite conviene isolare termicamente la macchina.

Fra queste perdite si devono distinguere quelle verso l'aria ambiente, che, come nel condensatore, nell'assorbitore e nel rettificatore, sono da equiparare al calore asportato intenzionalmente mediante il fluido di raffreddamento, e sono perciò da considerarsi come perdite "utili".

Il calore acquisito durante il processo di rigenerazione dalla soluzione che si "degasa" è il calore Q_g fissato dall'analisi del "comportamento interno" della macchina. Esso può essere

⁹Il concetto di stadio di distillazione sarà esposto nel capitolo relativo alle fenomenologie termofluidodinamiche.

ricavato, per una macchina già costruita, dalla differenza fra le entalpie della soluzione entrante ed uscente e del refrigerante, che si ottiene dalle temperature effettive misurate. Includendo anche lo scambiatore delle soluzioni, si ottengono dal calcolo anche le perdite dell'assorbitore, dello scambiatore delle soluzioni e di un altro eventuale preriscaldatore fra di essi interposto.

Se ora Q_h rappresenta il calore effettivamente ceduto dalla sorgente calda, la differenza fra i due valori rappresenta la perdita di calore dovuta all'irraggiamento e alla convezione.

E' allora $Q_{\text{perd}} = Q_h - Q_g$. Il rapporto fra le due quantità di calore dà l'efficienza del riscaldamento:

$$\eta_h = \frac{Q_g}{Q_h} \quad (45)$$

Per impianti frigoriferi alimentati a vapore (anche di scarto), il calore fornito assume la forma:

$$Q_h = G_V \cdot q_V = G_V \cdot (h_V - h_G) \quad (46)$$

ove G_V è il consumo di vapore (portata in massa del vapore caldo) che corrisponde all'effetto utile Q_e , q_V è il calore ceduto per kg di vapore, h_V è l'entalpia del vapore caldo in ingresso al generatore e h_G è l'entalpia del vapore condensato in uscita dal generatore (o dal preriscaldatore se lo si include), alla temperatura T_G .

Per il riscaldamento diretto con combustibili liquidi o gassosi, si ha, corrispondentemente:

$$Q_h = G_C \cdot H_i \quad (47)$$

ove G_C è la portata di combustibile ed H_i è il suo potere calorifico inferiore.

L'efficienza η_h dipende principalmente dalla natura del mezzo riscaldante e dalla tipologia costruttiva del generatore o caldaia.

Nei grossi impianti i generatori sono a fasci tubieri riscaldati dal vapore, oppure a serpentina, e si hanno anche così perdite piuttosto esigue, mentre nelle macchine di piccola taglia, alimentate a fiamma diretta, nelle quali la fiamma libera attraversa la caldaia o l'avvolge completamente, si può prevedere un minore spreco di calore.

L'efficienza dipende inoltre dal buon isolamento termico delle apparecchiature e delle tubazioni calde, così come dalla collocazione della macchina (al chiuso o all'aperto). Per i generatori a vapore si possono ritenere le perdite di calore per irraggiamento e convezione pari ad un valore fra 75 e 200 kcal/(m²·h) circa per parti isolate, e fra 600 e 1200 kcal/(m²·h) circa per parti non isolate. La tabella 4 fornisce l'efficienza η_h per diversi impianti.

Impianti alimentati a vapore	η_h
Impianti di piccola e media taglia	92÷95%
Impianti all'aperto	92÷95%
Impianti di grossa taglia	94÷98%
Macchine alimentate a gas	80÷90%

Tabella 4 - Confronto fra i valori del rendimento di riscaldamento per diversi impianti ad assorbimento

Nelle macchine alimentate direttamente a combustibile, una parte del calore prodotto va perduto in combustione incompleta, irraggiamento e calore sensibile dei fumi. Le perdite per calore sensibile crescono con l'eccesso d'aria e con la temperatura dei fumi, e i due fattori sono legati fra loro, dal momento che l'eccesso d'aria aumenta con la temperatura dei fumi a causa del migliore tiraggio del camino con i fumi più caldi.

Il riscaldamento diretto viene adottato generalmente nelle macchine di taglia più piccola.

Con il riscaldamento elettrico, il grado d'efficienza si avvicina al 100%. Il calore può andare perduto solo per irraggiamento.

Cadute di pressione

Fra i singoli apparecchi, che lavorano alla stessa pressione secondo il ciclo teorico di funzionamento, si presentano in realtà delle differenze di pressione che sono dovute alle perdite per attrito delle correnti fluide che defluiscono negli apparecchi e nei condotti.

Così, per esempio, la pressione p_G nel generatore è un po' più alta della pressione p_C del condensatore, e la differenza è indotta soprattutto dalle cadute di pressione nel rettificatore. Tale differenza, tuttavia, difficilmente gioca un ruolo rilevante.

Al contrario, può essere importante, in determinate circostanze, la differenza di pressione fra evaporatore e assorbitore, soprattutto in impianti che lavorano con pressioni d'evaporazione piuttosto basse.

Per fare un esempio, se un impianto di congelamento lavora con una temperatura d'evaporazione di -40°C , e con una corrispondente pressione di saturazione dell'ammoniaca di 0.73 ata, e la pressione d'assorbimento è di 0.5 ata, allora la caduta di pressione fra evaporatore e assorbitore ammonta a circa 0.23 ata, e, di conseguenza, con una temperatura finale d'assorbimento di $+30^\circ\text{C}$, la concentrazione della soluzione ricca ammonta a solo 0.192 anziché al valore teorico di 0.243, il che ha un notevole effetto sul ciclo reale.

Le cadute di pressione fra i due apparecchi si hanno principalmente nel sottoraffreddatore interposto fra i due, ma anche attraverso i condotti di adduzione e talvolta internamente all'assorbitore. Soprattutto negli assorbitori tubo in tubo, un tempo frequentemente impiegati, si avevano cadute di pressione ragguardevoli, fino ad 1 atm, il che causava un abbassamento della pressione significativa per il processo d'assorbimento rispetto alla pressione d'evaporazione.

Negli apparecchi moderni la differenza di pressione fra i due apparecchi può ammontare a 0.05÷0.2 atm, o anche meno, a seconda delle dimensioni e della forma degli scambiatori e della lunghezza dei condotti.

Le perdite per attrito provocano l'aumento del fabbisogno di potenza della pompa della soluzione.

Negli apparecchi di scambio si originano spesso delle cadute di pressione ragguardevoli, per effetto della notevole velocità della corrente, che favorisce lo scambio termico riducendo la superficie di scambio necessaria. Ogni singolo caso deve essere quindi valutato singolarmente per poter bilanciare le opposte esigenze.

Presenza di incondensabili

Perdite aggiuntive, rispetto al ciclo ideale, sono dovute alla presenza, prevista o indesiderata, di gas incondensabili. La presenza di un gas inerte è ad esempio prevista nella macchina ideata da Platen e Munters, priva di pompa meccanica della soluzione, e nella macchina a diffusione di Maiuri.

La presenza di un gas inerte causa perdite aggiuntive, che si manifestano nei processi irreversibili di diffusione, negli scambi termici con il fluido gassoso e, infine, nelle perdite di calore nell'evaporatore.

Soprattutto nelle macchine di taglia medio-grande, si può avere la presenza indesiderata di incondensabili, dovuta alle infiltrazioni d'aria nell'impianto a causa della non ermeticità delle apparecchiature in depressione e della pompa della soluzione, oppure alla formazione di sostanze gassose tramite processi chimici di decomposizione.

Questi incondensabili influenzano in modo rilevante il ciclo reale, attraverso l'innalzamento della pressione nei singoli componenti, così come attraverso una riduzione dell'ampiezza di degassaggio ed un peggioramento della trasmissione di calore nelle diverse trasformazioni di scambio termico.

La presenza di aria comporta che la pressione parziale del refrigerante, determinante per il processo, è inferiore a quella misurabile con un manometro, cosicché il ciclo effettivo del refrigerante e della soluzione si sviluppa in un campo di pressione più basso di quello indicato dagli strumenti di misura.

Da ciò ha origine un'apparente incongruenza del ciclo, come per esempio un forte sottoraffreddamento del refrigerante liquido e anche della soluzione "ricca" nell'assorbitore, e così via.

Rappresentazione del processo reale completo

Se si prendono globalmente in considerazione le deviazioni precedentemente descritte del ciclo reale rispetto a quello ideale, si può rappresentare il ciclo completo ancora nel piano ($\log p$, $1/T$), come è illustrato in figura 26.

Le singole deviazioni sono fortemente esagerate per motivi grafici.

Il ciclo teorico è contrassegnato dai punti 1, 2, 3, 4, 5, 6, mentre i punti corrispondenti agli stati termodinamici reali sono indicati dagli stessi numeri ma con l'aggiunta di un asterisco (*).

1) Caduta di pressione fra generatore e condensatore:

la pressione del generatore p_G è maggiore della pressione di condensazione p_C . Il vapore segue la trasformazione 1^* , 2^* .

2) Rettificazione incompleta:

il refrigerante liquefatto ha una concentrazione $\xi_i'' < 1$. La condensazione è rappresentata dal punto 2* (la deviazione dal caso ideale è così piccola, che negli usuali diagrammi di stato è in genere appena percettibile).

3) Evaporazione incompleta:

per l'influenza dell'assorbente il punto 3 si sposta in 3*, e la pressione d'evaporazione è $p_E^* < p_E$ (le deviazioni rispetto ai punti 2 e 3 si hanno naturalmente solo per quelle soluzioni in cui l'assorbente ha una propria tensione di vapore).

4) Caduta di pressione fra evaporatore e condensatore:

la pressione d'assorbimento è $p_A < p_E^*$. Il vapore segue la trasformazione 3*, 4*.

5) Incompleto assorbimento:

per l'attuazione dell'assorbimento reale è necessario un efficace "gradiente di pressioni parziali" ($p_A - p_{Sr}$), che si concretizza in un sottoraffreddamento della soluzione che si arricchisce. L'assorbimento reale viene effettuato in uno stato sottoraffreddato fra i punti 5* e 4*, ove la soluzione si arricchisce da ξ_p' a ξ_r' e si raffredda da T_{Ai} a T_{Au} . Riferendosi alla pressione p_A , l'assorbimento teorico potrebbe procedere fra i punti 5' e 4', ove si realizza un arricchimento fino a ξ_{rtpA}' .

Il sottoraffreddamento della soluzione "ricca" è indicato dalla differenza ($T_{AF} - T_{Au}$).

L'efficienza dell'assorbimento (dalla (38)) è allora:

$$\eta_{aA} = \frac{\xi_r' - \xi_p'}{\xi_{rtpA}' - \xi_p'} \quad (48)$$

Nell'assorbimento reale la pressione parziale p_{Sr} deve essere misurata. Essa è inferiore alla pressione d'evaporazione del refrigerante puro della quantità:

$$p_E - p_{Sr} = (p_E - p_E^*) + (p_E^* - p_A) + (p_A - p_{Sr}) \quad (49)$$

Nella (49) compaiono sotto forma di cadute di pressione le perdite per incompleta evaporazione, per incompleto assorbimento e per attrito, fra evaporatore e assorbitore.

Per quanto riguarda la trasformazione teorica di assorbimento del refrigerante puro alla pressione p_E , trascurando tali perdite, si ottiene in questo caso teorico la linea 5, 4, con la più alta concentrazione di soluzione teoricamente possibile ξ_{rtpE}' . L'efficienza d'assorbimento, riferita alla pressione p_E , è allora:

$$\eta_{aE} = \frac{\xi_r' - \xi_p'}{\xi_{rtpE}' - \xi_p'} \quad (50)$$

6) Rigenerazione incompleta:

nella macchina ideale la soluzione può essere rigenerata fino alla concentrazione ξ_{pt}' alla temperatura di fine rigenerazione T_{GF} e alla pressione di condensazione p_C .

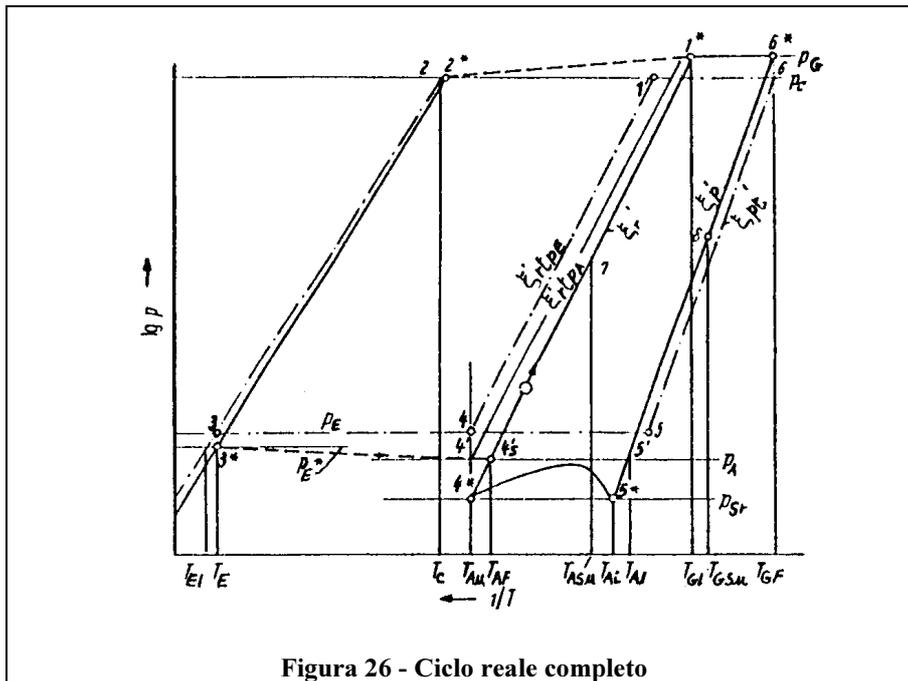


Figura 26 - Ciclo reale completo

In conseguenza dell'aumento della pressione di rigenerazione fino a p_G , il punto finale di rigenerazione si sposta da 6 a 6^* , e la concentrazione effettiva della soluzione "povera" è allora $\xi_{sp}' > \xi_{sp}$. Nella realtà questo aumento di pressione è però così piccolo che si può trascurare.

7) Scambio termico interno incompleto:

Con lo scambio termico completo per

ricircolo di soluzione fra generatore e assorbitore, la soluzione "ricca" alla temperatura T_{Au} potrebbe riscaldarsi fino alla temperatura d'ingresso della soluzione "povera" T_{Ai} .

In realtà la temperatura d'uscita della soluzione "ricca" è $T_{ASu} < T_{Ai}$ (punto 7). Analogamente la soluzione "povera" non si raffredda fino alla temperatura della soluzione "ricca" T_{Gi} (con $T_{Gi} < T_{GF}$), ma solo fino alla temperatura $T_{GSu} > T_{Gi}$.

Se viene a mancare tale scambio termico, e ci si limita allo scambio nello scambiatore delle soluzioni, la soluzione povera è raffreddata da T_{GF} a T_{Ai} , ove T_{Ai} , a seconda dell'efficienza dello scambiatore, è da 4 a 8°C più alta della temperatura d'uscita T_{ASu} della soluzione ricca dall'assorbitore.

L'influenza della presenza di incondensabili non è stata presa in considerazione nella rappresentazione di figura 26.

Considerazioni del tutto analoghe sono valide per il ciclo reale delle macchine multistadio.

Prestazioni tipiche delle macchine commerciali

Le tabelle seguenti si riferiscono a delle macchine frigorifere ad assorbimento di diffusione commerciale, di potenzialità medio-piccola. La prima riguarda una macchina funzionante con una soluzione bromuro di litio-acqua (refrigerante acqua), alimentata ad acqua calda da 75 a 100°C , raffreddata con acqua di torre, che può funzionare anche in riscaldamento, producendo acqua calda anziché acqua refrigerata.

La seconda tabella riporta i dati relativi ad una macchina ad acqua-ammoniaca (refrigerante ammoniaca), raffreddata ad aria, alimentata a gas con fiamma diretta.

MODELLO		WFC-3	WFC-5	WFC-7,5	WFC-10
Potenza frigorifera (*)	kW	10.5	17.4	26.2	34.9
Acqua refrigerata					
Portata del circuito	l/s	0.50	0.83	1.25	1.67
Perdite di carico nell'evaporatore	kPa	57.6	49.0	35.3	38.2
Acqua di raffreddamento					
Potenza	kW	27.9	46.5	63.5	84.8
Temperatura d'ingresso acqua	°C	29.5	29.5	29.5	29.5
Temperatura d'uscita acqua	°C	34.5	34.5	34.5	34.5
Portata del circuito	l/s	1.33	2.22	3.00	4.00
Perdite di carico nel condensatore e nell'assorbitore	kPa	33.3	51.0	68.6	68.6
Circuito elettrico					
Tensione monofase	V	di rete	di rete	200/240	200/240
Potenza	W	252	400	30	30
Peso in esercizio	kg	260	325	670	730

(*) Riferita a temperature di ingresso e uscita dell'acqua refrigerata pari rispettivamente a 14 e 9°C. Ad una temperatura dell'acqua calda pari a 100°C la potenza aumenta del 45%.

Tabella 5 - Prestazioni in raffrescamento di una macchina ad assorbimento a bromuro di litio-acqua raffreddata con acqua di torre.

MODELLO		ASKI 320	ASKI 400	ASKI 520
Portata termica	kcal/h	17000	22700	28400
Potenza frigorifera	F/h	9100	12100	15100
Portata acqua refrigerata	l/h	1640	2180	2730
Portata aria condensatore	m ³ /h	6800	10200	10200
Massima perdita di carico circuito acqua	mH ₂ O	8.2	7.9	7.6
Alimentazione elettrica	V/Hz	220 monofase/50	220 monofase/50	220 monofase/50
Potenza elettrica assorbita	W	875	1000	1275
Peso	kg	250	340	352
Dimensioni				
Lunghezza	mm	838	940	940
Profondità	mm	1118	1320	1320
Altezza	mm	1092	1320	1320

(*) Riferita a temperature di ingresso e uscita dell'acqua refrigerata pari rispettivamente a 12.8 e 7.2°C, e ad una temperatura dell'aria di raffreddamento di 35°C.

Tabella 6 - Caratteristiche di una macchina ad assorbimento ad acqua-ammoniaca raffreddata ad aria.

Analisi critica della possibilità di miglioramento delle prestazioni - Prospettive di sviluppo

Quanto esposto finora si riferisce a cicli a semplice effetto o monostadio. Per tali cicli il COP teorico non può superare l'unità, dal momento che il calore necessario a generare un chilogrammo di refrigerante non è inferiore al calore ceduto quando questo chilogrammo evapora nell'evaporatore.

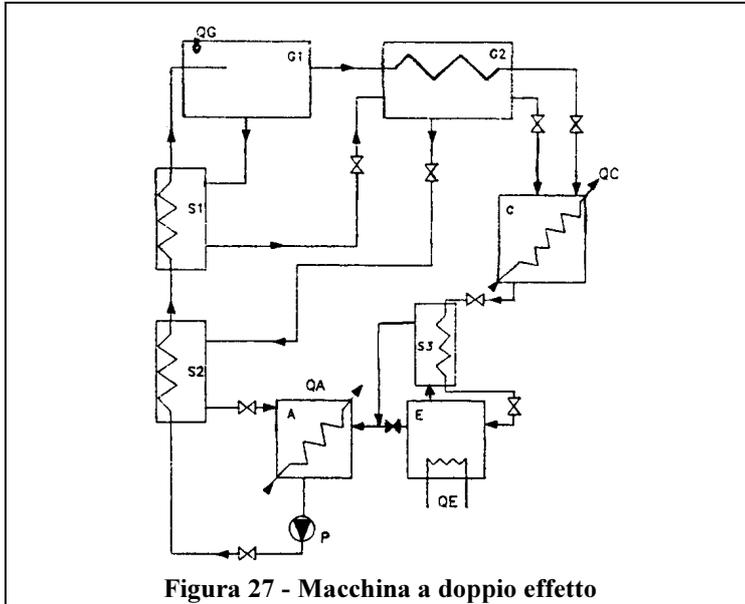


Figura 27 - Macchina a doppio effetto

Per migliorare le prestazioni (elevare il COP), si rende necessario modificare il ciclo termodinamico, ricorrendo, ad esempio, ad un ciclo "a doppio effetto" (vedi figura 27). In questo caso è necessario introdurre un secondo generatore (G2), che sfrutta il calore di condensazione del vapore di refrigerante proveniente dal primo (G1), per produrre ulteriore vapore e portare la soluzione alla concentrazione minima del ciclo. Il refrigerante viene fatto evaporare nel primo generatore a temperatura e pressione più alte rispetto al caso di una macchina a semplice effetto.

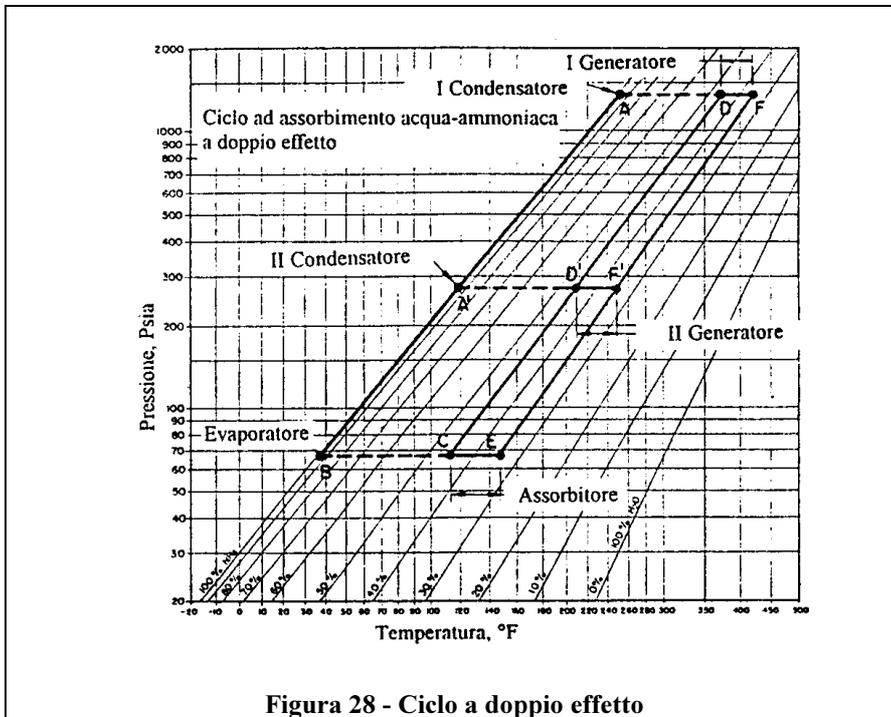


Figura 28 - Ciclo a doppio effetto

Il vapore così generato può cedere il suo calore di condensazione a temperatura relativamente elevata nel secondo generatore, dove si produce una ulteriore quantità di vapore di refrigerante dalla soluzione diluita proveniente dal primo generatore. Il refrigerante prodotto sia nel primo che nel secondo generatore cede il calore di condensazione (C) prima di essere

ricondotto nell'evaporatore (E) dove si ha l'effetto frigorifero utile. Il resto del ciclo si svolge similmente al monostadio. Il limite teorico del COP si sposta, in questo caso, dal valore uno al valore due. Un'unità di massa di refrigerante prodotta nel primo generatore (l'unico cui vada somministrato direttamente calore) può infatti giungere al limite a far evaporare in condensazione un'unità di massa nel secondo generatore. Ai fini pratici, il COP si sposta da valori attorno a 0,7 a valori attorno ad 1,2.

Nella figura 28 è illustrato sul piano ($\log p, 1/T$) un ciclo a doppio effetto con circuito della soluzione in parallelo fra i due generatori, per la miscela acqua-ammoniaca. La linea DF rappresenta la rigenerazione della soluzione nel primo generatore, mentre la prima condensazione avviene nel punto A, ad una temperatura più elevata di quella del generatore di secondo effetto. La seconda rigenerazione è rappresentata dalla linea DF', e la seconda condensazione avviene nel punto A', alla temperatura normale del condensatore. I due fluidi condensati si riuniscono nel punto A', mentre l'evaporazione si verifica nel punto B e l'assorbimento lungo CE. Il ciclo monostadio corrispondente è individuato dalla spezzata A'BCEFD'.

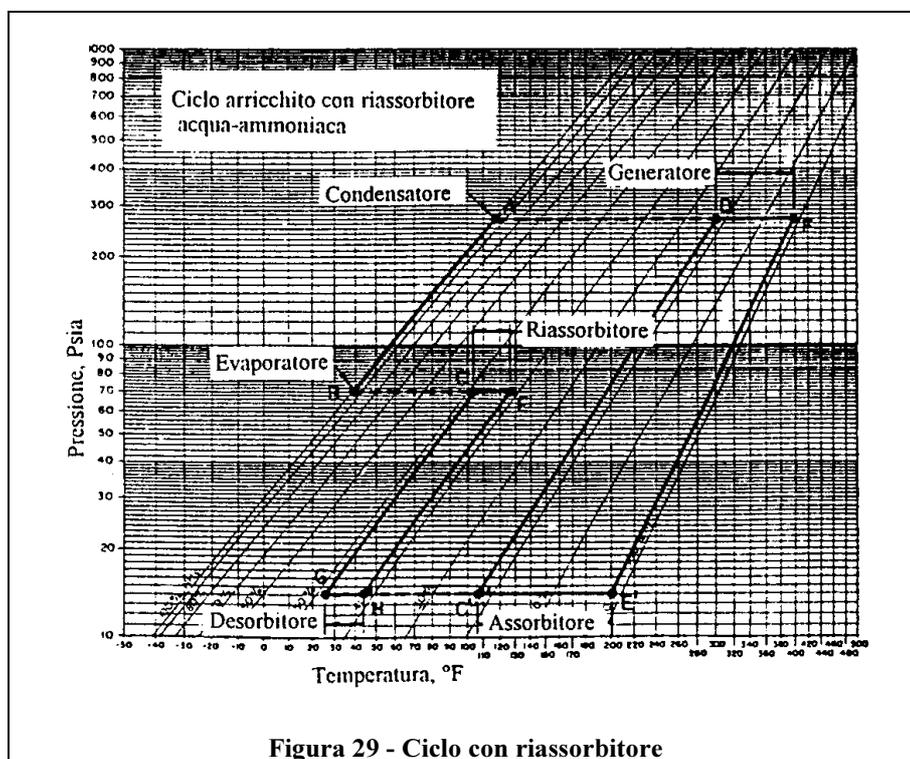
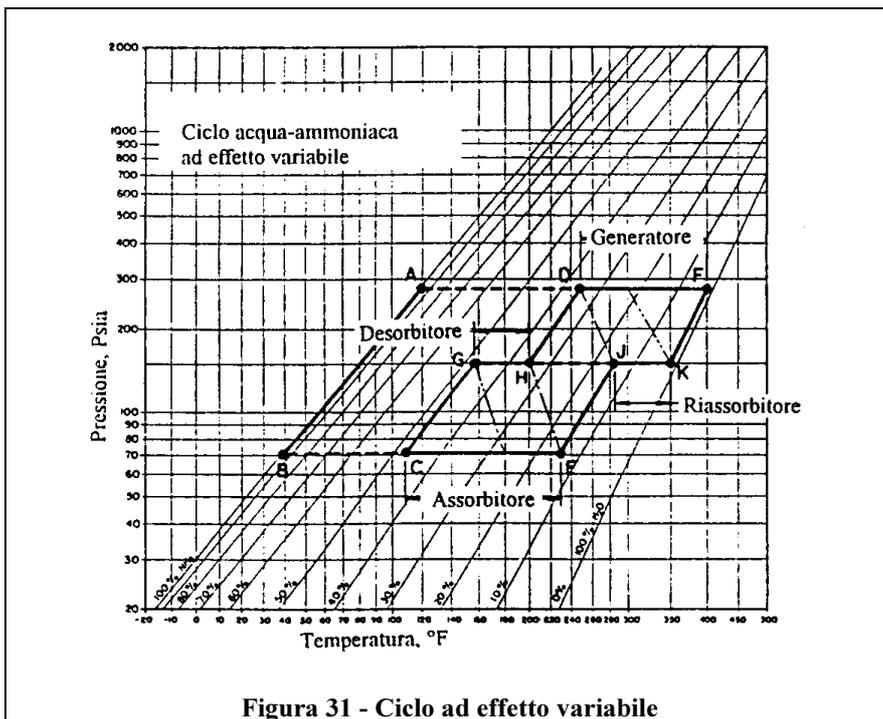
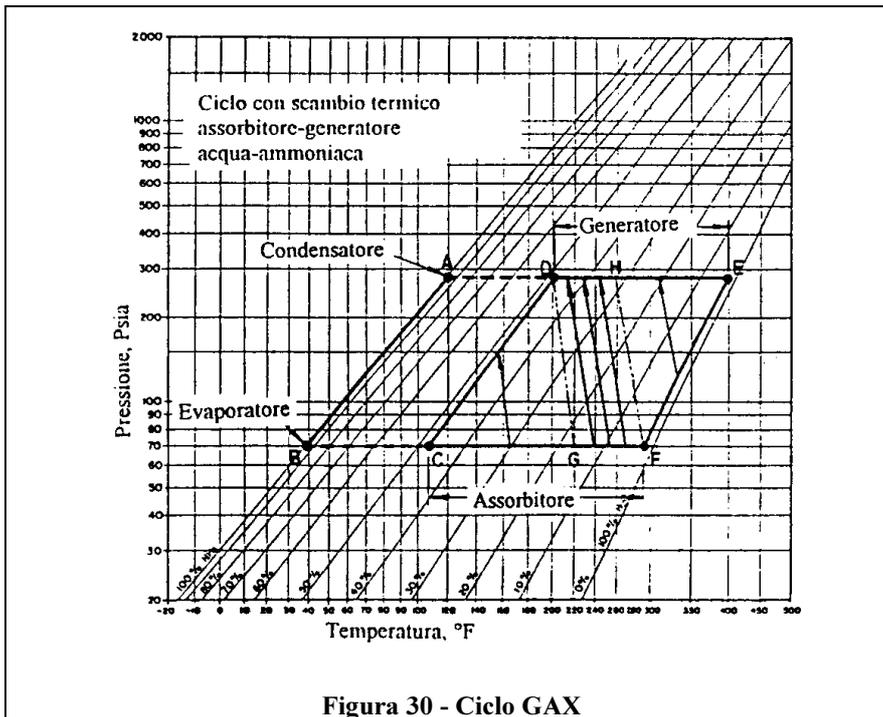


Figura 29 - Ciclo con riassorbitore

vapore di refrigerante proveniente dall'evaporatore viene riassorbito in un riassorbitore (CE), alle normali temperature di assorbimento. La soluzione arricchita proveniente dal riassorbitore (punto C), viene raffreddata in forma liquida in uno scambiatore di calore e perde pressione attraverso un dispositivo di espansione, per desorbire (vaporizzare) il refrigerante dalla soluzione lungo il tratto GH. In questo modo il refrigerante è soggetto ad una doppia evaporazione. Esso viene assorbito lungo C'E'.

Un'altra possibilità di miglioramento delle prestazioni è quella di realizzare un ciclo con riassorbitore.

In questo ciclo (figura 29), sul lato evaporazione viene aggiunto un circuito di riassorbimento-desorbimento. Per far ciò, il funzionamento viene esteso a pressioni più basse di quelle del ciclo normale. Il ciclo comprende i normali condensatore ed evaporatore, che corrispondono in figura ai punti A e B. Il



racchiudono le frecce. L'inclinazione delle linee tratteggiate permette di determinare i dT necessari per la trasmissione del calore.

Il ciclo detto "ad effetto variabile" recupera calore dall'assorbitore trasmettendolo al generatore, ma ciò avviene in due fasi, utilizzando un livello di pressione intermedio. Un

Il ciclo con scambio termico generatore-assorbitore, denominato GAX, funziona alle pressioni del ciclo normale ad uno stadio, ma utilizza le gamme di temperatura più elevate della coppia di fluidi.

Nel ciclo GAX, illustrato in figura 30, il calore alla massima temperatura dell'assorbitore viene trasferito direttamente al generatore, riducendo il fabbisogno di apporto di calore.

Questo trasferimento diretto può verificarsi quando la differenza di temperatura tra le concentrazioni della soluzione "ricca" e di quella "povera" è sufficiente a fornire una sovrapposizione dei campi di temperatura del generatore (DE) e dell'assorbitore (CF).

Nella figura 30, riferita alla miscela acqua-ammoniaca, la sovrapposizione avviene a partire da 200°F (93°C) al punto D, sino a 292°F (144,4°C) al punto F. La sovrapposizione utilizzabile è indicata dalle linee tratteggiate che

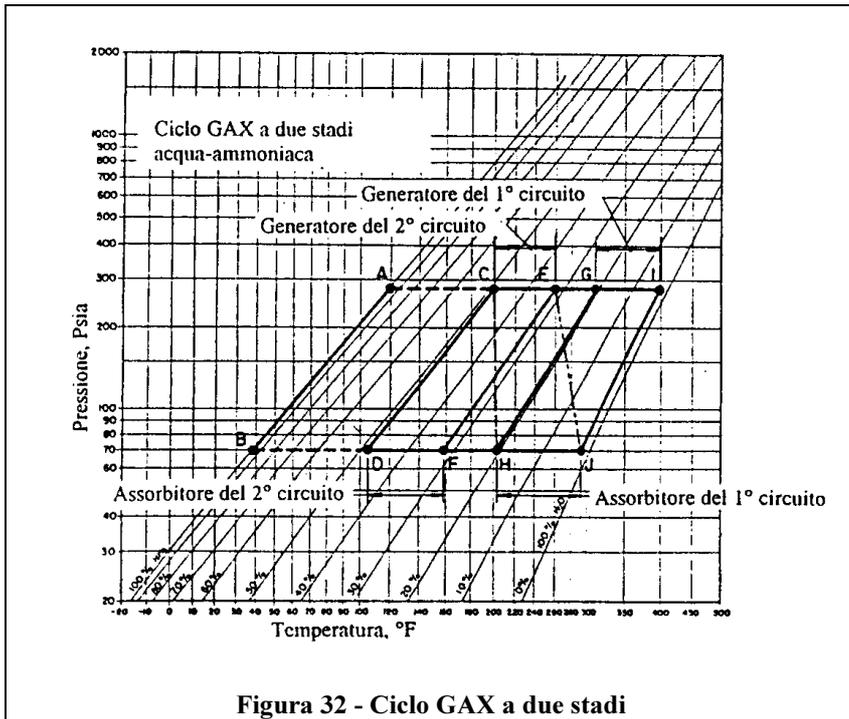
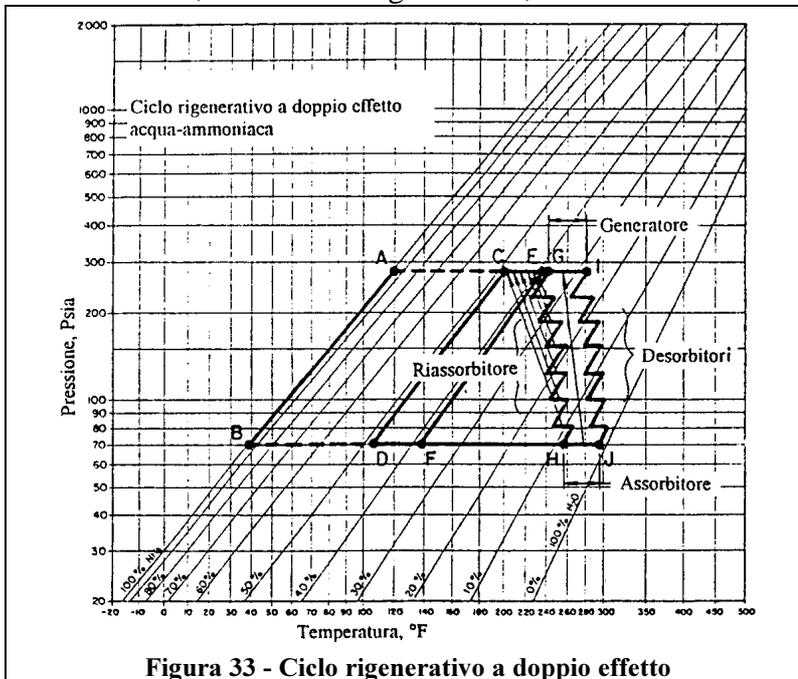


diagramma di questo ciclo è riportato in figura 31. La soluzione "ricca" proveniente dall'assorbitore al punto C viene pompata ad una pressione intermedia al punto G. Qui il liquido viene riscaldato in un desorbitorio (GH), mediante il calore proveniente dall'assorbitore. Il vapore prodotto viene assorbito in un riassorbitore (JK), ad una temperatura più elevata. Il liquido del desorbitorio, parzialmente impoverito, viene allora pompato, lungo HD, al generatore. Il riassorbimento del vapore desorbito arricchisce la soluzione "povera" e produce calore che viene trasmesso al generatore. La gamma di sovrapposizione copre una frazione più ampia di quella dell'assorbitore nel normale ciclo GAX.

Si può anche realizzare un ciclo GAX a due stadi (figura 32), che recupera anch'esso calore dall'assorbitore, inviandolo al generatore, ma il circuito della soluzione viene diviso in due parti,



una con temperature più elevate, per il generatore e per l'assorbitore, rispetto all'altra. Il calore dell'assorbitore del circuito ad alta temperatura (GIJH) fornisce tutto l'apporto di calore al generatore a bassa temperatura (CE). Un potenziale vantaggio di questo ciclo è rappresentato dalla maggiore flessibilità nel controllo della concentrazione della soluzione, nonché delle portate.

Il ciclo rigenerativo a doppio effetto è anch'esso un ciclo di recupero a due circuiti, ma il circuito di alta

temperatura è progettato per un maggior rendimento, in base al secondo principio della termodinamica. La figura 33 ne riporta un diagramma semplificato. Nel circuito ad alta temperatura la soluzione "ricca" che esce dall'assorbitore al punto H viene ancora arricchita, con processi di riassorbimento a diversi livelli di pressione. Il vapore da riassorbire è ottenuto dagli stadi di desorbimento nel circuito della soluzione "povera". Questo arricchimento è sufficiente ad abbassare la temperatura del generatore ad un livello inferiore a quello dell'assorbitore. Il calore di assorbimento serve allora a fornire il calore richiesto dal generatore (indicato sul diagramma dalla freccia singola). L'apporto di calore esterno al ciclo viene fornito agli stadi del desorbitor (IJ), perciò è richiesta una temperatura inferiore rispetto agli altri cicli. Il calore in uscita dagli stadi di riassorbimento (GH) serve da apporto di calore al generatore a bassa temperatura, come indicato dalla serie di frecce.

In uno studio promosso dal Department of Energy americano, sono stati effettuati dei calcoli teorici per confrontare tra loro i COP dei cicli ora descritti, con riferimento alla soluzione acqua-ammoniaca. I risultati, presentati in tabella 7, si riferiscono ad una resa di 80000 Btu/h alla temperatura ambiente di 47°F (8°C), mentre la temperatura d'evaporazione è per ogni ciclo la minima che ne consente il funzionamento.

Ciclo	A doppio effetto	Arricchito con riassorbitore	Ad interscambio termico generatore-assorbitore	Ad effetto variabile	A due stadi GAX	Rigenerativo a doppio effetto
COP	(1.11)	0.83	1.03	1.04	1.06	1.03
Potenza teorica della pompa di circolazione (W)	(388.4)	87.5	36	35	45	110
Trasmissione totale di calore (Btu/h)	(391550)	288904	220033	263512	293608	275339
Temp. evaporatore (°F)	(20)	10	5	-15	10	20

Tabella 7 - Confronto di prestazioni fra i vari cicli particolari

I dati relativi al ciclo a doppio effetto sono posti tra parentesi perchè alcune proprietà della soluzione sono state estrapolate, per mancanza di dati disponibili a pressioni superiori ai 20 bar (la pressione alta di tale ciclo arriva ad 86 bar). Il ciclo a doppio effetto ad acqua-ammoniaca è comunque da scartare per alcuni aspetti problematici che ne sconsigliano la realizzazione: innanzitutto, la pressione eccessiva che si instaura nel primo generatore richiede apparecchiature più costose (recipienti in pressione) che, fra l'altro, devono rispettare severe normative che ne limitano il volume; la necessità di portare il fluido a pressioni così elevate fa

inoltre lievitare la richiesta di energia per far funzionare la pompa della soluzione (dato di cui il COP della tabella non tiene conto).

Il ciclo arricchito con riassorbitore non risulta competitivo, a meno che non siano necessarie due o più temperature di evaporazione, nel qual caso potrebbe essere il ciclo più adatto.

Il COP degli altri cicli è simile, ma le possibilità di applicazione sono diverse.

Il ciclo rigenerativo a doppio effetto è il più efficiente dal punto di vista termodinamico, dato che la temperatura a cui avviene l'apporto di calore è la più bassa; le sue prestazioni sono quindi le migliori nel caso in cui la sorgente di calore disponibile sia a bassa temperatura (ad esempio un impianto solare), e si può utilizzare quando i fluidi operativi presentano problemi di stabilità o corrosione a temperature superiori.

Il ciclo ad effetto variabile può funzionare a temperature di evaporazione molto più basse degli altri cicli, ed è quindi il più adatto quando la bassa temperatura è l'esigenza fondamentale.

Il ciclo GAX a due stadi permette una notevole flessibilità nel funzionamento dei due circuiti assorbitore-generatore, ed è perciò semplice da sviluppare per specifiche condizioni di funzionamento.

Il ciclo con scambio termico generatore-assorbitore presenta una combinazione di vantaggi per le applicazioni residenziali: bassa potenza per le pompe di circolazione, la più bassa trasmissione totale di calore e la necessità di una sola pompa.

I dati riportati hanno avuto la conferma sperimentale.

Comparazione dei due diversi principi

Ricordando quanto detto a proposito della rappresentazione dei cicli sui piani termodinamici, appare evidente che non si procede correttamente se si confrontano direttamente le prestazioni di una macchina ad assorbimento con quelle di una macchina a compressione: il ciclo della prima si può infatti considerare composto da due cicli di Carnot, uno diretto ed uno inverso, mentre il ciclo della seconda è costituito da un unico ciclo inverso. Si tratterebbe quindi di un confronto privo di significato fra un ciclo completo ed una porzione di un altro ciclo.

Il confronto va condotto allora in forma completa, a parità di temperatura delle sorgenti termiche.

In termini di prestazioni (COP), come si è potuto osservare anche dai dati relativi ad alcuni apparecchi commerciali, le macchine ad assorbimento danno risultati inferiori delle macchine a compressione, anche se il divario si riduce sempre più man mano che procede la ricerca scientifica e tecnologica, dal momento che i margini di miglioramento delle macchine ad assorbimento sono ancora molto ampi.

A COP variabili, per la macchina a compressione, fra 4 e 6 (a seconda del tipo di compressore, dei fluidi di raffreddamento e del dimensionamento delle superfici di scambio), si contrappongono al massimo valori attorno a 0.6÷0.7 per le macchine ad assorbimento a semplice effetto ed attorno a 1.2 per macchine multistadio.

Per avere un quadro più completo, si faccia riferimento alla figura 34, che mostra il COP di macchine commerciali di piccola taglia: una macchina frigorifera a compressione (curva 1), una macchina frigorifera ad assorbimento (2) ed una macchina ad assorbimento per il congelamento

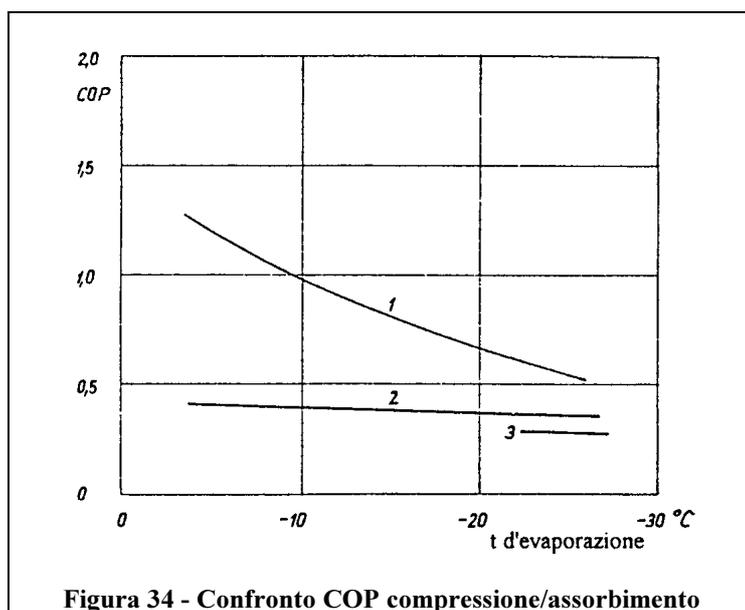


Figura 34 - Confronto COP compressione/assorbimento

frequente nelle macchine commerciali, per ragioni di costo, ingombro e peso. L'efficienza di una macchina a compressione è invece praticamente la stessa nel caso di un frigorifero o di un congelatore.

L'inefficienza delle macchine frigorifere ad assorbimento commerciali dipende fortemente dalle modalità di rigenerazione, in particolare, per miscele come l'acqua-ammoniaca, dalla scarsa purificazione del vapore di refrigerante prodotto. Con un accurato disegno del generatore, il COP di queste macchine, che sul grafico è attorno a 0.36 per i frigoriferi ed attorno a 0.29 per i congelatori, può assumere valori superiori a 0.5.

Si deve naturalmente tenere presente che per una macchina ad assorbimento a semplice effetto o monostadio, il limite teorico del COP è pari all'unità, e tale valore può essere superato solo ricorrendo a cicli multistadio.

Valori anche notevolmente superiori, sia per le macchine a compressione che per quelle ad assorbimento, si possono ottenere con macchine di taglia maggiore, per le quali risulti economicamente conveniente un miglioramento delle prestazioni.

Il confronto fra le macchine a compressione e quelle ad assorbimento, tuttavia, deve essere condotto non soltanto sotto l'aspetto energetico, a parità di condizioni esterne, ma anche sotto l'aspetto economico, sotto quello della manutenzione, della compattezza, della durata.

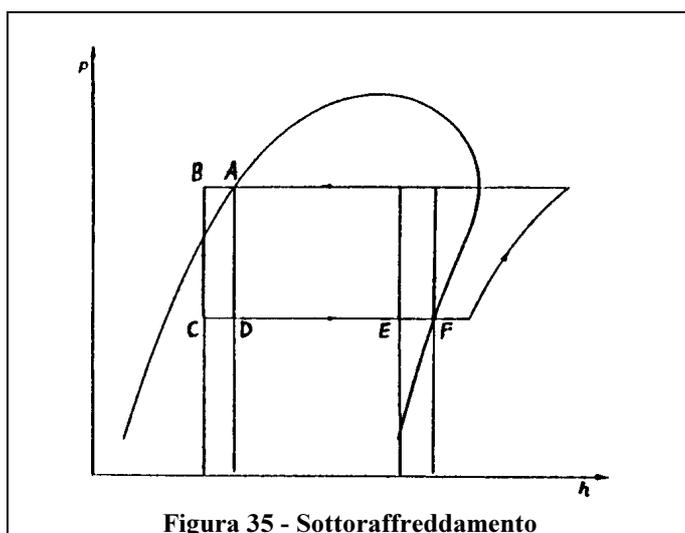
Per quanto riguarda queste ultime caratteristiche, una macchina ad assorbimento, essendo quasi totalmente priva di parti meccaniche in movimento (se si eccettua la pompa della soluzione), ha sicuramente delle qualità di durata e facilità di manutenzione superiori alla macchina a compressione, se si ha cura, naturalmente, di adottare materiali costruttivi compatibili con i fluidi circolanti.

Per quanto riguarda la compattezza, la macchina ad assorbimento è sfavorita in partenza data la presenza di un gran numero di apparecchi di scambio e serbatoi di superficie estesa, il cui volume può essere ridotto soltanto con un attenta scelta dei singoli componenti, che devono di conseguenza essere il più possibile efficienti ed avere un elevato rapporto superficie-volume.

a bassissime temperature (3), a parità di temperatura di condensazione, in funzione della temperatura di evaporazione.

Come si può osservare, a temperature di evaporazione molto basse il COP della macchina a compressione si riduce notevolmente, ed il sistema ad assorbimento diventa competitivo.

Il COP delle macchine ad assorbimento per bassissime temperature è leggermente più basso di quello delle normali macchine frigorifere, principalmente perchè risente della mancanza di un adeguato isolamento termico,



Con riferimento alla figura 35, il sottoraffreddamento (A-B) produce un maggior sfruttamento del calore d'evaporazione, corrispondente al tratto C-D, circa equivalente al tratto terminale dell'isotermobarica d'evaporazione E-F, che rappresenta la quota comunque perduta. Se il refrigerante è puro, come nelle macchine a compressione, la presenza del sottoraffreddatore è del tutto inutile, poichè si recupera da un lato quanto si toglie dall'altro, dal momento che non si ha il fenomeno dell'evaporazione incompleta della macchina ad assorbimento.

Un altro aspetto che si può citare è quello della reversibilità, cioè della possibilità di funzionare come pompa di calore. Per quanto riguarda le macchine ad assorbimento, il sistema che appare più logico è quello di effettuare il "by-pass" del condensatore e far funzionare l'evaporatore come un condensatore, riscaldando l'acqua del circuito esterno anzichè raffreddarla. Ciò tuttavia non è sempre possibile, poichè dipende dalla natura del fluido refrigerante. Ad esempio, nel caso dell'ammoniaca, dal momento che il suo calore specifico allo stato vapore è circa la metà di quello allo stato liquido, non si possono dimensionare i componenti indifferentemente per l'una o l'altra funzione.

Per quanto riguarda l'aspetto economico, il costo di una macchina ad assorbimento è ancora generalmente superiore, a meno che non si tratti di piccole unità caratterizzate da un'estrema semplicità costruttiva e di conseguenza da una scarsa efficienza globale.

Facendo riferimento a macchine di taglia medio-grande, di prezzo consolidato, ad assorbimento a semplice effetto e a compressione con compressore centrifugo, si ha per la macchina ad assorbimento un costo di circa 120000 £/kW di potenza frigorifera installata, mentre per la macchina a compressione si ha un costo di circa 95000 £/kW.

Se però si tiene conto del costo complessivo d'installazione, che comprende, per la macchina a compressione, l'allaccio alla linea di media tensione ed il trasporto fino all'alimentazione in bassa tensione del motore, si può passare, considerando un COP di 3.5, da 95000 a 180000 £/kW, costo ben superiore a quello di una macchina ad assorbimento.

In ogni caso, per decidere a favore dell'una o dell'altra macchina è necessario confrontare i costi operativi.

Un discorso a parte merita il sottoraffreddatore, la cui presenza sarebbe del tutto inutile in una macchina a compressione, mentre realizza un utile recupero termico nelle macchine ad assorbimento, in particolare quando il refrigerante giunge all'evaporatore poco purificato.

In tal caso, infatti, una quota di calore d'evaporazione andrebbe comunque perduta a causa dell'innalzamento di temperatura dovuto alla presenza di sostanza assorbente, e può quindi essere utilmente recuperata per sottoraffreddare il liquido in ingresso all'evaporatore.

Con riferimento a macchine ad assorbimento alimentate a gas, si devono valutare le espressioni seguenti:

$$\text{Elettricit\`a (m. a compressione):} \quad \frac{\text{lire/kWhe}}{\text{COP}} \quad (51)$$

$$\text{Gas (m. ad assorbimento) :} \quad \frac{\text{lire/Sm}^3}{\text{COP} \cdot \text{R} \cdot \text{Pci}} \quad (52)$$

essendo R il rendimento della caldaia.

Il costo finale dell'energia d'alimentazione si pu\`o assumere di 150÷250 lire/kWh elettrico e di 200÷800 lire/Sm³. Un campo di variazione cos\`i ampio delle tariffe impone una valutazione caso per caso.

ASPETTI TERMODINAMICI E DI SCAMBIO TERMICO E DI MASSA RILEVANTI NELLE MACCHINE AD ASSORBIMENTO

Premessa sulle fenomenologie di scambio termico

Le macchine ad assorbimento sono caratterizzate dalla presenza di flussi termici esterni alla macchina ed interni ad essa. Il primo gruppo è costituito dai ben noti flussi termici in entrata al generatore e all'evaporatore ed in uscita dal condensatore e dall'assorbitore. Il secondo gruppo comprende lo scambio termico fra la soluzione "povera" e quella "ricca" nello scambiatore delle soluzioni e lo scambio termico liquido-vapore nel sottoraffreddatore. Ove presente, va considerato anche lo scambio termico nel rettificatore o deflemmatore. Tale scambio può avvenire nei confronti di un fluido esterno oppure internamente alla macchina.

Il condensatore e l'evaporatore sono interessati da potenze termiche strettamente connesse con la potenzialità della macchina e con le sue prestazioni. Nel ciclo monostadio, infatti, il refrigerante che condensa è anche quello che evapora, a meno di pochi punti percentuali legati all'effetto di "autoflashing", minimizzato comunque dalla presenza del sottoraffreddatore.

In prima approssimazione si può assumere l'uguaglianza in valore assoluto delle potenze termiche scambiate dal condensatore e dall'evaporatore.

Per quanto riguarda l'assorbitore il discorso è più complesso. La quantità di calore che esso cede all'esterno è funzione delle prestazioni della macchina ed in particolar modo del comportamento dello scambiatore delle soluzioni. Si pensi infatti che in assenza di quest'ultimo andrebbe scambiata, oltre alla potenza dovuta all'assorbimento, anche tutto il calore sensibile che compete alla soluzione dal livello termico del generatore a quello dell'assorbitore, pesato con il rapporto di circolazione.

Viceversa, con uno scambiatore ideale delle soluzioni, l'assorbitore sarebbe interessato soltanto dalla quota termica dovuta all'assorbimento (il cosiddetto calore di assorbimento, pari all'incirca alla somma di un calore di condensazione e di un calore di diluizione).

L'impiego di una tipologia di componente ad elevata efficienza può quindi fornire molteplici vantaggi per una potenza scambiata relativamente importante per l'economia della macchina (con uno scambiatore delle soluzioni reale si è a metà strada fra la potenza del generatore e quella del condensatore, e tanto più vicini alla prima quanto meno è importante il rettificatore).

Considerando ora i flussi interni, va messo in evidenza il fondamentale contributo dello scambiatore delle soluzioni ai fini di ottenere buone prestazioni (elevati COP). Questo aspetto è sempre più delicato al diminuire del calore di vaporizzazione del refrigerante e al diminuire della differenza fra concentrazioni alta e bassa. Il primo fattore infatti determina, per una certa potenza resa, la portata di refrigerante; il secondo identifica il rapporto di circolazione f , cioè la massa di soluzione "ricca" che dall'assorbitore è inviata al generatore per unità di massa di refrigerante evaporato. Resta così determinata la portata di soluzione che la pompa invia dall'assorbitore al generatore. Le portate in oggetto sono in definitiva tanto maggiori per una certa potenza resa quanto più piccoli sono il calore di vaporizzazione e la differenza di concentrazione. Dato il dislivello termico fra generatore ed assorbitore, la mancanza di un efficace scambio fa sì che dell'energia termica fornita al generatore si ritrovi direttamente

nell'assorbitore senza effetto utile e producendo un anormale innalzamento della temperatura. Si sottolinea che, per definizione, alla temperatura del generatore la soluzione non è in grado di assorbire.

Il sottoraffreddatore coinvolge uno scambio termico di non particolare rilievo, tuttavia il tipo di scambio termico (liquido-gas) trarrebbe vantaggio dal ricorso a scambiatori di elevata efficienza.

Per quanto riguarda il rettificatore, la necessità di un corretto collegamento col generatore impone normalmente una geometria particolare dettata più dall'esigenza di ottenere refrigerante di elevata purezza che non da quella di un migliore scambio termico, e richiede quindi uno studio a parte.

Aspetti termodinamici e trasformazioni di stato rilevanti nelle macchine ad assorbimento

Nei paragrafi che seguono vengono analizzati con maggiore dettaglio, dal punto di vista termodinamico, i processi di scambio termico e/o di massa caratteristici delle macchine ad assorbimento, con l'aiuto di un diagramma di stato diverso da quelli introdotti nei capitoli precedenti. La ragione della scelta di questo diagramma è l'evidenza grafica da esso conferita all'entità delle quantità di calore in gioco nel processo in esame.

Premesso che, quando si vuole rappresentare un fenomeno fisico tramite un diagramma, è indispensabile, ai fini della chiarezza della rappresentazione, che su quest'unico piano possano essere riprodotte tutte le variabili rilevanti del fenomeno, si otterranno però rappresentazioni diverse a seconda che queste ultime siano presenti sotto forma di coordinate o di parametri.

Per rappresentare in modo chiaro e semplice i processi ciclici di sostanze omogenee, è stato individuato dai tecnici del freddo il diagramma entalpico sotto la forma: $h = f(p,t)$. Esso non consente però la rappresentazione grafica di processi cui partecipino miscele, poichè in questo caso si aggiunge la variabile ξ (concentrazione). Si ha allora: $h = f(p,t,\xi)$. Questa variabile supplementare crea dei problemi di rappresentazione, che sono stati superati, su proposta di Merkel, poi perfezionata da Bošnjakovic, introducendo l'uso del piano (h,ξ) . L'ascissa ξ può assumere tutti i valori compresi tra 0 e 1, mentre la pressione p e la temperatura t compaiono come parametri.

Con questo metodo si ottiene una semplificazione dei calcoli, in quanto qualsiasi descrizione dei fenomeni è riferita ad 1 kg di vapore saturo secco di concentrazione qualunque.

L'assorbimento-diffusione

Mescolando ξ kg di una sostanza 2 con $(1-\xi)$ kg di una sostanza 1, entrambe in fase liquida, si ottiene 1 kg di una miscela di concentrazione:

$$\frac{\text{peso sostanza 1}}{\text{peso sostanza 1} + \text{peso sostanza 2}} = \frac{\xi}{\xi + (1 - \xi)} = \xi$$

la cui temperatura è diversa da quella iniziale. Se il processo è isoterma, si richiede un apporto o una sottrazione di calore. Questo calore isoterma, che indicheremo nel seguito con q_t , dipende, oltre che dalla temperatura e dalla pressione, anche dalla concentrazione della miscela.

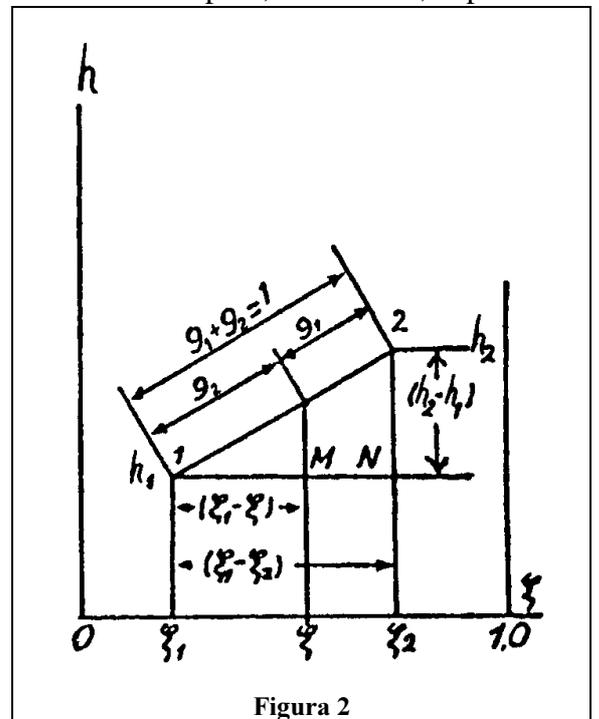
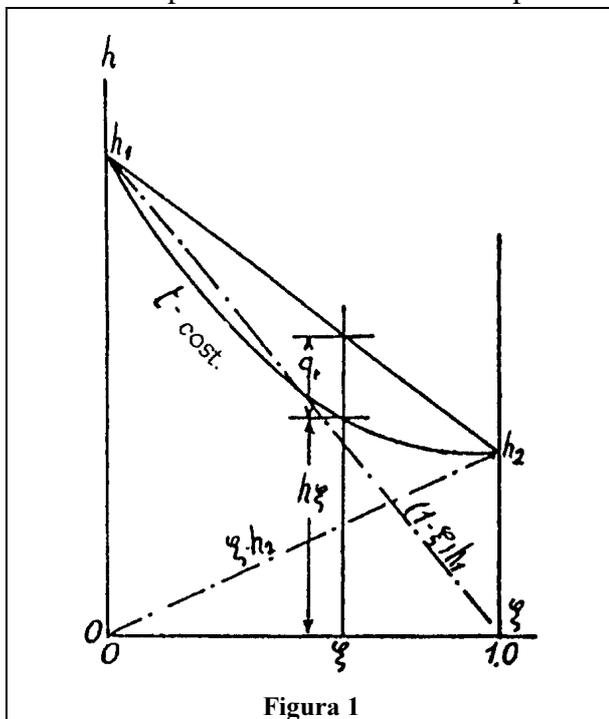
Per una concentrazione $\xi = 0$ o $\xi = 1$, cioè per sostanze pure, si ha ovviamente $q_t = 0$. Tra questi due estremi q_t può assumere valori positivi, negativi o nulli. Se $q_t > 0$ il processo di miscelamento provoca un abbassamento della temperatura rispetto al valore iniziale e viceversa.

Sul piano (h, ξ) della figura 1 è rappresentato un processo di miscelamento. L'entalpia h_1 corrispondente all'ascissa $\xi = 0$ è l'entalpia della sostanza pura 1, mentre l'entalpia h_2 corrispondente all'ascissa $\xi = 1$ è quella della sostanza pura 2. Volendo rappresentare un processo di miscelamento isoterma alla temperatura t , senza tener conto del calore q_t , esso è descritto dalla retta congiungente le ordinate h_1 ed h_2 . L'ordinata variabile di questa retta è data dall'equazione:

$$h = \xi \cdot h_2 + (1 - \xi) \cdot h_1 \quad (1)$$

I due termini a secondo membro sono rappresentati dalle rette a tratto misto di figura. Per ogni valore d'ascissa, le ordinate della retta congiungente le ordinate h_1 ed h_2 sono date dalla somma delle ordinate di queste due rette. Tuttavia, a causa del calore di miscelamento, tale retta rappresenta solo in rari casi il reale processo di miscelamento. In figura è dato l'esempio di un processo a calore di reazione negativo (curva $t = \text{cost}$). Il calore q_t può essere facilmente misurato, per ogni valore della concentrazione, come differenza di ordinate tra la retta congiungente h_1 ed h_2 e la curva $t = \text{cost}$.

Questa forma di rappresentazione ha come conseguenza di attribuire delle limitazioni ben definite alla posizione di zero dell'entalpia h . Nel caso di sostanze pure, com'è noto, la posizione



di zero non esercita alcuna influenza sul calcolo di un processo. Questa libertà viene meno quando si tratta di miscele, dato che fissando lo zero dell'entalpia si fissa anche lo zero del calore di reazione q_t , da cui dipende il suo valore a tutte le altre temperature e pressioni. L'utilizzo dei dati sul calore di miscelamento presenti in letteratura, senza operare una correzione del punto di zero, porta a risultati di calcolo del tutto erronei, poichè ci si serve di un calore q_t la cui origine è spostata, e il cui ordine di grandezza di base è ignoto.

Il diagramma (h, ξ) costituisce un valido strumento per risolvere pressochè tutte le questioni che si possono presentare. Supponiamo ad esempio di voler miscelare due componenti allo stato rispettivamente h_1, ξ_1, p_1, t_1 e h_2, ξ_2, p_2, t_2 , i cui pesi stanno nel rapporto g_1/g_2 , con:

$$g_1 + g_2 = 1 \quad ; \quad (2)$$

la miscela ottenuta si troverà allo stato h, ξ, p, t . Poichè la massa finale della miscela non può certo differire dalla somma delle masse dei due componenti, possiamo scrivere:

$$g_1 \cdot \xi_1 + g_2 \cdot \xi_2 = (g_1 + g_2) \cdot \xi = \xi \quad (3)$$

Tenendo conto della (2), si trova:

$$g_1 = \frac{\xi_2 - \xi}{\xi_2 - \xi_1} \quad (4) \quad \text{e} \quad g_2 = \frac{\xi - \xi_1}{\xi_2 - \xi_1} \quad (5)$$

Se non si ha scambio di calore con l'esterno, introducendo le (4) e (5) nella (1), si ricava:

$$h = h_1 + \frac{\xi - \xi_1}{\xi_2 - \xi_1} \cdot (h_1 - h_2) \quad (6)$$

Questa espressione di h può essere facilmente rappresentata nel piano (h, ξ) , come si vede nella figura 2. I punti 1 e 2 rappresentano lo stato dei componenti prima del miscelamento. Tracciando una retta parallela all'asse delle ascisse per il punto (ξ_1, h_1) , e le verticali per i punti (ξ, h) e (ξ_2, h_2) , vengono individuati i due triangoli simili 1, P, M e 1, 2, N. Tra di essi esiste la relazione:

$$\frac{h_2 - h_1}{h - h_1} = \frac{\xi_2 - \xi_1}{\xi - \xi_1} \quad (7)$$

che, risolta rispetto ad h , fornisce nuovamente la (6).

Attribuendo il valore 1 alla distanza tra i punti 1 e 2, si osserva che tale distanza è suddivisa dal punto P esattamente nella proporzione g_1/g_2 , in accordo con la (4) e la (5). Ne deriva la regola per individuare nel piano (h, ξ) il punto finale di miscelamento per le miscele adiabatiche: esso si trova sulla retta congiungente i punti rappresentativi dello stato iniziale dei componenti, ad una distanza dal punto 1 pari a g_1/g_2 .

E' importante evidenziare il fatto che nel giungere all'enunciazione di questa regola non è stata fatta alcuna ipotesi sulle fasi: di conseguenza, è del tutto indifferente al fine del risultato dei calcoli che l'uno o l'altro dei componenti della miscela siano allo stato solido, liquido o gassoso.

La rigenerazione-distillazione

Il processo di vaporizzazione per le miscele

L'ebollizione e la condensazione di una soluzione differiscono in modo fondamentale dalla vaporizzazione o condensazione di una sostanza pura. Esse tuttavia dipendono altrettanto strettamente dai valori delle variabili del processo, cui si aggiunge, come già detto, la concentrazione ξ .

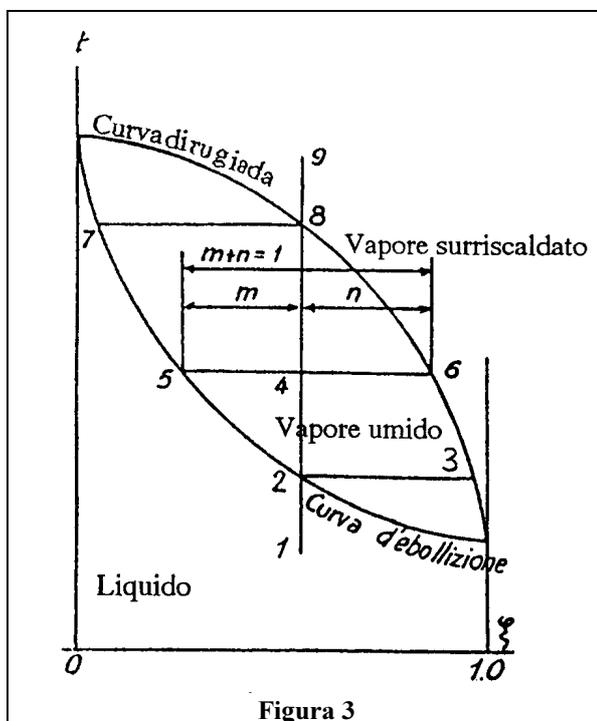


Figura 3

La figura 3 presenta il diagramma (t, ξ) , utile per evidenziare questa dipendenza. Il punto 1 rappresenta lo stato iniziale (ξ_1, t_1) della miscela. In seguito a somministrazione di calore la temperatura della miscela sale fino a raggiungere la curva d'ebollizione nel punto 2. Un ulteriore apporto di calore produce la formazione di bolle di vapore, la cui temperatura (t_2) è identica a quella del liquido. La concentrazione del vapore nascente è invece diversa da quella della miscela che lo circonda e con la quale è in equilibrio. Fermo restando che questo vapore saturo secco deve trovarsi alla stessa temperatura del liquido con cui è in equilibrio, il suo stato, determinato dalla curva di rugiada, deve necessariamente essere quello del punto 3.

Questi fenomeni sono completamente indipendenti dal fattore tempo e si manifestano ogniqualvolta una miscela raggiunge il punto

d'ebollizione. Come risulta evidente dalla figura, $\xi_3 > \xi_2$, cioè il liquido s'impoverisce del componente più volatile. Col proseguire del processo d'evaporazione, la temperatura cresce, e variano le concentrazioni del liquido e del vapore, pur restando fissata la concentrazione totale. Ad esempio, alla temperatura $t_5 = t_6$, esse saranno rispettivamente ξ_5 e ξ_6 . Quando l'ultima goccia di liquido è evaporata, il vapore deve necessariamente avere la stessa concentrazione che il liquido aveva all'inizio del processo d'evaporazione, cioè $\xi_8 = \xi_1$. Un ulteriore apporto di calore non provoca più alcuna variazione di concentrazione, e quindi, analogamente al caso del liquido tra i punti 1 e 2, il vapore può essere surriscaldato fino ad una generica temperatura t_9 , cui corrisponde sempre una concentrazione $\xi_9 = \xi_1$.

Si può quindi concludere che, a differenza di quanto avviene per le sostanze omogenee, per le miscele non esiste una sola temperatura d'evaporazione, data una certa pressione, ma essa varia in funzione della concentrazione del vapore e del liquido.

Le curve $t = f(\xi)$ esistono per tutte le pressioni comprese tra la linea del solido e lo stato critico. La differenza di ordinate tra la curva di rugiada e la curva d'ebollizione si riduce sempre più man mano che la pressione cui si riferiscono le curve approssima quella critica.

La figura 3 può inoltre illustrare un aspetto del calcolo delle quantità di vapore prodotto: ammettendo che 1 kg di miscela sia costituito da m kg di vapore ed n kg di liquido, e che durante il processo non vi sia nè apporto nè sottrazione di liquido, sia: $m + n = 1$.

Poichè la massa deve restare invariata prima e dopo un processo d'evaporazione totale o parziale, e la concentrazione totale dell'insieme di vapore prodotto e liquido residuo deve corrispondere a quella iniziale, si legge immediatamente dalla fig. 3:

$$\xi_1 = \xi_4 = m \cdot \xi_6 + n \cdot \xi_5 \quad (8)$$

La risoluzione rispetto ad m ed n della (8) dà:

$$m = \frac{\xi_4 - \xi_5}{\xi_6 - \xi_5} \quad (9) \quad \text{e:} \quad n = \frac{\xi_6 - \xi_4}{\xi_6 - \xi_5} \quad (10)$$

Volendo studiare i fenomeni ora descritti sul diagramma (h, ξ) , si possono ugualmente individuare la curva di rugiada e quella d'ebollizione, che separano rispettivamente la zona dei vapori surriscaldati da quella dei vapori umidi e la zona dei vapori umidi da quella della fase liquida. Esse sono rappresentate in fig. 4. Dato che con le miscele normalmente utilizzate non si hanno praticamente reazioni chimiche nella zona del surriscaldato, le isoterme di questa zona prendono la forma di rette.

La temperatura di vaporizzazione della sostanza 1 allo stato puro è t_1 , e l'isoterma di t_1 incontra l'ordinata per $\xi = 0$ nel punto h_{v1} , che rappresenta quindi l'entalpia del vapore puro della sostanza 1. La curva del liquido, di temperatura costante t_1 , incontra la stessa ordinata nel punto h_{l1} , che rappresenta l'entalpia del liquido puro della sostanza 1. Il calore di vaporizzazione è perciò:

$$r_1 = h_{v1} - h_{l1} \quad (11)$$

Per la sostanza 2 si ha corrispondentemente:

$$r_2 = h_{v2} - h_{l2} \quad (12)$$

La zona compresa tra le due curve è quella dei vapori umidi, che sono una miscela eterogenea di liquido in ebollizione e di vapore secco. Ad una temperatura data il liquido ed il vapore si trovano in equilibrio, e quando del vapore di temperatura t_v si miscela con del liquido in ebollizione di temperatura t_l , la concentrazione non subisce alcuna variazione fintantochè $t_v = t_l$. I punti L e V fissano gli estremi di un'isoterma di vapore umido, che come sappiamo è una retta (vedi la (1)). Il punto M sulla retta $t = \text{cost}$ rappresenta allora lo stato di un kg di miscela costituita da m kg di liquido d'entalpia h_l e da n kg di vapore d'entalpia h_v . La distanza tra V ed L si suddivide secondo la proporzione m/n .

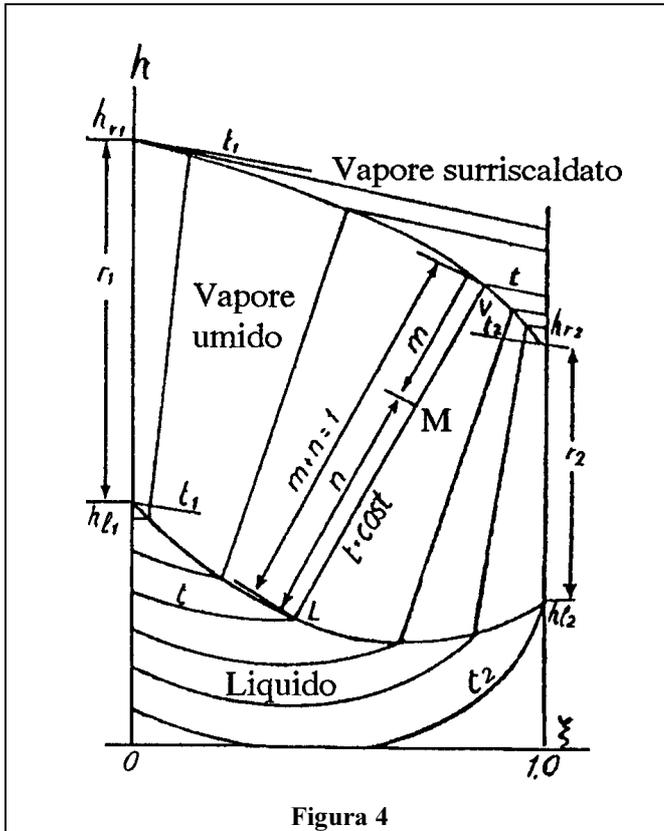


Figura 4

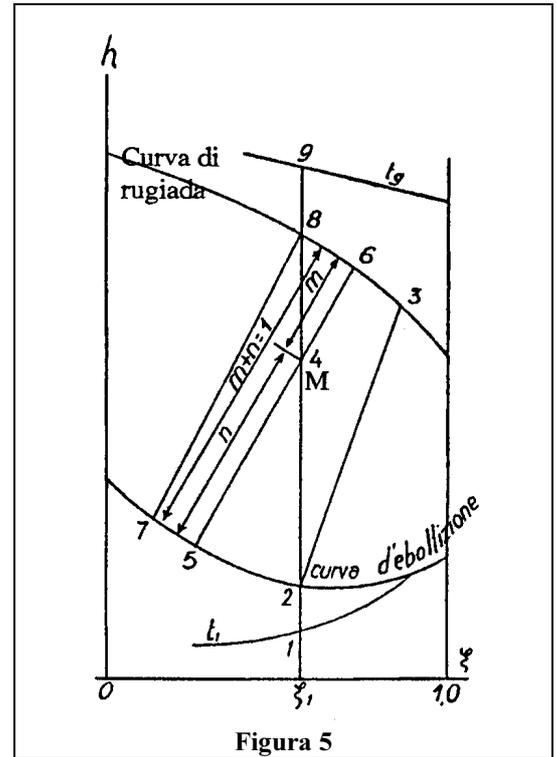


Figura 5

Le isoterme del vapore saturo non sono parallele tra loro, fatta eccezione per le rette $\xi = 0$ e $\xi = 1$. Può esistere in realtà una terza parallela per il punto azeotropico, un caso particolare che tuttavia non dovrebbe presentarsi per delle miscele frigorifere.

In base a quanto detto è possibile costruire un diagramma (h, ξ) del processo di vaporizzazione e del processo inverso (liquefazione). Nella figura 5, che corrisponde alla 4, il punto 1 rappresenta un liquido di entalpia h_1 . Mediante riscaldamento lo si porta nelle condizioni del punto 2, sulla curva d'ebollizione, senza modificarne la concentrazione. Proseguendo la somministrazione di calore, le prime bolle di vapore lasciano la miscela (con concentrazione ξ_3 ed entalpia h_3). La retta 2-3 è l'isoterma del vapore umido del punto 2. Riscaldando ancora, il liquido si porta progressivamente alla concentrazione del punto 5 e il vapore a quella del punto 6. La retta 5-6 è l'isoterma che rappresenta questo stato. In queste condizioni la miscela si compone di $m = (1 - n)$ parti di liquido di entalpia h_5 e di $n = (1 - m)$ parti di vapore di entalpia h_6 . L'entalpia totale della miscela non può che essere h_4 , dal momento che la concentrazione totale deve restare uguale a quella iniziale (ξ_1). Il liquido sparisce man mano che procede la vaporizzazione, fino a che, raggiunto il punto 7, si ha soltanto vapore nelle condizioni del punto 8. Come già detto in esso si deve avere la stessa concentrazione del punto 1 e del punto 2.

Leggendo sull'asse delle ordinate le quantità di calore cedute al fluido, si ha:

$$\Delta h_1 = h_2 - h_1 \quad (13)$$

(calore per il riscaldamento del liquido sottoraffreddato fino alle condizioni d'ebollizione);

$$\Delta h_n = h_4 - h_2 \quad (14)$$

(calore di vaporizzazione di n kg di miscela);

$$\Delta h_r = h_8 - h_2 \quad (15)$$

(calore per la vaporizzazione totale della miscela);

$$\Delta h_6 = h_9 - h_8 \quad (16)$$

(calore per il surriscaldamento del vapore).

Di conseguenza, la spesa totale di calore per il processo completo è:

$$\Delta h_4 = h_9 - h_1 \quad (17)$$

Alle pressioni che caratterizzano normalmente un ciclo frigorifero, si può considerare l'entalpia del liquido praticamente indipendente dalla pressione, dato che si possono considerare tali le isoterme. La stessa supposizione si può fare per le isoterme della zona del surriscaldato, senza errori rilevanti. Tuttavia le isoterme del vapore umido non possono mai essere considerate indipendenti dalla pressione, poichè la loro posizione varia notevolmente al crescere o al diminuire di questa. Sono infatti disponibili in letteratura diagrammi (h, ξ) dotati di "curve ausiliarie" che consentono la costruzione delle isoterme di vapore umido a determinati valori della pressione, in un campo di variazione di utilità pratica.

La rettificazione

Il vapore che lascia il generatore di una macchina ad assorbimento per passare nel condensatore contiene sempre una parte di sostanza assorbente che è evaporata assieme al refrigerante. Normalmente questo quantitativo è troppo grande per consentire il mantenimento di una temperatura d'evaporazione pressochè costante. Di conseguenza, nella maggioranza dei casi è indispensabile purificare questo vapore prima del suo ingresso nel condensatore.

Prima di procedere alla descrizione del trattamento di purificazione, è indispensabile un chiarimento sull'uso dei termini "deflezzazione" e "rettificazione".

Secondo l'uso tedesco, indicheremo col primo termine un classico processo di distillazione, cioè la condensazione frazionata del vapore su di una serie di piatti sovrapposti sui quali scorre il condensato ("flegma") dall'alto verso il basso; sui piatti superiori, ove regna la temperatura più bassa, si ha la condensazione del componente più volatile. Col secondo termine si indica la semplice condensazione del componente più volatile in uno scambiatore refrigerato.

Il rettificatore è quindi un sistema di raffreddamento nel quale l'effetto cercato è ottenuto mediante una particolare conformazione. Così come mostra il diagramma (h, ξ) di figura 6, il vapore entra nel rettificatore allo stato del punto 5, e dopo la sottrazione di calore si ritrova allo stato del punto 10. Considerando la miscela nel suo insieme (vapore e liquido), le sue condizioni sono rappresentate dal punto R, che si trova sull'ordinata della concentrazione iniziale ξ_v . La quantità di calore sottratta è:

$$Q_r = (h_5 - h_R) \quad (18)$$

Il punto 12 rappresenta lo stato del liquido condensato che gocciola verso il basso. Vapore rettificato e liquido condensato non sono necessariamente in equilibrio, perciò la retta

congiungente i punti 10 e 12 generalmente non è un'isoterma. Possono infatti verificarsi i seguenti casi:

1) se il tempo di contatto tra il vapore prodotto ed il riflusso di liquido è sufficiente, si può avere una condensazione all'equilibrio, ed il rettificatore equivale ad uno stadio di equilibrio (piatto ideale) della colonna di distillazione;

2) se il condensato viene rimosso man mano che si forma (es. per effetto dell'inclinazione della serpentina di raffreddamento), può avvenire una condensazione differenziata;

3) se il raffreddamento è molto rapido, il trasferimento di massa tra liquido e vapore è trascurabile ed essi hanno all'incirca la stessa composizione.

La retta 10-12 viene suddivisa dalla verticale per ξ_v nella proporzione:

$$\frac{1-x}{x} = \frac{\text{massa di liquido allo stato 12}}{\text{massa di liquido allo stato 10}} \quad (19)$$

Il calore di rettificazione indicato nell'equazione (18) corrisponde al vapore umido del punto R, e si riferisce quindi ad un quantitativo di vapore che non è 1 kg, bensì x kg. Dall'esame della figura si ricava facilmente :

$$x = \frac{\xi_v - \xi_{12}}{\xi_{vR} - \xi_{12}} \quad (20)$$

Dalla similitudine dei triangoli 5, 12, R e 9, 12, 10 deriva invece:

$$(h_5 - h_R) : x = (h_9 - h_{10}) : 1 \quad (21)$$

Sostituendo la (20) nella (21) si ottiene infine:

$$\frac{h_9 - h_{10}}{h_5 - h_R} = \frac{\xi_{vR} - \xi_{12}}{\xi_v - \xi_{12}} \quad (22)$$

e quindi:

$$q_R = h_9 - h_{10} = (h_5 - h_R) \cdot \frac{\xi_{vR} - \xi_{12}}{\xi_v - \xi_{12}} \quad (23)$$

essendo q_R la quantità di calore da sottrarre per rettificare 1 kg di vapore. L'entità di q_R dipende naturalmente dalle proprietà termiche delle sostanze impiegate (e in particolare dalla posizione delle curve di ebollizione e di rugiada), tuttavia l'ordine di grandezza della concentrazione del punto 5 è un fattore molto importante. Se il vapore che giunge al rettificatore è povero di refrigerante, la concentrazione del punto 10 può essere raggiunta soltanto purificando notevoli quantità di vapore. Il punto 5 si sposta verso la sinistra del diagramma, e di

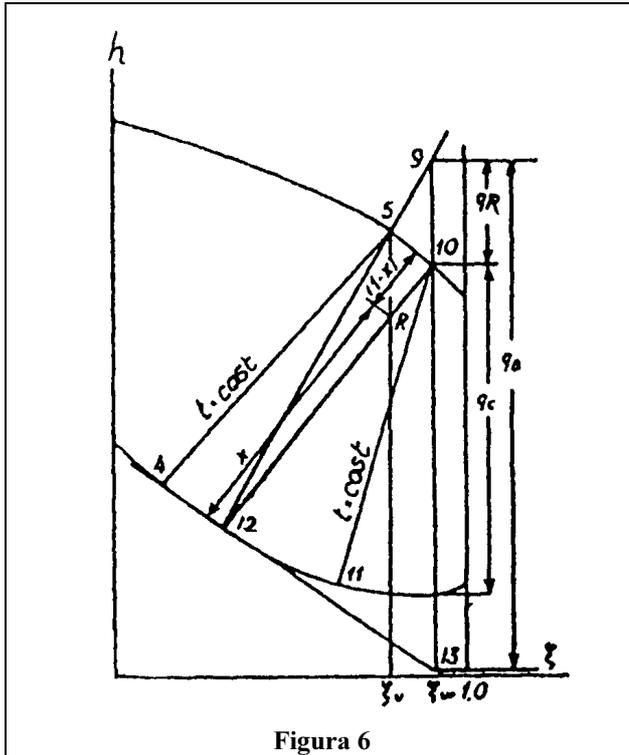


Figura 6

concentrazione ξ_5 . In queste condizioni le due correnti potrebbero al limite trovarsi in equilibrio isoterma, essendo allora il punto 12 coincidente col punto 4 e quindi: $\xi_{12} = \xi_4$, $t_{12} = t_4$ (caso 1 visto precedentemente). Tale situazione si avrebbe solo nel caso di un rettificatore con una superficie di scambio infinitamente grande. Riducendo q_R si provocherebbe allora una diminuzione della purezza del vapore, poichè, essendo il punto 9 vincolato all'isoterma tra 4 e 5, si sposterebbe verso sinistra sulla curva di rugiada il punto 10. Con un raffreddamento più intenso il punto 10 si sposterebbe più a destra, fino ad un limite che non è dato, come si potrebbe supporre, dalla temperatura del fluido di raffreddamento: tale valore corrisponde infatti alla completa condensazione del vapore, cioè il rettificatore funzionerebbe come un ordinario condensatore (caso 3) anzichè come un refrigeratore intermedio che si limita a purificare il vapore fino alle condizioni del punto 10. Questa è certamente una condizione da evitare, limitando la superficie di scambio e la portata del fluido di raffreddamento.

Come è facile desumere da considerazioni di tipo geometrico, a parità di condizioni di ingresso e di uscita del vapore (punti 4, 5 e 10), un rettificatore in controcorrente richiede una minore sottrazione di calore per ottenere lo stesso grado di purezza (la retta 12-5 è meno inclinata della 4-5 in tutti i casi in cui $12 \neq 4$).

Il bilancio analitico del rettificatore deve tenere conto del fatto che il vapore in ingresso proviene dal generatore. Se m_R è la quantità di vapore presente al punto R e n_R è la quantità di liquido, si ha:

$$m_R + n_R = 1 \quad (24)$$

Differenziando la (24):

$$dm_R = - dn_R \quad (25)$$

conseguenza il punto 9 assume valori di entalpia molto maggiori. q_R può raggiungere l'ordine di grandezza del calore di condensazione.

Come appare evidente da queste brevissime considerazioni, il calore di rettificazione costituisce una delle limitazioni all'impiego di determinate coppie di sostanze nell'industria frigorigena.

Supponendo noti i punti 5 (sulla curva di rugiada), 4 (secondo punto dell'isoterma) e 10 (punto di fine rettificazione), il valore di q_R dipende soltanto dalla conformazione del rettificatore, in particolare dalla disposizione in "equicorrente" o in "controcorrente", locuzioni che indicano semplicemente il senso di circolazione del liquido e del vapore.

Con la disposizione in controcorrente, il liquido che abbandona il rettificatore si trova in contatto col vapore entrante, di

Una seconda equazione di bilancio si ottiene considerando che la quantità di sostanza 2 presente nella soluzione ricca deve uguagliare quella presente nella soluzione povera e nel vapore formatosi:

$$\xi_{mR} \cdot m_R + \xi_{nR} \cdot n_R = \xi \cdot (m_R + n_R) = \xi \quad (26)$$

Differenziando la (26) (tenendo presente che ξ è fissata dalla posizione del punto 5, ξ_{mR} da quella del punto 10):

$$\xi_{mR} \cdot dm_R + \xi_{nR} \cdot dn_R + n_R \cdot d\xi_{nR} = 0 \quad (27)$$

Dividendo per dm_R :

$$\xi_{mR} + \xi_{nR} \cdot (dn_R/dm_R) + n_R \cdot (d\xi_{nR}/dm_R) = 0 \quad (28)$$

e quindi:

$$\frac{d\xi_{nR}}{dm_R} = \frac{\xi_{nR} - \xi_{mR}}{n_R} \quad (29)$$

Una terza equazione di bilancio si ricava scrivendo l'espressione del calore Q_B , che è la spesa di calore per ottenere la generazione e la purificazione di una quantità V di vapore:

$$dQ_B = V \cdot d(n_R \cdot h_{nR}) + dQ_R + V \cdot h_{mR} \cdot dm_R \quad (30)$$

Dividendo per V e indicando con lettera minuscola le quantità relative all'unità di massa:

$$\frac{dQ_B}{V} = q_B \cdot dm_R \quad (31) \quad \text{e:} \quad \frac{dQ_R}{V} = q_R \cdot dm_R \quad (32)$$

Perciò la (30), riferita ad 1 kg di vapore, diventa:

$$q_B \cdot dm_R = n_R \cdot dh_{nR} + h_{nR} \cdot dn_R + (h_{mR} + q_R) \cdot dm_R \quad (33)$$

e introducendo la (25):

$$q_B = n_R \cdot (dh_{nR}/dm_R) + h_{mR} - h_{nR} + q_R \quad (34)$$

Osservando che:

$$\frac{dh_{nR}}{dm_R} = \frac{dh_{nR}}{d\xi_{nR}} \cdot \frac{d\xi_{nR}}{dm_R} \quad (35)$$

e servendosi della (29), la (34) diventa:

$$q_B = (h_{mR} - h_{nR}) - (\xi_{mR} - \xi_{nR}) \cdot (dh_{nR}/d\xi_{nR}) + q_R \quad (36)$$

Sostituendo l'indice nR con l'indice 4 (per $\xi_{nR} = \xi_4$) e osservato che:

$$\frac{h_4 - h_{13}}{\xi_{VR} - \xi_4} = - \frac{dh_4}{d\xi_4} \quad (37)$$

si trova:

$$q_B = (h_9 - h_{13}) \quad (38)$$

Nel caso di un rettificatore in controcorrente puro, il valore di q_B corrisponde quindi alla differenza di ordinate tra i punti 9 e 13, essendo il punto 13 l'intersezione tra la verticale per ξ_{VR} e la tangente alla curva d'ebollizione nel punto 4.

La deflemmazione

Nonostante la presenza del rettificatore produca un miglioramento notevole del grado di purezza del vapore che si dirige al condensatore, per ottenere vapore praticamente puro della sostanza 2 è necessario introdurre nel generatore un altro elemento, detto deflemmatore.

Lo scopo fisico del deflemmatore è quello di creare uno scambio di materia tra vapore e flegma, che è tanto più completo quanto più sono estese le superfici di contatto e quanto più è lunga la durata del contatto stesso. Nello stesso tempo è bene vi sia anche un efficace scambio di calore, favorito dalla tubolenza, in modo da approssimare il più possibile lo stato di equilibrio durante lo scambio di materia.

Questi obiettivi possono essere raggiunti tramite l'impiego di diverse soluzioni pratiche, tuttavia le esigenze di economicità di realizzazione, accessibilità, possibilità di pulizia, trattamento di grandi portate, ecc. sono generalmente in contrasto con lo scopo fisico dell'apparecchio. Con l'intento di realizzare il miglior compromesso tra opposte esigenze è stato ideato un gran numero di deflemmatori di diversa conformazione, che si possono però suddividere in due grandi categorie, corrispondenti a due diverse concezioni: si tratta delle colonne "a piatti" e "a riempimento".

Le prime, come indica il nome stesso, sono colonne composte da più stadi di deflemmazione, in ciascuno dei quali si cerca di realizzare il contatto più esteso e di più lunga durata possibile tra il vapore che sale e il liquido che scorre verso il basso. Nelle seconde si cerca di ottenere uno scambio completo in controcorrente tramite torri riempite di coni, anelli o altri corpi a superficie estesa, la cui forma e le cui dimensioni variano a seconda delle portate in gioco e del diametro della torre. Anche queste ultime possono essere studiate da un punto di vista teorico come le precedenti, introducendo il concetto di "altezza equivalente" di materiale di riempimento che corrisponde, in termini di condizioni di ingresso e di uscita, ad uno stadio della colonna a piatti.

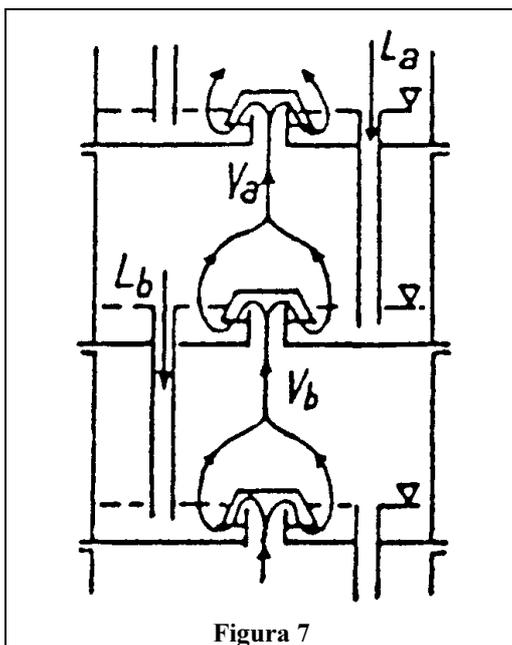


Figura 7

Le colonne a piatti si suddividono convenzionalmente in "colonne di arricchimento" e "colonne di esaurimento". Le prime sono quelle nelle quali l'alimentazione del ribollitore (generalmente liquido saturo o sottoraffreddato) si trova al di sotto di tutti i piatti; le seconde sono quelle in cui essa si trova al di sopra (ma sempre prima del rettificatore). Una colonna completa è una colonna costituita dalla sovrapposizione dei due tipi sopra citati; la sezione intermedia in cui si ha l'ingresso dell'alimentazione (che può essere anche bifasica o con vapore surriscaldato) è detta "sezione di carica".

In fig. 7 è schematizzata una colonna a piatti. Una tale disposizione fa sì che il vapore che sale (per effetto della differenza tra la pressione di sviluppo dei vapori in caldaia e la pressione al rettificatore) si arricchisca man mano in sostanza 2 (la più volatile), mentre il liquido si arricchisce in sostanza 1 man mano

che discende la colonna. Il vapore ascendente è esposto al contatto col liquido di uno stadio prima di passare allo stadio successivo. Una certa quantità di particelle della sostanza 1 viene eliminata dal vapore e di conseguenza aumenta il volume del liquido, che viene evacuato per gravità verso lo stadio sottostante.

Il numero di piatti teorico di una colonna di distillazione si può calcolare agevolmente sotto precise ipotesi semplificative col metodo grafico di McCabe e Thiele, che utilizza il diagramma x-y (concentrazione della fase liquida-concentrazione della fase vapore).

Le ipotesi sono:

- 1) equilibrio in ciascuno stadio ("stadio teorico");
- 2) adiabaticità della colonna per quanto riguarda dispersioni od entrate di calore;
- 3) riflusso dal rettificatore al suo punto di bolla;
- 4) entalpia molare di vaporizzazione costante per qualsiasi stato ("regola di Trouton") e assenza di entalpia di miscelamento; i flussi di liquido e vapore lungo la colonna si mantengono molarmente costanti: fintantochè si ammette quest'ipotesi conviene quindi adottare le unità molari;
- 5) calori sensibili molari dei componenti quasi uguali fra loro; l'eventuale differenza sia trascurabile rispetto a quella dei calori latenti (si trascura con ciò il calore corrispondente alle differenze di temperatura fra la testa ed il fondo della colonna).

Come si vedrà, l'ipotesi 1 sarà messa in discussione con l'introduzione del concetto di "efficienza del piatto"; l'ipotesi 2 deve invece cadere ove si consideri la non-adiabaticità della colonna (dovuta ad esempio alla presenza del rettificatore in testa); l'utilizzo del diagramma

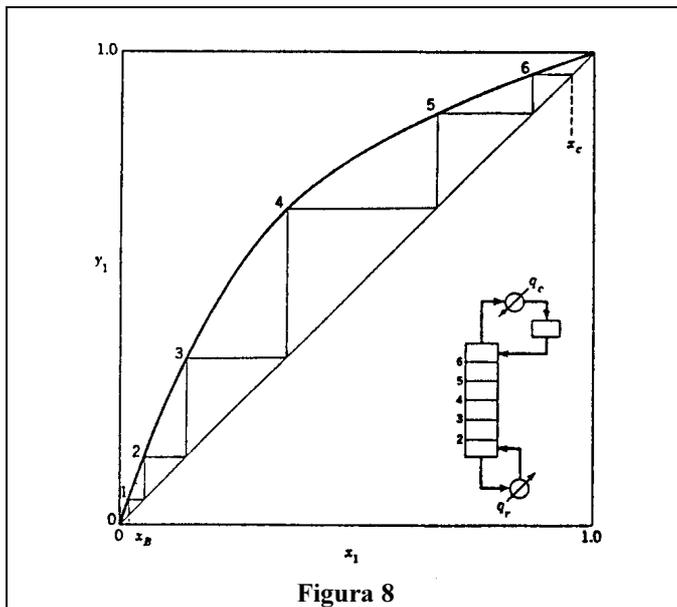


Figura 8

per una colonna completa, si tracciano le cosiddette "rette di esercizio", di pendenza pari al rapporto (costante) tra il quantitativo di liquido che defluisce verso il basso ed il quantitativo di vapore che sale. Esse riportano le condizioni operative fra stadio e stadio; per questo sono dette talvolta "rette di sezione". I punti di una linea di esercizio sono privi di significato fisico, ma rappresentano solo la situazione geometrica, avendo come coordinate le concentrazioni delle fasi che non verranno più a contatto (vapore proveniente dallo stadio sottostante e liquido che vi si dirige).

In condizioni di equilibrio la quantità di materia che giunge ad uno stadio non può differire da quella che lo abbandona. Se V è la quantità di vapore e L è la quantità di liquido, siano $(V_b + L_a)$ e $(V_a + L_b)$ rispettivamente la portata in massa totale in ingresso e quella in uscita. Per quanto detto deve essere:

$$V_b + L_a = V_a + L_b \quad (39)$$

cioè:

$$V_a - L_a = V_b - L_b \quad (40)$$

Poichè la (40) vale per ogni stadio, si può scrivere in generale:

$$V_n - L_n = \text{costante} \quad (41)$$

Indicando con V_p il vapore che lascia la colonna dopo l'ultimo stadio e applicando la (41) per esempio ad una colonna di arricchimento, appare evidente che la costante non può che essere proprio il valore di V_p .

Scrivendo poi il bilancio di massa per il solo componente più volatile, si ha, analogamente alla (39):

$$V_b \cdot \xi_{vb} + L_a \cdot \xi_{la} = V_a \cdot \xi_{va} + L_b \cdot \xi_{lb} \quad (42)$$

entalpico al posto del diagramma delle concentrazioni permette di prendere in considerazione sistemi ad entalpia variabile e quindi di rimuovere l'ipotesi 4.

Sul diagramma (vedi figura 8) vengono tracciate la curva di saturazione della miscela (alla pressione del ribollitore) e la curva $y = x$. Partendo dalle condizioni estreme (la concentrazione del distillato per una colonna di arricchimento o la concentrazione del liquido residuo per una colonna di esaurimento), che giacciono sulla retta $y = x$ (trattandosi di un'unica fase), cui si aggiungono le condizioni dell'alimentazione intermedia

che può anche essere scritta:

$$V_a \cdot \xi_{va} - L_a \cdot \xi_{la} = V_b \cdot \xi_{vb} - L_b \cdot \xi_{lb} = \text{costante}' \quad (43)$$

Con un ragionamento analogo al precedente, si trova che tale costante è pari a $V_p \cdot \xi_{vp}$. Una terza equazione di bilancio tiene conto delle quantità di calore scambiate:

$$V_b \cdot h_{vb} + L_a \cdot h_{la} = V_a \cdot h_{va} + L_b \cdot h_{lb} \quad (44)$$

e quindi:

$$V_n \cdot h_{vn} - L_n \cdot h_{ln} = \text{costante}'' \quad (45)$$

La determinazione di quest'ultima costante differisce concettualmente dai due casi precedenti, poichè si deve tenere conto del calore Q_R (riferito alla quantità di vapore V_p) asportato dal rettificatore in testa alla colonna. In condizioni di equilibrio si ha infatti:

$$V_n \cdot h_{vn} - L_n \cdot h_{ln} = V_p \cdot h_{vp} + Q_R = \text{costante}'' \quad (46)$$

Volendo fare nuovamente riferimento ad 1 kg di vapore saturo secco, siano:

$$m = \frac{L}{V_p}, \quad n = \frac{V}{V_p} \quad \text{e:} \quad q_R = \frac{Q_R}{V_p}$$

Dalle (41), (43) e (46) si ricavano allora le:

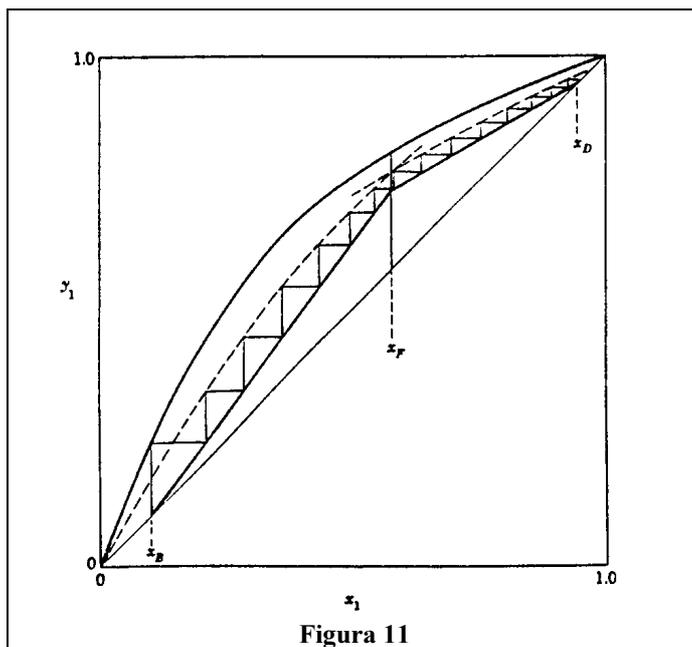
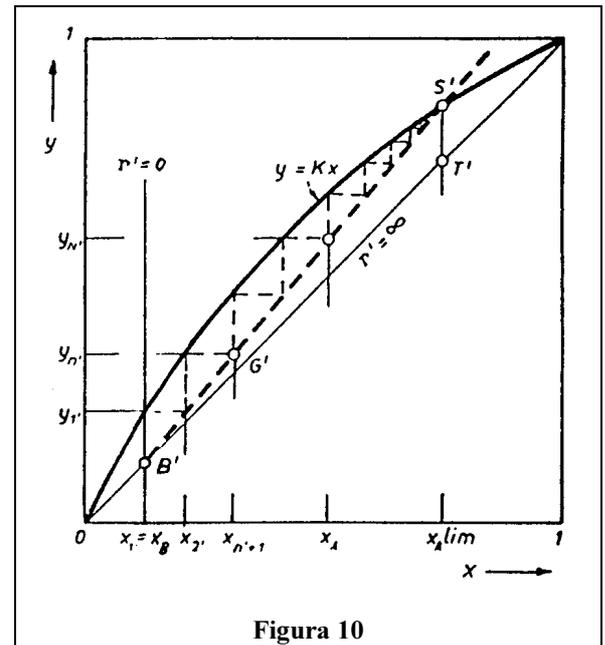
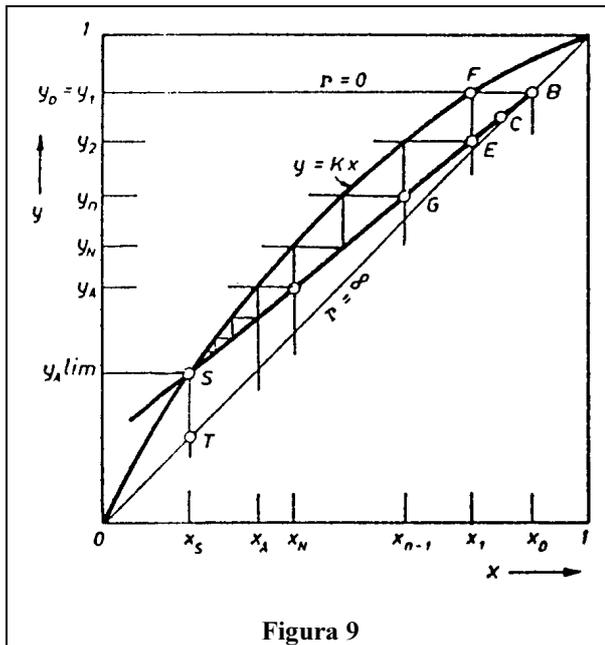
$$n - m = 1 \quad (47)$$

$$n \cdot \xi_v - m \cdot \xi_l = \xi_{vp} \quad (48)$$

$$n \cdot h_v - m \cdot h_l = h_{vp} + q_R \quad (49)$$

ove l'indice vp si riferisce all'ultima sezione della colonna, compreso il rettificatore.

Per le ipotesi assunte L e V sono costanti lungo tutta la colonna, perciò m ed n sono costanti. Nel diagramma delle concentrazioni $y(x)$, la (48) è quindi una retta ed è individuata dall'intersezione $\xi =$ concentrazione del distillato $= \xi_{vp}$ con la diagonale $y = x$ e dalla pendenza $0 \leq m \leq 1$. Un'equazione del tutto analoga si può scrivere per una colonna di esaurimento, solo che in tal caso l'intersezione con la diagonale viene determinata dalla concentrazione del liquido residuo e la pendenza è $1 \leq m' \leq \infty$ (vedi figure 9 e 10 rispettivamente). I casi limite $m = 0$ e $m' = \infty$ indicano che il sistema multiplo è ridotto ad un solo stadio. I casi limite $m = m' = 1$ indicano che si opera a rapporti di riflusso infiniti (il rapporto di riflusso è il rapporto fra le quantità di liquido di ritorno e la quantità di prodotto utile); il numero di stadi richiesto è minimo.



La (49) non viene per ora presa in considerazione perchè come detto il metodo illustrato prescinde da considerazioni energetiche e non tiene conto dell'asportazione di calore ad opera del rettificatore.

Per collegare le condizioni operative con le condizioni di equilibrio ci si serve della concentrazione, che è la variabile in comune. Si consideri ad esempio la concentrazione del vapore che si sviluppa dal piatto n-esimo: essa è in equilibrio con la concentrazione del liquido che abbandona detto piatto, e che a sua volta è in equilibrio con la concentrazione del vapore che sale dal piatto inferiore. Trovata così la maniera di collegare la situazione n con la

situazione n+1, si può pensare di percorrere il sistema da un'estremità all'altra, passando da un punto d'equilibrio ad un punto operativo e poi da quest'ultimo al successivo punto d'equilibrio.

Ciascun "gradino" del diagramma corrisponde ad uno stadio o piatto ideale. Nella figura 10 il primo gradino è quello che corrisponde al ribollitore, ove il processo di vaporizzazione è totale e il comportamento è quello di un piatto teorico anche nelle condizioni reali.

Come si può vedere dalle figure, se si volessero percorrere interamente le rette di esercizio, ne risulterebbe un numero di stadi $N = \infty$. Dovendo progettare una colonna reale, ci si arresta

quando l'aumento di un'unità sul numero di stadi non produce apprezzabili variazioni della concentrazione del distillato.

Naturalmente il numero di stadi ideali va corretto per ottenere il numero di stadi reali; a tal scopo si definisce *efficienza dei piatti* (secondo Murphree) la grandezza:

$$E = \frac{y_n - y_{n-1}}{y_n^* - y_{n-1}} \quad (50)$$

Ove y_n^* è la concentrazione del vapore in equilibrio col liquido che abbandona il piatto n-esimo, e y_n e y_{n-1} sono le concentrazioni reali del vapore che lascia rispettivamente il piatto n-esimo ed il piatto (n-1)-esimo. Ipotizzando un'efficienza di Murphree pari a 0.5 si può procedere ad una rappresentazione grafica approssimata (vedi figura 11), servendosi di una "curva di pseudo-equilibrio" che si ottiene dividendo a metà ciascun segmento verticale della spezzata tra le due curve, escluso il primo, che come si è detto viene considerato sempre ideale. Il numero di stadi che così si ottiene non è però generalmente lo stesso che si calcola dividendo il numero teorico per la stessa efficienza.

Un altro metodo per calcolare l'efficienza è la formula semi-empirica di Bakowski:

$$E_{oc} = \frac{1}{1 + \frac{3.7 \cdot K \cdot M}{h' \cdot \rho'_l \cdot T}} \quad (51)$$

ove:

K	=	rapporto di equilibrio liquido-vapore (y^*/x)
M	=	peso molecolare [gm/mole]
ρ'_l	=	densità del liquido [g/cm^3]
h'	=	profondità effettiva del liquido o altezza dello stramazzo per piatti forati o a valvole [cm]
T	=	temperatura [K]

Si veda ora come si costruisce la rappresentazione del processo sul diagramma (h, ξ). Essa è più completa (si basa anche su considerazioni energetiche) e permette di rimuovere l'ipotesi 4 prima enunciata.

Dalle (47) e (48):

$$n = \frac{\xi_{vp} - \xi_l}{\xi_v - \xi_l} \quad (52), \quad m = \frac{\xi_{vp} - \xi_v}{\xi_v - \xi_l} \quad (53)$$

che, sostituite nella (49), danno:

$$h_{vp} + q_R = h_l + \frac{\xi_{vp} - \xi_l}{\xi_v - \xi_l} \cdot (h_v - h_l) \quad (54)$$

L'equazione (54) regola il processo di variazione della concentrazione delle fasi liquida e vapore nella colonna di distillazione. Per illustrarne la sua rappresentazione grafica si prenda in esame la figura 12: su un diagramma (h, ξ) si congiungano due punti qualunque L e V scelti con l'unica condizione che il primo appartenga alla curva di ebollizione ed il secondo a quella di rugiada. Si prolunghi poi tale retta fino ad incontrare l'ordinata per ξ_{vp} : con l'orizzontale per L si formano così due triangoli simili P, L, B e V, L, A. Essi forniscono la relazione:

$$\frac{LV}{LP} = \frac{h_v - h_l}{h_p - h_l} = \frac{\xi_v - \xi_l}{\xi_{vp} - \xi_l} \quad (55)$$

Se alla distanza LV, non vincolata ad alcuna isoterma, si attribuisce il valore unitario, si trova:

$$LP = n = \frac{\xi_{vp} - \xi_l}{\xi_v - \xi_l} \quad (56)$$

e:

$$h_p = h_l + \frac{\xi_{vp} - \xi_l}{\xi_v - \xi_l} \cdot (h_v - h_l) \quad (57)$$

che non è altro che la (54). Si ha inoltre:

$$PB = \frac{\xi_{vp} - \xi_l}{\xi_v - \xi_l} \cdot (h_v - h_l) \quad (58)$$

La figura 12 dà allora una semplice rappresentazione grafica della (55): si tratta di un fascio di rette che ha per polo il punto P, dato che la (57) si può scrivere per ogni sezione della colonna e che a primo membro si ha sempre il valore $h_p = PC$. Il fatto che in ogni sezione della colonna il liquido sia in uno stato facente parte della curva d'ebollizione e il vapore in uno stato facente parte della curva di rugiada, non vincola assolutamente i due punti a giacere sulla stessa isoterma. Può perfino prodursi il caso in cui L o V o entrambi non si spostino affatto sulla corrispondente curva di saturazione: il vapore ascendente potrebbe essere umido (a causa di una cattiva conformazione dei piatti, che dà luogo a schizzi o schiuma), o al contrario surriscaldato, in presenza di liquido sottoraffreddato. In particolare si può avere alimentazione della colonna (soluzione "ricca") con liquido sottoraffreddato proveniente dall'assorbitore; la "retta entalpica di esercizio" del primo stadio è comunque la congiungente del punto rappresentativo dell'alimentazione col polo P.

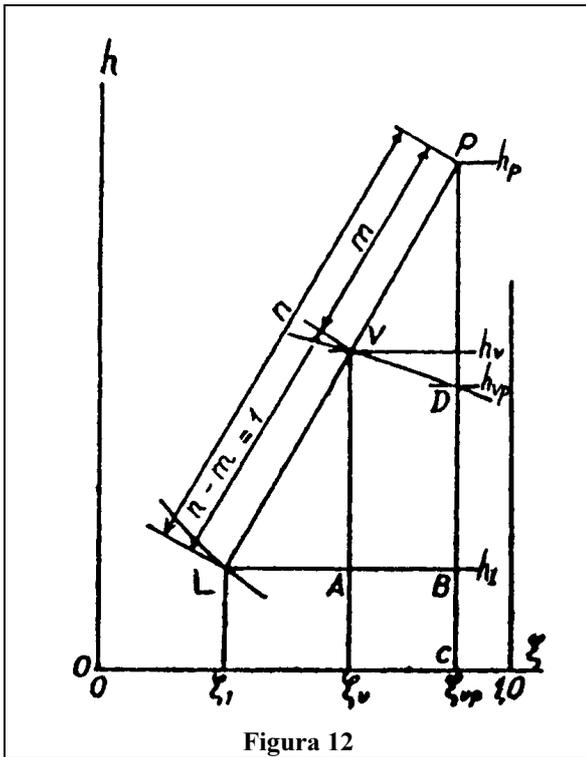


Figura 12

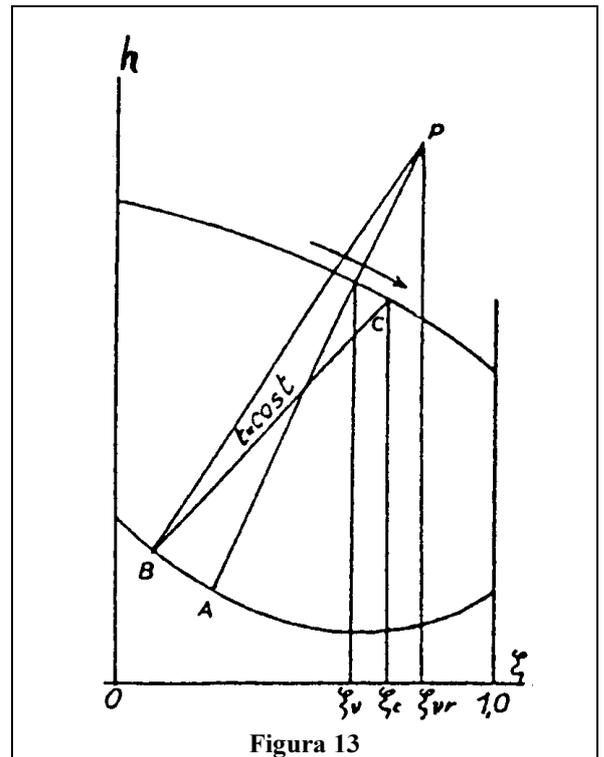


Figura 13

Per quanto riguarda la posizione del polo P, si osservi quanto segue: il vapore che lascia uno stadio non può essere arricchito in sostanza 2 più di quanto ne sia fornito il liquido in ingresso; di conseguenza la concentrazione di questo vapore non può superare quella del vapore umido. Ciò corrisponde, con riferimento alla figura 13, alla condizione: $\xi_v < \xi_c$. L'intersezione fra l'ordinata per ξ_{vp} e l'isoterma per il punto finale del vapore purificato rappresenta perciò un limite inferiore per il punto P, e l'inclinazione delle rette che descrivono il processo di deflemmazione è sempre superiore a quella delle isoterme del vapore umido, qualunque sia il numero di stadi della colonna.

La distanza tra P e 10 fissa il calore di rettificazione q_R , cioè il valore minimo del calore da sottrarre per purificare il vapore fino a ξ_{vp} . Con riferimento alla figura 14, si può osservare che la richiesta di una concentrazione più bassa del liquido residuo ha come conseguenza una variazione del valore di q_R , positiva nel caso di figura, ma in generale dipendente dall'inclinazione delle isoterme. Il polo P va comunque fissato ad un valore di entalpia maggiore del più alto valore delle entalpie dei punti d'intersezione con l'ordinata per ξ_{vp} .

Per esprimere analiticamente le quantità di calore scambiate consideriamo il sistema costituito dalla colonna completa. Sia L_A il quantitativo di soluzione "ricca" in ingresso (che supporremo nello stato di liquido sottoraffreddato), L_8 quello della soluzione "povera" in uscita e V_p quello di vapore depurato. Si ha quindi:

$$L_A = L_8 + V_p \quad (59)$$

e per la sostanza 2:

$$L_A \cdot \xi_A = L_8 \cdot \xi_8 + V_p \cdot \xi_{vp} \quad (60)$$

In rapporto ad 1 kg di vapore poniamo:

$$\frac{L_A}{V_p} = n_A \quad \text{e:} \quad \frac{L_8}{V_p} = n_8$$

Dalle (59) e (60):

$$n_A = \frac{\xi_{vp} - \xi_8}{\xi_A - \xi_8} \quad (61) \quad \text{e:} \quad n_8 = \frac{\xi_{vp} - \xi_A}{\xi_A - \xi_8} \quad (62)$$

Il bilancio termico fornisce:

$$Q_B + L_A \cdot h_A = V_p \cdot h_{10} + L_8 \cdot h_8 + Q_R \quad (63)$$

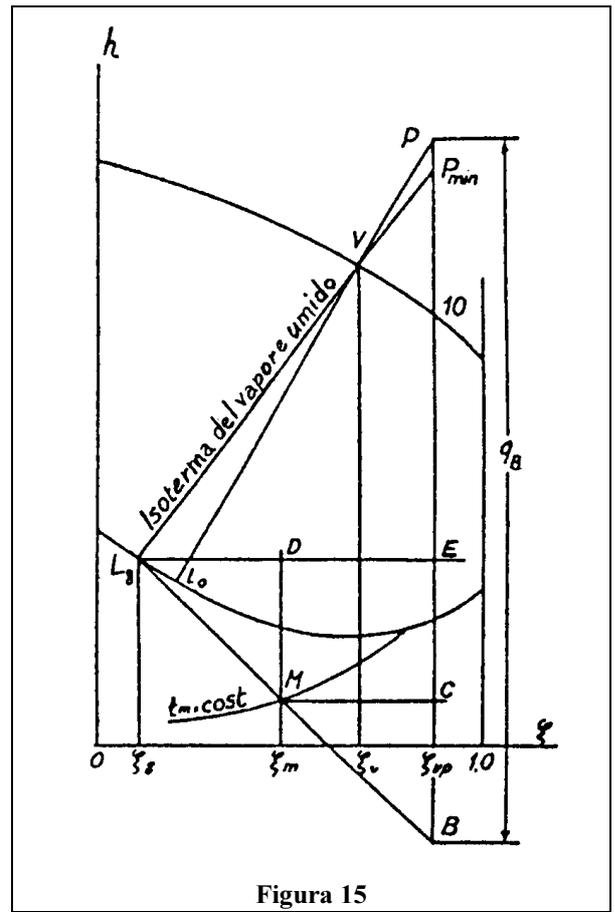
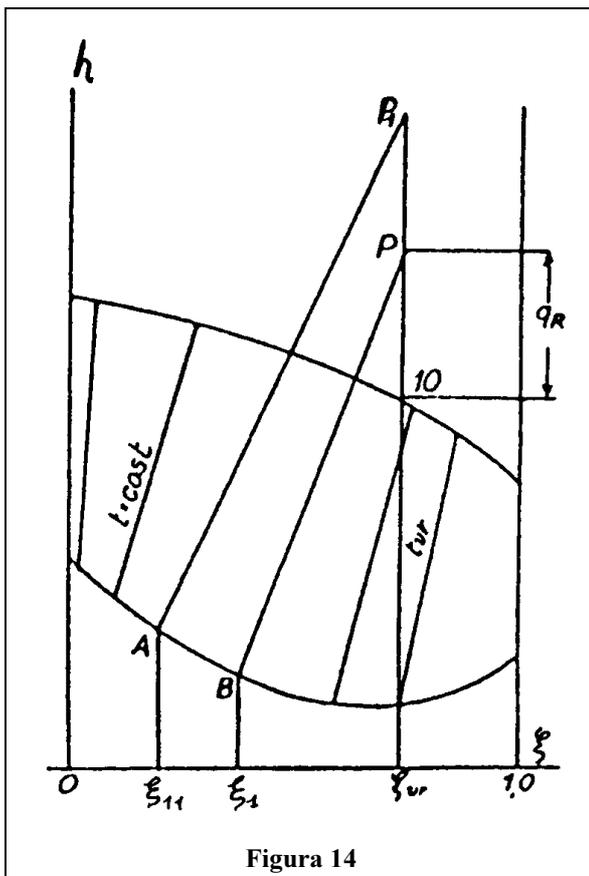
che rapportando ad 1 kg diventa:

$$q_B + n_A \cdot h_A = h_{10} + n_8 \cdot h_8 + q_R \quad (64)$$

che in base alle (61) e (62) si può scrivere:

$$q_B = (h_{10} - h_8) + \frac{\xi_{vp} - \xi_8}{\xi_A - \xi_8} \cdot (h_8 - h_A) + q_R \quad (65)$$

Da semplici considerazioni geometriche (vedi figura 15) si desume che il calore q_B è misurato sul diagramma dalla distanza PB.



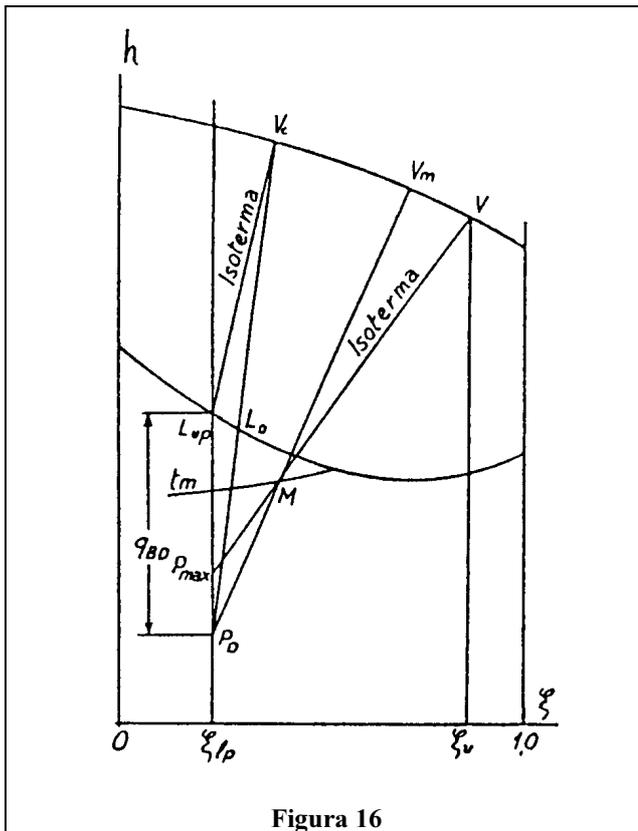


Figura 16

Come si può vedere ancora nella figura 15, supponendo che la retta tra L_8 e V rappresenti l'isoterma del vapore umido, si può individuare il polo P_{min} sul prolungamento di tale retta. Per le considerazioni fatte questo polo si trova troppo in basso per una realizzazione pratica (richiederebbe una superficie di scambio infinita) e si deve quindi prendere in considerazione un polo P la cui ordinata si può determinare come segue: la soluzione liquida nello stato L_0 lascia lo stadio inferiore di deflessione e defluisce nel ribollitore. Se la soluzione contenuta nel ribollitore è in quantità molto superiore a questo liquido che affluisce, si può ragionevolmente supporre che il punto V rappresenti lo stato del vapore che entra nel deflessore, e quindi la retta congiungente L_0 e V (corrispondente al primo stadio di deflessione) individua il polo "pratico" P . Considerando ancora

l'equilibrio tra il liquido che defluisce da uno stadio ed il vapore che vi affluisce, si possono determinare tutti i successivi stadi di deflessione: l'isoterma per un punto L_i individua sulla curva di rugiada un punto V_{i+1} per il quale si può condurre la congiungente con P , il cui prolungamento incontra la curva d'ebollizione in L_{i+1} , e così via fino a quando il punto V_j ha una concentrazione sufficientemente elevata.

Lo stesso procedimento si adotta per le colonne di esaurimento, ma in questo caso la quantità di liquido residuo L_p gioca il ruolo che nel caso precedente aveva la quantità di vapore V_p . Si definiscano:

$$n_D = \frac{L}{L_p}, \quad m_D = \frac{V}{L_p} \quad \text{e:} \quad q_{BD} = \frac{Q_B}{L_p}$$

Per la colonna di esaurimento il riferimento è la curva d'ebollizione e non più quella di rugiada; per ogni sezione della colonna si possono scrivere le equazioni analoghe alle (47) e (48):

$$n_D - m_D = 1 \quad (66)$$

$$n_D \cdot \xi_l - m_D \cdot \xi_v = \xi_{lp} \quad (67)$$

da cui:

$$n_D = \frac{\xi_v - \xi_{lp}}{\xi_v - \xi_l} \quad (68) \quad \text{e:} \quad m_D = \frac{\xi_l - \xi_{lp}}{\xi_v - \xi_l} \quad (69)$$

e in analogia con la (49):

$$n_D \cdot h_l - m_D \cdot h_v = h_{lp} + q_{BD} \quad (70)$$

Introducendo le (68) e (69) nella (70):

$$h_{lp} - q_{BD} = h_v + \frac{\xi_v - \xi_{lp}}{\xi_v - \xi_l} \cdot (h_v - h_l) \quad (71)$$

Il calore q_{BD} è rappresentato sul diagramma dalla distanza P_D-L_p (figura 16).

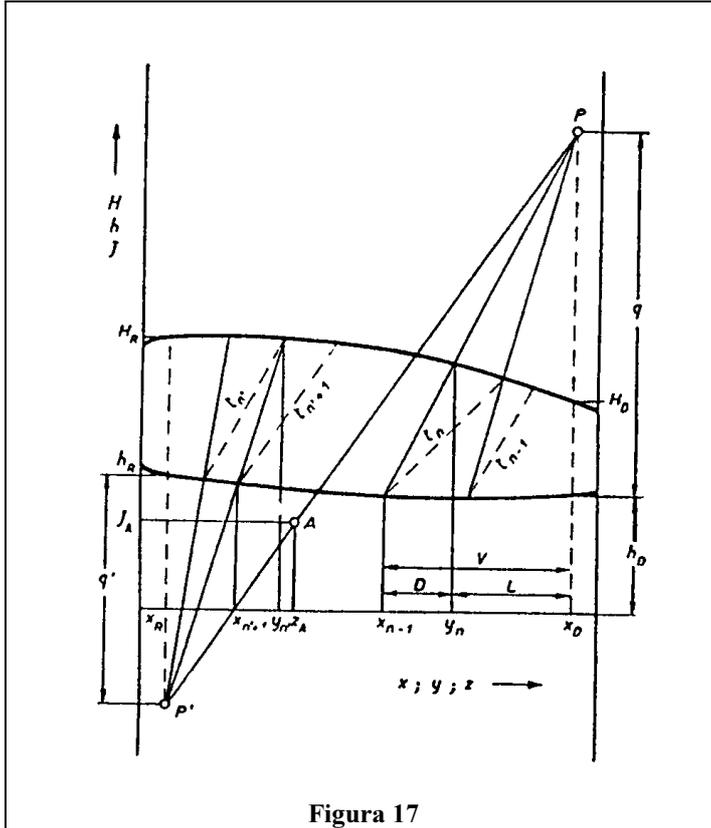


Figura 17

Con ragionamento del tutto analogo al precedente si osserva come la concentrazione della soluzione che abbandona lo stadio più basso (punto L_{vp} di figura 16) sia in equilibrio col vapore uscente dallo stesso stadio, che è quindi individuato dall'intersezione dell'isoterma per L_{vp} con la linea di rugiada. La retta di esercizio di questo primo stadio deve perciò congiungere il punto che rappresenta questo vapore col polo P_D . Questo polo sta sempre al di sotto, nel caso reale, di un polo teorico P_{max} da determinarsi all'intersezione della verticale per ξ_{lp} con l'isoterma passante per il punto A d'alimentazione. Quest'ultimo può anche trovarsi al di sotto della linea d'ebollizione (o al di sopra di quella di rugiada), e in tal caso la retta in questione diventa l'isoterma il cui prolungamento passa per A (la (71) esprime per l'appunto l'allineamento di

P, A e dell'estremo dell'isoterma che si trova sulla curva di rugiada). Le rette di esercizio sono ora le PV_j , (vedi figura 17) e ogni successivo punto V_{i+1} è determinato sulla curva di rugiada dal prolungamento della congiungente P_{max} col punto della curva d'ebollizione individuato dall'isoterma per il punto V_i .

Per quanto riguarda il processo complessivo (colonna completa) esso consiste nel suddividere la miscela A nei due prodotti (vapore distillato e liquido residuo) facendo intervenire gli effetti termici q_R e q_{BD} (processo non adiabatico).

Si riscrivano la (49) e la (70) (da cui derivano la (54) e la (71)), che esprimono il legame tra le concentrazioni in una qualunque sezione di una colonna rispettivamente di arricchimento e di esaurimento (vedi figura 18):

$$V \cdot h_v - L \cdot h_l = V_p \cdot (h_{vp} + q_R) \quad (49')$$

$$L' \cdot h_l - V' \cdot h_v = L_p \cdot (h_{lp} - q_{BD}) \quad (70')$$

Sostituiamo in entrambe le equazioni i valori che le grandezze assumono nel punto A:

$$V \cdot h_{vA} - L \cdot h_{lA} = V_p \cdot (h_{vp} + q_R) \quad (72)$$

$$L \cdot h_{lA} - V \cdot h_{vA} = L_p \cdot (h_{lp} - q_{BD}) \quad (73)$$

L'alimentazione A all'entrata in colonna si mette in equilibrio alle condizioni di temperatura e di pressione nella zona di espansione. Essa può quindi subire trasformazioni più o meno intense, con il risultato di suddividersi in due frazioni: una vapore $\phi \cdot A = (V - V')$, la quale si aggiunge al flusso V' proveniente dal piatto N' dell'esaurimento; una liquida $(1 - \phi) \cdot A = (L' - L)$, la quale si aggiunge al flusso liquido del piatto N per alimentare il piatto N' .

Sommando membro a membro la (72) e la (73) si ottiene:

$$(V - V') \cdot h_{vA} + (L' - L) \cdot h_{lA} = V_p \cdot (h_{vp} + q_R) + L_p \cdot (h_{lp} - q_{BD}) \quad (74)$$

e servendosi del semplice bilancio termico:

$$J_A = \phi \cdot h_{vA} + (1 - \phi) \cdot h_{lA} \quad (75)$$

secondo cui l'entalpia di una mole¹ di alimentazione si suddivide tra le fasi, si ricava:

$$J_A \cdot A = V_p \cdot (h_{vp} + q_R) + L_p \cdot (h_{lp} - q_{BD}) \quad (76)$$

Dal bilancio globale della colonna si ricavano le:

$$A = V_p + L_p \quad (77)$$

$$A \cdot \xi_A = V_p \cdot \xi_{vp} + L_p \cdot \xi_{lp} \quad (78)$$

che sostituite nella (76) danno:

$$\frac{(h_{vp} + q_R) - J_A}{\xi_{vp} - \xi_A} = \frac{J_A - (h_{lp} - q_{BD})}{\xi_A - \xi_{lp}} \quad (79)$$

Come illustra la figura 19 i punti P_D , P e A sono allineati; la retta (79) coincide quindi con la L_8-V di figura 15 e con la P_D-V_A di figura 16, ed è detta "retta entalpica di alimentazione".

Il numero di rette PL_j o PV_j dà il numero di stadi teorici della colonna. Tale numero fa riferimento ad uno scambio totale di materia per una durata di tempo infinita. Poichè nella realtà non si realizza mai lo scambio totale e i tempi a disposizione sono finiti, a questo numero deve essere apportata una correzione.

L'influenza delle differenti soluzioni costruttive è molto variabile: l'efficienza che si può prevedere (secondo le definizioni viste precedentemente) oscilla tra il 25 ed il 75 %.

Il diametro della colonna si determina in modo che la velocità dei vapori tra un piatto e l'altro non superi il 60-70 % della velocità ammissibile:

$$V_{\max} = c \cdot \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} \quad [\text{m/s}] \quad (80)$$

ove ρ_l e ρ_v sono le densità del liquido e del vapore, e c è un coefficiente che vale 0.05 per una distanza fra i piatti di 0.5 m e aumenta all'aumentare di questa.

¹Poichè questa parte della trattazione non è vincolata all'ipotesi 4, le unità molari possono essere sostituite da quelle ponderali.

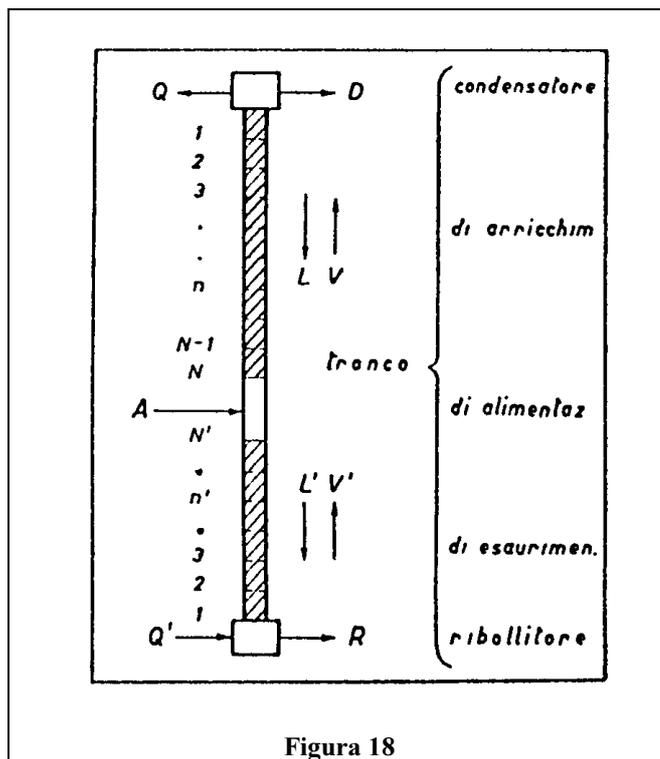


Figura 18

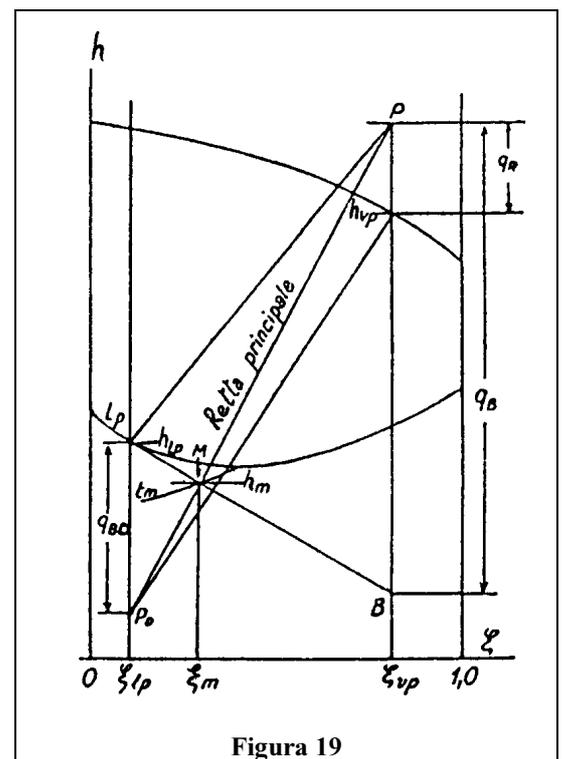


Figura 19

Come ultima fase del progetto di una colonna si deve infine procedere alla verifica a *flooding*, cioè a ingolfamento. Possono infatti verificarsi due condizioni che pregiudicano pesantemente le prestazioni di una colonna di distillazione: una portata di vapore troppo alta che impedisce al liquido di discendere trascinandolo con sé verso l'alto ("entrainment flooding"), oppure una portata eccessiva di liquido che impedisce al vapore di risalire ("downflow flooding"). Tale verifica viene condotta controllando che la velocità netta del vapore² sia inferiore a quella detta "di flooding", determinata utilizzando alcuni parametri semi-empirici.

Per le colonne di diametro inferiore ai 60 cm circa, risulta generalmente più economico l'impiego di colonne a riempimento, a meno che non sia richiesto un riempimento in lega metallica.

Il sistema a corpi di riempimento è un sistema continuo perfetto, ove le variazioni di concentrazione da sezione a sezione sono differenziali. Come già accennato si può comunque stabilire un'equivalenza col sistema a stadi definendo come "H.E.T.P. = altezza equivalente del piatto teorico" l'altezza dello strato di corpi di riempimento tale per cui il vapore in uscita dalla sezione superiore dello strato ed il liquido in uscita dalla sezione inferiore dello strato hanno le composizioni di saturazione.

²La velocità netta è quella che si riferisce all'area netta della colonna, cioè l'area della sezione totale cui viene sottratta l'area del discendente, che per piatti a mezzaluna è la parte non occupata dal piatto, attraverso la quale il liquido può defluire liberamente.

Alcune considerazioni critiche sulle possibilità teoriche di un miglioramento delle prestazioni

Riprendendo quanto osservato nel primo paragrafo, si può osservare che in una macchina ad assorbimento il condensatore e l'evaporatore sono interessati da uno scambio termico in cambiamento di fase che potrebbe essere vantaggiosamente effettuato con scambiatori di elevata efficienza come gli scambiatori compatti a piastre, sia nel caso che il fluido esterno di raffreddamento sia acqua oppure aria. Quest'ultimo caso è di grande importanza per l'evaporatore, ove la necessità di superfici estese potrebbe essere ben soddisfatta dall'impiego di scambiatori compatti.

E' importante osservare che, specialmente per quanto riguarda le apparecchiature interessate da scambi termici in cambiamento di fase, quando la macchina funziona in regolazione (con minor calore fornito in caldaia), la portata è inferiore a quella nominale, e in uno scambiatore di tipo tradizionale il fluido si può distribuire in modo disuniforme sulle superfici, pregiudicando l'efficacia dello scambio termico. Il fenomeno è certamente di proporzioni minori in uno scambiatore compatto, ove le sezioni di passaggio sono molto ridotte.

Un effetto negativo (la notevole diminuzione del coefficiente globale di scambio) si ha anche quando il fluido è in moto laminare, poichè lo strato a ridosso della parete si può considerare "fermo", mentre soltanto il fluido che occupa la parte centrale del condotto defluisce a velocità più consistente. Anche in questo caso si trarrebbe vantaggio dall'impiego di uno scambiatore compatto a piastre.

La diminuzione di portata, inoltre, influisce pesantemente sull'efficienza della colonna di distillazione che sta in testa al generatore: i due fluidi in controcorrente, il liquido discendente ed il vapore distillato in moto verso l'alto, seguono "percorsi preferenziali" caratterizzati da minori cadute di pressione, e si riducono fortemente sia la superficie che il tempo di contatto, pregiudicando lo scambio termico e lo scambio di massa.

Un problema di analoga natura si presenta durante il transitorio di avviamento: il primo vapore prodotto non incontra liquido discendente, poichè i piatti della colonna si svuotano durante il fermo della macchina. La colonna è allora del tutto inefficace fino al momento in cui non si è prodotto un quantitativo sufficiente di soluzione "ricca" in discesa e, soprattutto, di sostanza assorbente allo stato liquido proveniente dal rettificatore. Il vapore di refrigerante trascina quindi con sè ingenti quantitativi di sostanza assorbente, ed il COP è fortemente ridotto rispetto alle condizioni di regime.

Un'attenzione particolare merita, come accennato all'inizio del capitolo, il disegno del rettificatore: si tratta generalmente di una serpentina, percorsa dalla soluzione "ricca", sulla quale condensa il componente meno volatile. Perchè sia garantita l'elevata purezza del vapore in uscita, tale serpentina risulta normalmente di notevole sviluppo longitudinale, e viene avvolta generalmente in più spire concentriche per evitare un eccessivo ingombro. Bisogna allora fare attenzione al percorso del vapore, che deve lambire tutte le spire e possibilmente attorno alla circonferenza completa del tubo. Lo scopo si può raggiungere disponendo opportuni setti tra le spire interne e quelle più esterne. Conviene inoltre che l'ultimo passaggio del vapore avvenga in corrispondenza della parte più fredda della serpentina. Si possono adottare altri accorgimenti

per aumentare il tempo di permanenza del vapore nel rettificatore e per favorire la condensazione dell'acqua, come l'inserimento di materiale di riempimento o di reti metalliche.

Per quanto riguarda l'assorbitore, l'obiettivo, com'è noto, è quello di realizzare uno scambio sia di massa che di calore il più completo possibile. Anche per l'assorbitore l'utilizzo di uno scambiatore di tipo compatto può essere una buona soluzione per un incremento delle prestazioni, ma in questo caso si deve procedere ad accurate verifiche sul tempo di contatto fra soluzione "povera" e refrigerante quasi puro all'interno del componente e, soprattutto, sull'esistenza di un efficace rimescolamento dei fluidi, che incrementi la superficie utile per lo scambio di massa. Quest'ultimo aspetto è particolarmente critico, dato che lo spessore del film liquido all'interno del componente è in media inferiore alla distanza fra le piastre, ed il vapore potrebbe seguire "percorsi preferenziali".

Lo scambiatore delle soluzioni è uno scambiatore liquido-liquido, che oltre tutto ha il vantaggio di avere a disposizione discreti salti di pressione, perciò l'adozione di una tipologia compatta si presenta, per questo componente, come una soluzione semplice ed efficace.

Il ricorso a scambiatori a piastre può significare, inoltre, un netto guadagno in termini di compattezza di tutti i dispositivi, oltre alla riduzione di salto fra i livelli termici dei fluidi coinvolti negli scambi, derivanti da una più alta efficienza degli scambi termici.

In particolare per lo scambiatore delle soluzioni e per il sottoraffreddatore il ricorso a tali apparecchiature implica un discreto miglioramento in termini di COP.

BILANCI ENERGETICI

Prima di procedere alla scrittura del bilancio energetico complessivo, conviene esprimere analiticamente un parametro di uso comune nel campo delle macchine ad assorbimento, al quale si è già accennato: il fattore di ricircolazione.

Consideriamo il generatore nel suo complesso, compresi deflemmatore e rettificatore (figura 1); per esso si può scrivere il bilancio:

$$L \cdot \xi_r = (L - V) \cdot \xi_p + V \cdot \xi_v \quad (1)$$

Per riferirsi ad 1 kg di vapore saturo secco si devono dividere ambo i membri per V. Si ottiene:

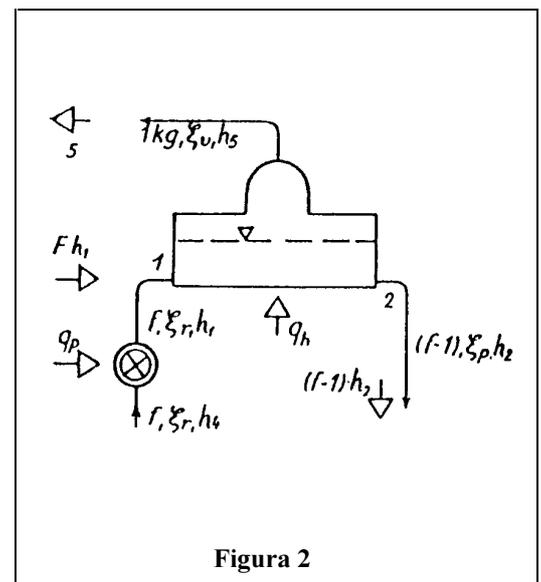
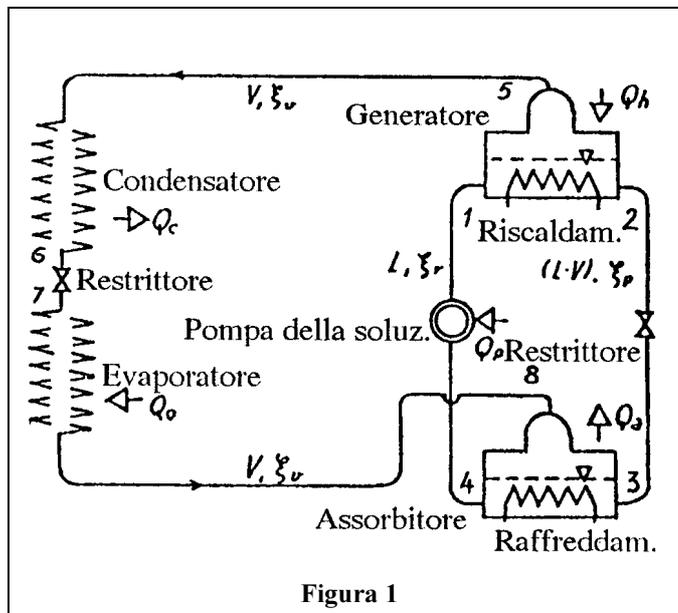
$$f = \frac{L}{V} = \frac{\xi_v - \xi_p}{\xi_r - \xi_p} \quad (2)$$

che rappresenta la quantità di soluzione "ricca" proveniente dall'assorbitore, introdotta nel generatore tramite la pompa della soluzione. Può essere utile ricavare anche l'espressione:

$$f - 1 = \frac{L - V}{V} = \frac{\xi_v - \xi_r}{\xi_r - \xi_p} \quad (3)$$

che rappresenta invece la quantità di soluzione "povera" che ritorna all'assorbitore.

L'espressione $\xi_r - \xi_p$ è la già citata ampiezza di degasaggio. Il fattore f cresce al diminuire dell'ampiezza di degasaggio ed è sempre maggiore di 1. In caso contrario, infatti, si avrebbe $\xi_v < \xi_r$, cioè non soltanto tutto il refrigerante liquido presente nel ribollitore si dovrebbe trasformare in vapore, ma una parte di solvente non potrebbe più ritornare all'assorbitore, impedendo la funzione fondamentale di assorbimento dei vapori provenienti dall'evaporatore.



Il bilancio energetico globale

Siano:

$$Q_g = \text{calore di vaporizzazione al generatore} \quad [\text{kW}]$$

$$Q_0 = \text{effetto frigorifero utile all'evaporatore} \quad [\text{kW}]$$

$$Q_p = \text{lavoro della pompa della soluzione} \quad [\text{kW}]$$

le quantità entranti nel sistema, e:

$$Q_c = \text{calore di condensazione} \quad [\text{kW}]$$

$$Q_a = \text{calore d'assorbimento} \quad [\text{kW}]$$

le quantità uscenti. Il bilancio si scrive allora:

$$Q_g + Q_0 + Q_p = Q_c + Q_a \quad (4)$$

Molto spesso il lavoro Q_p è trascurabile rispetto alle altre grandezze, e la (4) si riduce alla:

$$Q_g + Q_0 = Q_c + Q_a \quad (5)$$

Se le quantità si riferiscono a V kg di vapore, basta dividere ambo i membri per V per ottenere l'equazione riferita ad 1 kg:

$$q_g + q_0 = q_c + q_a \quad (6)$$

La (6) considera la macchina ad assorbimento nel suo complesso; per scrivere i bilanci energetici dei singoli apparecchi, bisogna analizzare gli scambi che avvengono in ciascuno di essi.

Efficienza delle macchine ad assorbimento

L'efficienza (C.O.P.) delle macchine ad assorbimento è stata già definita. Con i simboli attuali:

$$\text{C.O.P.} = \frac{q_0}{q_g} \quad (7)$$

trascurando il lavoro della pompa. Se questo invece non è trascurabile:

$$\text{C.O.P.} = \frac{q_0}{q_g + q_p} \quad (8)$$

Per macchine a fiamma diretta, se si vuole riferire l'efficienza al potere calorifico del combustibile, bisogna moltiplicare per il rendimento del generatore η_g , ottenendo così il P.E.R. ("Primary Energy Ratio"):

$$\text{P.E.R.} = \frac{q_0}{q_g} \cdot \eta_g = \frac{q_0}{H_i} \quad (9)$$

Ove H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile.

Il bilancio energetico al generatore

Si hanno le seguenti grandezze d'ingresso:

$$\begin{aligned} q_g \quad [\text{kJ/kg}] &= \text{calore di vaporizzazione} \\ f \cdot h_1 \quad [\text{kJ/kg}] &= \text{contenuto entalpico della soluzione "ricca"} \end{aligned}$$

e le seguenti grandezze d'uscita:

$$\begin{aligned} (f - 1) \cdot h_2 \quad [\text{kJ/kg}] &= \text{contenuto entalpico della soluzione "povera"} \\ h_5 \quad [\text{kJ/kg}] &= \text{entalpia di 1 kg di vapore prodotto} \end{aligned}$$

(vedi figura 2). Deve perciò essere:

$$q_g + f \cdot h_1 = (f - 1) \cdot h_2 + h_5 \quad (10)$$

e quindi:

$$q_g = (h_5 - h_2) + f \cdot (h_2 - h_1) \quad (11)$$

Il lavoro della pompa è dato da:

$$q_p = f \cdot (h_1 - h_4) \quad (12)$$

e perciò la spesa energetica totale al generatore si può scrivere:

$$q_w = q_g + q_p = (h_5 - h_2) + f \cdot (h_2 - h_4) \quad (13)$$

Il bilancio energetico all'assorbitore

Si hanno le seguenti grandezze d'ingresso:

$$\begin{aligned} h_8 \quad [\text{kJ/kg}] &= \text{entalpia di 1 kg di vapore proveniente dall'evaporatore} \\ (f - 1) \cdot h_3 \quad [\text{kJ/kg}] &= \text{contenuto entalpico della soluzione "povera"} \end{aligned}$$

e le seguenti grandezze d'uscita:

$$\begin{aligned} f \cdot h_4 \quad [\text{kJ/kg}] &= \text{contenuto entalpico della soluzione "ricca"} \\ q_a \quad [\text{kJ/kg}] &= \text{calore d'assorbimento} \end{aligned}$$

(vedi figura 3). Deve perciò essere:

$$h_8 + (f - 1) \cdot h_3 = f \cdot h_4 + q_a \quad (14)$$

e quindi il calore da sottrarre durante il processo di assorbimento è:

$$q_a = (h_8 - h_3) + f \cdot (h_3 - h_4) \quad (15)$$

Immaginando per ora che la tubazione di collegamento tra generatore e assorbitore dal lato della soluzione "povera" comprenda solo un riduttore di pressione¹, si può pensare che attraverso di esso il fluido compia una trasformazione isoentalpica, e che quindi sia: $h_3 = h_2$. Si ponga:

$$h_2 - f \cdot (h_2 - h_4) = h_3 - f \cdot (h_3 - h_4) = h_0 \quad (16)$$

¹Si vedrà più avanti l'effetto dell'introduzione di uno scambiatore di calore che sfrutta il contenuto entalpico di questa soluzione per preriscaldare quella in ingresso al generatore.

L'entalpia h_0 è un valore "di appoggio" molto utile per semplificare l'espressione dei bilanci energetici e, come si vedrà tra breve, rende immediata la determinazione delle quantità di calore in gioco col metodo grafico. La (13) e la (15) diventano infatti:

$$q_w = (h_5 - h_0) \tag{13'}$$

$$q_a = (h_8 - h_0) \tag{15'}$$

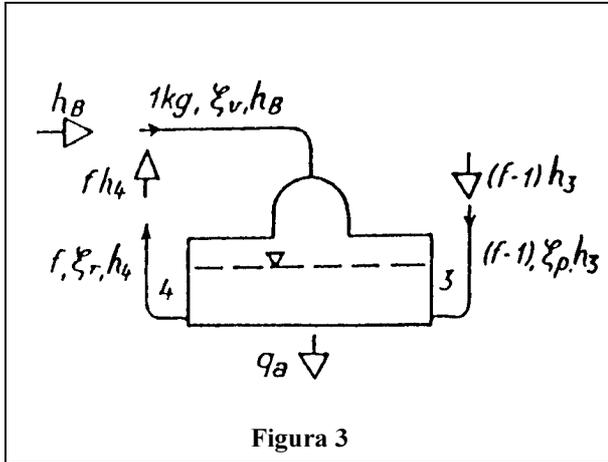


Figura 3

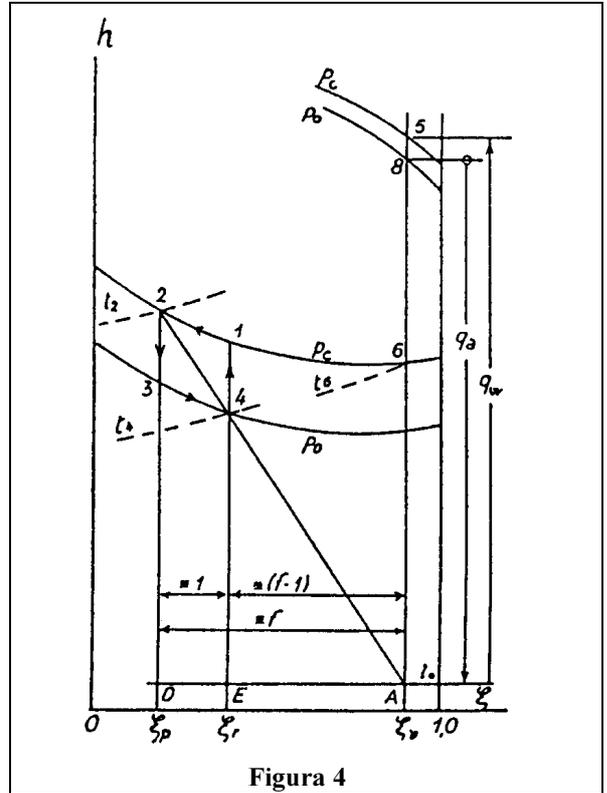


Figura 4

Nella figura 4 compaiono le curve d'ebollizione e di rugiada corrispondenti alle due pressioni di lavoro della macchina ad assorbimento, che indicheremo con p_0 (pressione bassa, pressione all'evaporatore) e p_c (pressione alta, pressione di condensazione). Le tre concentrazioni ξ_p , ξ_r e ξ_v sono rispettivamente la concentrazione bassa (soluzione "povera"), la concentrazione alta (soluzione "ricca") e la concentrazione molto alta del vapore rigenerato. L'incrocio tra l'ordinata per ξ_r e la pressione bassa (punto 4) rappresenta la soluzione in uscita dall'assorbitore, che viene poi portata nelle condizioni del punto 1 (ingresso generatore) tramite l'azione della pompa. Nel generatore, alla pressione alta, la soluzione s'impoverisce fino alle condizioni del punto 2, quindi attraverso il restrittore passa alle condizioni del punto 3 (ingresso assorbitore), e dopo il raffreddamento che subisce nell'assorbitore si porta nuovamente al punto 4. Si congiungano i punti 2 e 4 con una retta, e la si prolunghi fino ad intersecare l'ordinata per ξ_v nel punto A; l'orizzontale per A incontra le ordinate per le altre due concentrazioni nei punti D ed E. Si ha:

$$\frac{AD}{ED} = \frac{\xi_v - \xi_p}{\xi_r - \xi_p} = f \tag{17}$$

e:

$$\frac{AE}{ED} = \frac{\xi_v - \xi_r}{\xi_r - \xi_p} = f - 1 \quad (18)$$

Attribuendo il valore unitario alla distanza ED, si possono leggere direttamente sul diagramma i valori di f ed f -1. Dalla similitudine fra i triangoli 2, A, D e 4, A, E si ricava inoltre:

$$\frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_A} = \frac{\xi_r - \xi_p}{\xi_v - \xi_p} = \frac{1}{f} \quad (19)$$

cioè:

$$h_A = h_2 - f \cdot (h_2 - h_4) \quad (20)$$

Il secondo membro della (20) è l'entalpia "d'appoggio" h_0 , ed è quindi immediato trovare sul diagramma q_w e q_a , come distanza fra A e i punti 5 ed 8 rispettivamente, rappresentativi del vapore in uscita dal generatore e dall'evaporatore.

Il bilancio energetico al condensatore

Il vapore entrante nel condensatore lascia il generatore come già detto nelle condizioni del punto 5. Se l'entalpia del vapore liquefatto è h_6 , è necessario sottrarre durante il processo di condensazione il calore corrispondente alla differenza $(h_5 - h_6)$. Se il liquido non è sottoraffreddato dopo la condensazione, ma affronta il restrittore in condizioni di saturazione, e la temperatura finale all'evaporatore è superiore a quella di questo punto, si avrà parziale evaporazione del liquido prima del suo ingresso nell'evaporatore.

Ciò rappresenta una perdita di rendimento per la macchina ad assorbimento, poichè la parte già vaporizzata attraversa l'evaporatore senza fornire alcun effetto utile, ma richiede comunque di essere riassorbita nell'assorbitore e di essere rigenerata nel ribollitore. Per questa ragione è consigliabile scegliere la pressione del generatore e del condensatore un po' più alta del valore più basso possibile in modo non solo da condensare il vapore in tutta

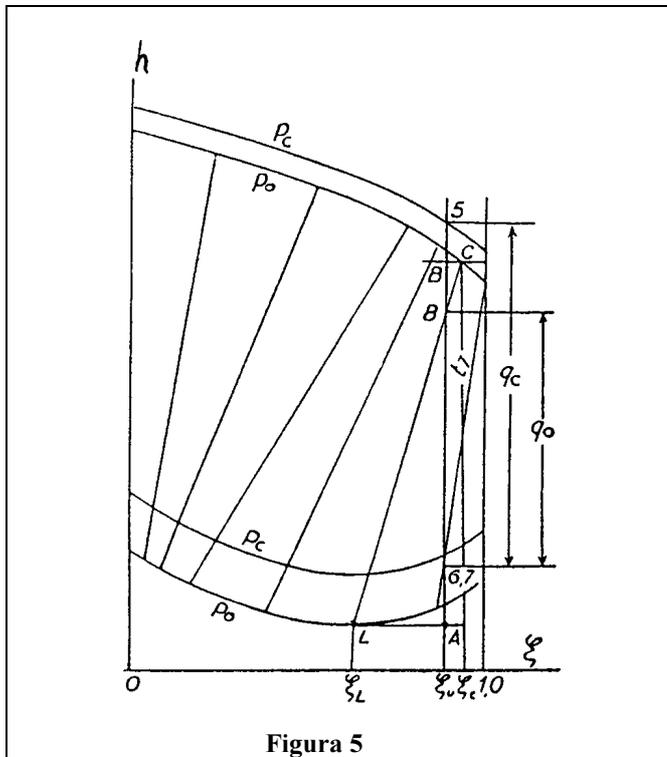


Figura 5

sicurezza, ma anche di sottoraffreddarlo leggermente per evitare l'inconveniente descritto anche in caso di variazione accidentale della temperatura del fluido di raffreddamento. Il punto 6 si deve trovare quindi al di sotto della curva p_c .

La determinazione di q_c è semplice; come già detto è:

$$q_c = h_5 - h_6 \quad (21)$$

Poichè il liquido è sottoraffreddato, l'entalpia non subisce variazioni nel passaggio attraverso il restrittore, e quindi il punto 7 della figura 1 coincide sul diagramma col punto 6. Tuttavia i due punti appartengono a isobare differenti: il punto 6 alla curva p_c e il punto 7 alla curva p_0 .

Se il sottoraffreddamento non è particolarmente spinto il punto 7 si trova nella zona di vapore umido. La sua temperatura è allora definita dall'isoterma di vapore umido passante per esso. L'approssimazione di considerare il punto 7 proprio all'intersezione dell'isoterma con la curva p_0 è tanto più corretta quanto più ξ_v si avvicina ad 1.

Il bilancio energetico all'evaporatore

Nell'evaporatore l'entalpia del liquido viene aumentata per effetto della somministrazione di calore. La soluzione, che si trova normalmente nello stato di miscela bifase, si porta ad un livello h_8 , indicato dall'ordinata del punto 8. La resa frigorifera risulta:

$$q_0 = h_8 - h_7 = h_8 - h_6 \quad (22)$$

rappresentata in figura 5. Il punto 8 è costituito anch'esso generalmente da una miscela di liquido e vapore, e la sua temperatura è definita come la più elevata che può presentarsi nell'evaporatore, dal momento che l'aumento di temperatura è tanto meno sensibile quanto più ξ_v si avvicina ad 1. Si comprende così l'importanza di una buona deflessione e di una buona rettificazione per ottenere un impianto ad assorbimento di elevata efficienza.

Data t_8 , sono note le concentrazioni ξ_L e ξ_C sull'isoterma di vapore umido passante per 8. Con riferimento alla figura 5, data la similitudine dei triangoli B, 8, C e A, 8, L, valgono le:

$$\frac{h_C - h_8}{h_8 - h_L} = \frac{\xi_C - \xi_8}{\xi_8 - \xi_L} = \frac{\xi_C - \xi_v}{\xi_v - \xi_L} \quad (23)$$

che permettono di ricavare analiticamente l'entalpia di 8:

$$h_8 = h_C \cdot \frac{\xi_v - \xi_L}{\xi_C - \xi_L} + h_L \cdot \frac{\xi_C - \xi_v}{\xi_C - \xi_L} \quad (24)$$

Il bilancio energetico allo scambiatore delle soluzioni

Come mostra la figura 4, la soluzione "ricca" lascia l'assorbitore alla temperatura bassa t_4 e la soluzione "povera" lascia il ribollitore alla temperatura elevata t_2 . Prima che la soluzione "ricca" cominci a diminuire di concentrazione, è necessario riscaldarla fino alla temperatura t_1 ; al contrario la soluzione "povera" deve essere raffreddata fino a t_3 prima che cominci a riassorbire il vapore. Il riscaldamento della soluzione "ricca" è un fenomeno irreversibile che esercita un'influenza nefasta sul rendimento termico della macchina: si può allora pensare di fornire

almeno in parte questo calore sfruttando il raffreddamento della soluzione "povera". Introducendo uno scambiatore di calore lo stato del punto 3 non coincide più con lo stato del punto 2 di figura 2; lo stato del punto 1 si modifica di conseguenza e non è più lo stato del punto 4 di figura 3. Con i simboli di figura 6, il calore che si scambia tra le portate f della soluzione "ricca" ed $(f - 1)$ della soluzione "povera" è:

$$q_{ss} = (h_1 - h_4) \cdot f = (h_2 - h_3) \cdot (f - 1) \quad (25)$$

Si ricava:

$$h_1 = h_4 + \frac{f - 1}{f} \cdot (h_2 - h_3) \quad (26)$$

La soluzione "ricca" ha portata maggiore, e anche le concentrazioni sono diverse, ma non tanto da produrre una grande differenza tra i calori specifici. Si può allora supporre t_3 superiore a t_4 solo di pochi gradi. Si tracci (figura 6) la retta passante per il punto finale del raffreddamento 3' ed il punto 4, fino ad incontrare l'ordinata per ξ_v (punto B). Dalla similitudine dei triangoli 3', B, D e 3', 4, C si ricava:

$$\frac{h_{3'} - h_0}{h_{3'} - h_4} = \frac{f}{1} \quad (27)$$

Considerando invece i triangoli 2, A, E e 2, 4, C:

$$\frac{h_2 - h_A}{h_2 - h_4} = \frac{f}{1} \quad (28)$$

Dalle (27) e (28) si ha:

$$h_0 = h_{3'} - f \cdot (h_{3'} - h_4) \quad (29)$$

che è esattamente la (16).

In conclusione, l'entalpia "d'appoggio" ha assunto un valore diverso con l'introduzione dello scambiatore delle soluzioni, e precisamente è passata dall'ordinata del punto A a quella del punto B.

Dalla (28):

$$h_A = h_2 - f \cdot (h_2 - h_4) \quad (30)$$

E quindi:

$$h_B - h_A = (h_2 - h_{3'}) \cdot (f - 1) = q_{ss} \quad (31)$$

Di conseguenza diminuiscono q_w e q_a , come appare dalle (13') e (15'), con notevole guadagno d'efficienza (vedi la (7)).

Determinato il punto ausiliario, la congiungente col punto 2 individua sull'ordinata per ξ_r il punto 1', punto finale del riscaldamento. In taluni casi il punto 1' può cadere nella zona dei vapori umidi, al di sopra della curva d'ebollizione a pressione p_c , il che significa che

l'ebollizione della soluzione "ricca" comincia già all'interno dello scambiatore delle soluzioni. L'entalpia di 1' si ricava dalla similitudine fra i triangoli 2, 1', F e 2, B, D:

$$\frac{h_2 - h_{1'}}{h_2 - h_0} = \frac{\xi_p - \xi_r}{\xi_p - \xi_v} \quad (32)$$

da cui:

$$h_{1'} = h_2 - \frac{\xi_p - \xi_r}{\xi_p - \xi_v} \cdot (h_2 - h_0) \quad (33)$$

Il bilancio energetico al sottoraffreddatore

I vapori che lasciano l'evaporatore non debbono giungere all'assorbitore con una temperatura superiore alla minima temperatura d'assorbimento: in tal caso, infatti, il costo energetico d'esercizio della macchina risentirebbe molto dell'aumento del calore da sottrarre all'assorbitore. Sussiste tuttavia un margine in termini entalpici tra questi vapori e la temperatura di fine assorbimento, margine che può essere sfruttato per sottoraffreddare il refrigerante proveniente dal condensatore.

Tale sottoraffreddamento corrisponde ad un aumento della produzione di freddo pari all'incremento della differenza d'entalpia tra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore. La temperatura e l'entalpia del punto 8 aumentano fino ad un punto 8', mentre la temperatura e l'entalpia del punto 6 diminuiscono fino ad un punto 6'. Ragionando in termini di unità di vapore, le portate da considerare nel bilancio sono di 1 kg. Il miglioramento ottenuto in termini di produzione di freddo è allora:

$$h_{8'} - h_8 = h_6 - h_{6'} = \Delta h \quad (34)$$

L'effetto frigorifero utile si modifica in:

$$q_0' = q_0 + \Delta h \quad (35)$$

Si ha un corrispondente aumento del calore d'assorbimento pari a:

$$q_a' = q_a + \Delta h \quad (36)$$

q_w e q_c restano invariati, di conseguenza l'aumento dell'effetto frigorifero non esige una spesa supplementare di calore e porta quindi ad un aumento del rendimento.

Il guadagno è così quantificato:

$$\text{C.O.P.'} = \frac{q_0 + \Delta h}{q_w} = \text{C.O.P.} + \frac{\Delta h}{q_w} \quad (37)$$

I costi d'installazione sono ridotti dal fatto che non è più necessario l'isolamento del condotto che porta all'assorbitore per sfruttare la bassa temperatura del vapore: a causa del suo passaggio nello scambiatore di calore, tale vapore ha infatti una temperatura che approssima quella ambiente.

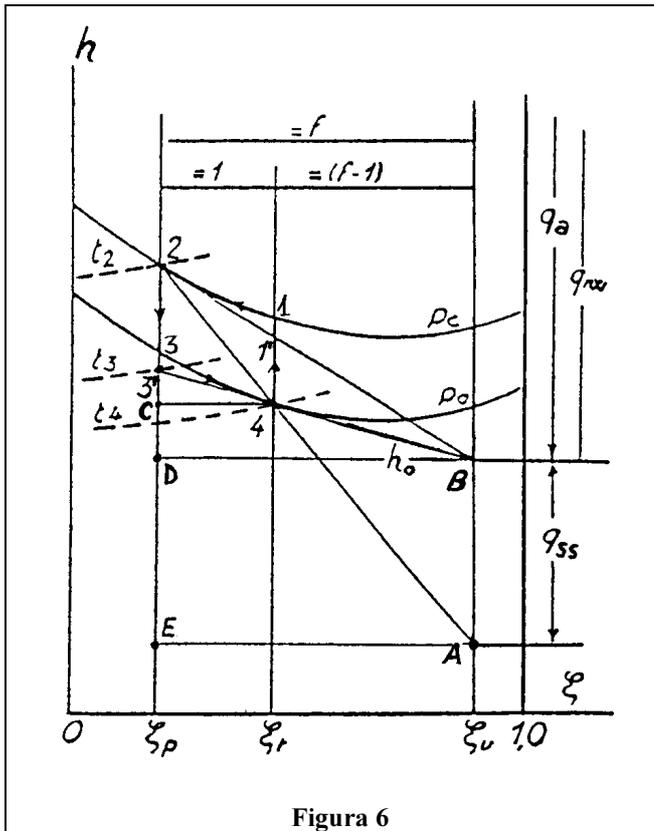


Figura 6

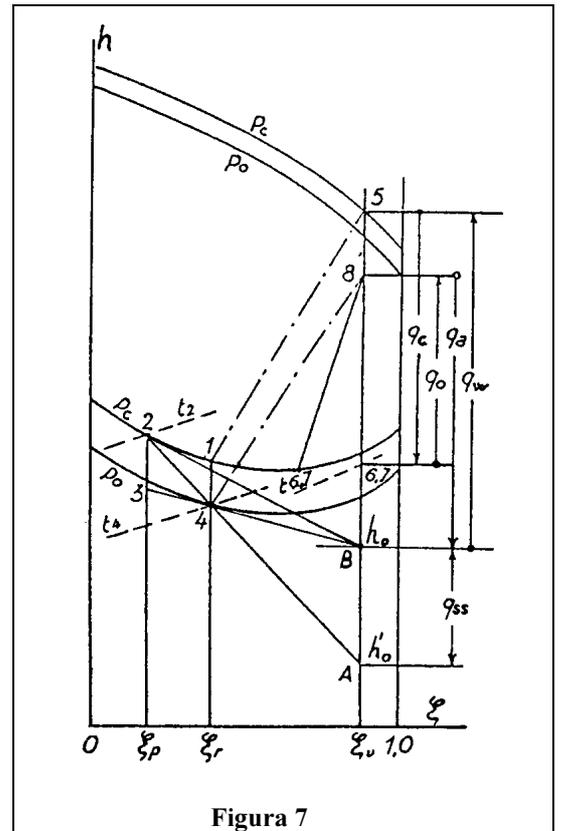


Figura 7

Come rappresentare sul diagramma i bilanci energetici

Si faccia riferimento alla figura 7, ottenuta combinando il ciclo della soluzione di figura 4 e i fenomeni di evaporazione e condensazione illustrati in figura 5.

La pompa porta la soluzione uscente dall'assorbitore dalla pressione p_0 (uscita assorbitore, condizioni del punto 4) alla pressione p_c vigente nel generatore. Essa si preriscalda poi nello scambiatore delle soluzioni fino alle condizioni del punto 1, quindi nel generatore evapora alla temperatura massima t_2 . Il vapore viene liberato alla concentrazione più alta possibile (punto 5), che corrisponde all'altro estremo dell'isoterma per t_1 (a tratto misto in figura), poi liquefatto nel condensatore fino a raggiungere le condizioni del punto 6. Il calore che è necessario sottrarre durante quest'ultima operazione è indicato in figura come q_c . Poichè nel passaggio attraverso il restrittore non si hanno globalmente variazioni entalpiche, il punto 7 coincide col punto 6. Il refrigerante liquido quasi puro defluisce nell'evaporatore, e qui vaporizza fino a portarsi nelle condizioni del punto 8. L'effetto frigorifero utile è rappresentato sul diagramma da q_0 . Come indica la seconda isoterma a tratto misto, il vapore (freddo) allo stato 8 si dirige all'assorbitore, incontro alla soluzione "povera". Questa, raffreddata nello scambiatore, viene poi ulteriormente raffreddata nell'assorbitore da t_3 a t_4 .

Non è ancora possibile leggere sul diagramma q_w e q_a : bisogna determinare l'entalpia "d'appoggio" h_0 sull'ordinata per ξ_v tracciando la retta 3-4. q_w e q_a sono allora le distanze 5-B e 8-B, in presenza dello scambiatore delle soluzioni, oppure 5-A e 8-A rispettivamente.

Le frecce presenti nel diagramma indicano il verso delle trasformazioni e il segno da dare alle quantità di calore. Per quanto riguarda queste ultime, uguagliando quelle con freccia ascendente (calore entrante nel sistema) a quelle con freccia discendente (calore uscente) si ritrova la (6).

Alcuni accorgimenti per migliorare il rendimento

Nelle comuni realizzazioni industriali lo scambiatore delle soluzioni e il sottoraffreddatore sono ormai presenze fisse, e si possono quindi considerare come parte dello schema di base della macchina ad assorbimento. Qui di seguito vengono illustrate delle modifiche di uso meno generalizzato.

Sottrazione del calore di assorbimento ad opera della soluzione "ricca"

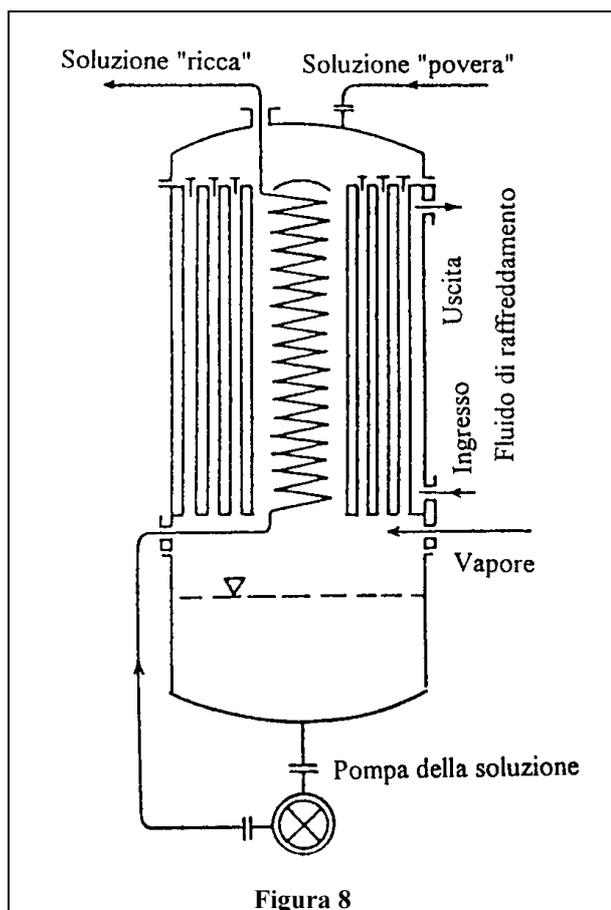


Figura 8

La soluzione "ricca" lascia l'assorbitore ad una temperatura più bassa rispetto alle temperature rilevabili lungo la superficie d'assorbimento. Questa differenza può essere sfruttata per riscaldare la soluzione "ricca" che si dirige al generatore. Lo schema è quello di figura 8. La soluzione "povera" al suo ingresso nell'assorbitore viene adeguatamente "dispersa" in modo da aumentare le sue possibilità di contatto col vapore di refrigerante. Durante la caduta essa si arricchisce, ed è poi raccolta nel bacino inferiore, generalmente di grandi dimensioni al fine di creare una riserva di liquido nel caso si presenti la necessità di svuotare il recipiente con una pompa. La temperatura della miscela che si trova nel fondo è la più bassa di tutto il processo d'assorbimento. Durante il suo tragitto verso il ribollitore essa può essere convogliata in una serpentina di recupero nella quale è riscaldata dal calore d'assorbimento. Se l'apparecchio è ben costruito, la sua temperatura finale è da 3 a 5°C inferiore alla massima temperatura d'assorbimento. Solitamente si suddivide

l'assorbitore in due parti distinte: l'assorbitore vero e proprio e un assorbitore particolare raffreddato dalla soluzione "ricca".

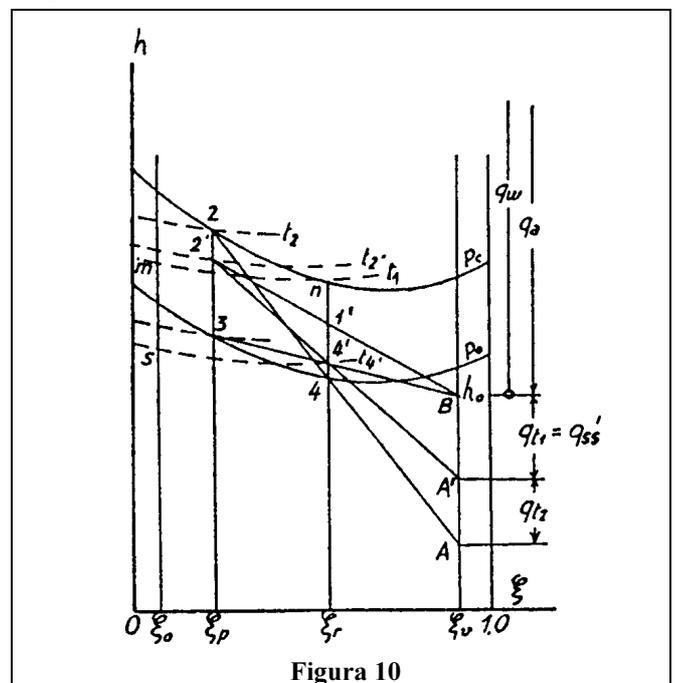
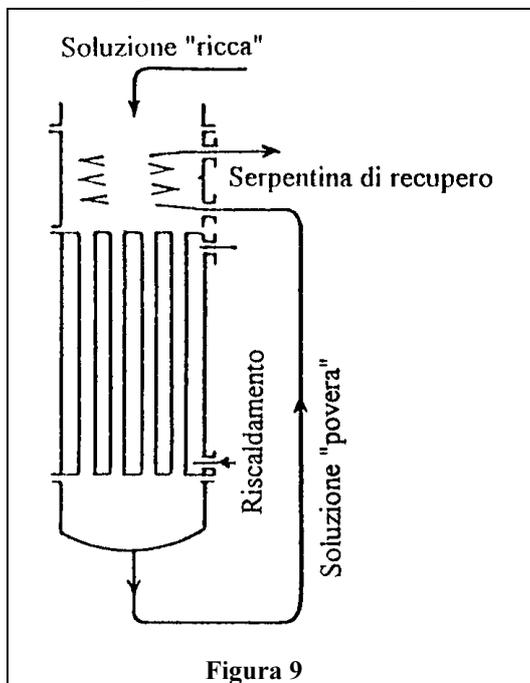
La riduzione del calore d'assorbimento q_a da sottrarre è proporzionale all'innalzamento di temperatura della soluzione "ricca":

$$\Delta q_a = f \cdot (t_4' - t_4) \cdot c \quad (38)$$

ove c è il calore specifico medio della soluzione nell'intervallo di temperature considerato.

Inizio della vaporizzazione ad opera della soluzione "povera"

La temperatura finale del processo di rigenerazione della miscela è sempre più elevata di quella iniziale: si può quindi sfruttare questa circostanza per recuperare calore. La figura 9 illustra lo schema del circuito. La soluzione "ricca" da rigenerare entra in contatto con una serpentina in cui scorre la soluzione "povera" più calda. Se le temperature sono appropriate e se lo scambio avviene in maniera efficace, questo accorgimento permette di ridurre il calore da fornire al generatore ed induce perciò ad un miglioramento del rendimento.



Per quantificare questo guadagno si faccia riferimento alla figura 10. La temperatura della soluzione "ricca", tenendo conto di quanto detto nel paragrafo precedente, sia t_4 . Perché lo scambio termico possa realizzarsi, essa deve essere necessariamente inferiore alla temperatura t_3 della soluzione "povera" che si dirige allo scambiatore delle soluzioni. La retta passante per 3 e 4' incontra l'ordinata per ξ_v nel punto B, che fissa il valore dell'entalpia "d'appoggio" h_0 . Ad essa si fa riferimento per determinare q_w e q_a . La serpentina di scambio di figura 9 produce la diminuzione della temperatura d'uscita della soluzione "povera" da t_2 a t_2' , in ogni caso al di sopra della temperatura iniziale di evaporazione t_1 . La retta per 2' e B incontra l'ordinata per ξ_r nel punto 1', che fissa la temperatura della soluzione "ricca" in ingresso al ribollitore,

successivamente allo scambio di calore (si suppone qui che la vaporizzazione non abbia inizio già nello scambiatore). Collegando 2' e 4' con una retta, essa incontra l'ordinata per ξ_v in A'. I punti 2' e 4' assumono il ruolo dei punti 2 e 4 di figura 6, e quindi il calore in gioco nello scambiatore delle soluzioni diventa (cfr. la (31)):

$$q_{ss}' = h_0 - h_{A'} \quad (39)$$

La quantità di calore scambiata nell'assorbitore dalla soluzione ricca è dato da:

$$\Delta q_a' = h_{A'} - h_A \quad (40)$$

L'influenza del recupero di calore sui bilanci energetici è tanto più marcata quanto più è grande l'ampiezza di degasaggio. Al di sopra di un determinato valore di questa, si annulla il calore scambiato nello scambiatore delle soluzioni.

Riduzione del calore di rigenerazione mediante recupero interno

Si presenta sovente il caso in cui t_3 risulta maggiore di t_1 , cioè vi è un accavallamento fra le temperature di fine assorbimento ed inizio vaporizzazione. Si può pensare allora di utilizzare la parte ad alta temperatura dell'assorbitore per riscaldare la parte a bassa temperatura del generatore (anche per mezzo di un fluido intermedio). Così facendo il punto B si sposta ancor di più verso l'alto, riducendo ulteriormente q_w e q_a . Poichè lo scambio avviene tra un liquido in ebollizione ed una soluzione che si va diluendo, il coefficiente di trasmissione è piuttosto elevato. Tenendo conto di ciò, e per le differenze di temperatura abitualmente in gioco nelle macchine ad assorbimento, si può approssimare la temperatura d'inizio dello scambio di calore con la temperatura d'inizio vaporizzazione, cioè t_1 . Il recupero del calore d'assorbimento ha luogo fintantochè la temperatura d'assorbimento, inferiore a t_3 , si mantiene superiore a t_1 .

Un'altra possibilità è quella di innalzare la temperatura di condensazione fino ad un livello superiore alla temperatura d'inizio vaporizzazione. Come nel caso precedente il generatore è suddiviso in due parti: in quella inferiore sfrutta il calore di condensazione del refrigerante e in quella superiore è riscaldato normalmente. Il refrigerante parzialmente liquefatto lascia il generatore e si dirige al condensatore, ove completa il suo cambiamento di fase.

Si tenga presente, comunque, che la possibilità di impiegare l'uno o l'altro accorgimento per il recupero interno di calore è vincolata fortemente alle caratteristiche della miscela in circolo: come sarà discusso nel capitolo relativo ai fluidi di lavoro, determinate temperature non sono accettabili per problemi di dissociazione chimica o corrispondono a pressioni troppo elevate in rapporto all'economicità e alla sicurezza dell'installazione.

MISCELE UTILIZZATE NELLE MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO

Requisiti per le coppie di fluidi refrigerante/assorbente

Ad una coppia di sostanze da impiegare in una macchina ad assorbimento vengono generalmente richiesti alcuni requisiti (rif. /30/). Tali requisiti sono in taluni casi addirittura indispensabili per la sussistenza del ciclo, o sono comunque necessari per il suo buon funzionamento, o perchè comportano parametri operativi adatti ad una realizzazione economica della macchina, o perchè riducono le cause d'inefficienza del ciclo stesso.

Nel funzionamento reale di una macchina ad assorbimento, a causa di una variazione delle condizioni esterne, ad esempio della temperatura del fluido refrigerante al condensatore e all'assorbitore, o per variazioni di carico dell'utenza termica, i parametri operativi del ciclo possono allontanarsi dai valori nominali per i quali la macchina è stata progettata. Esiste quindi una gamma più o meno estesa di temperature e pressioni, nell'intorno delle condizioni nominali, alle quali possono operare il fluidi in circolo. Sull'intera gamma bisogna perciò verificare che la coppia di sostanze non formi una fase solida: se ciò dovesse avvenire, potrebbe portare all'arresto della circolazione dei fluidi e quindi allo spegnimento della macchina.

Per ciò che riguarda il processo di separazione, perchè esso sia agevole - e quindi economicamente conveniente - è richiesta ai fluidi una consistente differenza di volatilità: in particolare, è bene che il refrigerante sia molto più volatile della sostanza assorbente. In caso contrario, l'esigenza di apparecchiature supplementari (come ad esempio le colonne di distillazione) potrebbe far aumentare eccessivamente i costi di produzione e manutenzione della macchina, mentre la maggiore richiesta di energia termica al generatore potrebbe superare la disponibilità, o, per macchine a fiamma diretta, potrebbe far lievitare fino a livelli inaccettabili i consumi di gas, abbassando il COP.

Una forte affinità tra le sostanze refrigerante ed assorbente causa una deviazione negativa dalla legge di Raoult e riduce la quantità di sostanza assorbente che è necessario far circolare per unità di massa di refrigerante, riducendo di conseguenza le perdite per calore sensibile ed i consumi di energia per il pompaggio; d'altro canto, tale affinità è bene che non sia eccessiva perchè è associata ad un elevato calore di diluizione, che va a sommarsi al quantitativo di energia termica da fornire al generatore per la separazione.

Le pressioni di lavoro, in larga parte dipendenti dalle proprietà fisiche del refrigerante, è bene che siano moderate per limitare i costi d'impianto ed il consumo delle pompe. Pressioni elevate, unite a scarse deviazioni negative dalla legge di Raoult, hanno come conseguenza un'eccessiva circolazione di sostanza assorbente; pressioni troppo basse (vuoto) sono parimenti da evitare per i problemi di tenuta e perchè richiedono apparecchiature di grande volume.

E' richiesta una stabilità chimica quasi assoluta delle sostanze impiegate in tutte le condizioni di funzionamento e lungo tutta la durata di esercizio della macchina, sia rispetto a reazioni di dissociazione che diano luogo a miscele con caratteristiche termofisiche diverse, sia rispetto a reazioni chimiche che interessino o i materiali di cui la macchina è costituita o eventuali sostanze estranee (incondensabili) accidentalmente presenti nel circuito. L'instabilità chimica potrebbe causare l'indesiderata formazione di gas, solidi o sostanze corrosive.

I fluidi devono essere inoltre atossici e non infiammabili, specialmente per usi civili.

Un basso calore specifico del solo refrigerante o della soluzione riduce le perdite per irreversibilità negli scambiatori di calore.

Le proprietà di trasporto come la viscosità, la tensione superficiale, la diffusività termica e di massa sono importanti caratteristiche della coppia di fluidi: una bassa viscosità favorisce gli scambi termici ed i trasferimenti di massa, incidendo in particolare sul fenomeno dell'assorbimento, e riduce i consumi di energia per il pompaggio. Anche una scarsa tensione superficiale favorisce gli scambi termici, mentre la diffusività termica influisce in senso opposto.

Le sostanze assorbenti costituite da molecole a basso peso molecolare hanno maggiori opportunità di formare molecole complesse col refrigerante, di conseguenza risulta minore il rischio di decomposizione e più bassi il calore specifico molare e la viscosità, coi vantaggi già ricordati. Tuttavia potrebbe risultare difficoltosa la separazione.

Un elevato calore latente del refrigerante permette la minimizzazione delle portate, con conseguente economia di pompaggio e riduzione delle perdite per irreversibilità. Va osservato però che un calore latente piuttosto basso favorisce i fenomeni di rigenerazione e assorbimento.

Il calore di diluizione influenza la distillazione e l'assorbimento del refrigerante abbassando il COP della macchina: è opportuno perciò che sia più basso possibile.

Nessuna delle coppie refrigerante-assorbente oggi conosciute possiede tutti i requisiti elencati, ma ve ne sono due di particolare rilievo che sono quelle quasi esclusivamente utilizzate nell'industria frigorifera: la coppia bromuro di litio-acqua e quella acqua-ammoniaca (rif. /38/). Le ragioni di una tale fortuna commerciale risiedono essenzialmente nell'elevato calore latente del refrigerante, cui si aggiunge per la miscela LiBr-H₂O un basso calore di diluizione. Su queste due miscele è quindi disponibile una maggiore quantità di dati rispetto ad altre miscele ritenute interessanti. Anche per questa ragione ne parleremo più diffusamente nei paragrafi che seguono.

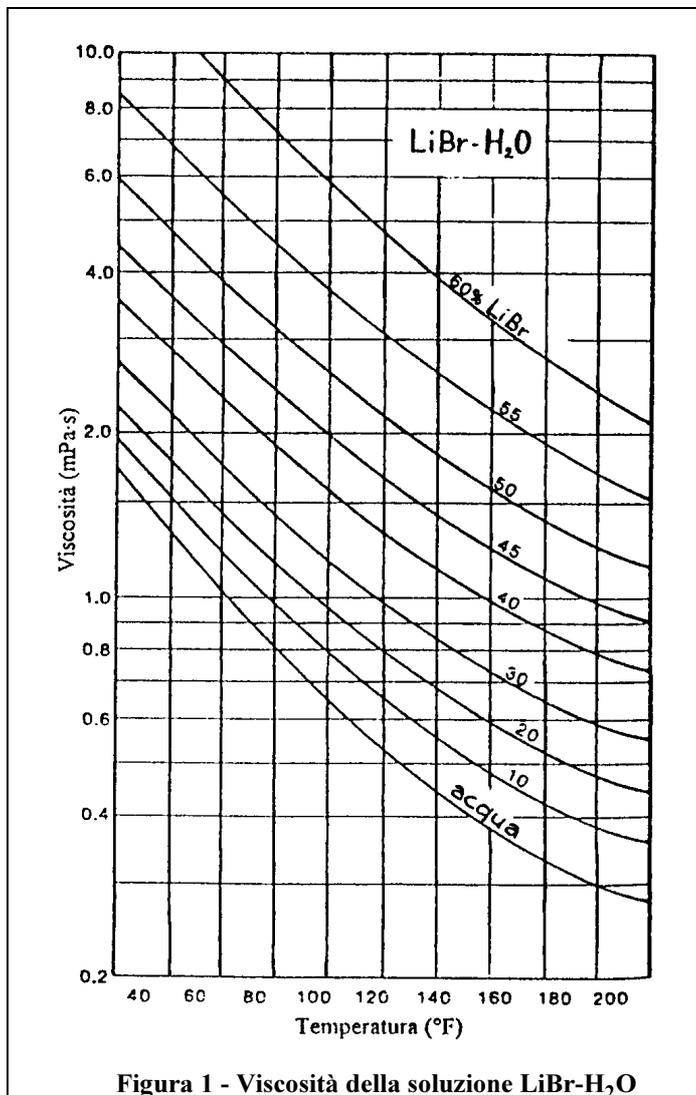
Caratteristiche di coppie di fluidi refrigerante/assorbente di uso più corrente

La miscela bromuro di litio-acqua

I vantaggi della scelta di questi due fluidi (il LiBr come sostanza assorbente, l'H₂O come refrigerante) risiedono essenzialmente nell'alto grado di sicurezza della miscela, importante specialmente per impieghi civili, nell'alto rapporto di volatilità (che permette una facile separazione e si traduce nella semplificazione costruttiva della macchina) nella forte affinità, nella stabilità, e soprattutto nell'elevato calore latente. I valori di alcune grandezze caratteristiche della miscela, a diverse temperature e per diverse concentrazioni della soluzione, sono riportati in tab. 1 (rif. /35/) e in fig. 1 (rif. /30/).

Gli inconvenienti sono invece la notevole viscosità, l'impossibilità di utilizzo a basse temperature di refrigerazione per le caratteristiche dell'acqua, l'esigenza di pressioni di lavoro molto basse, che inducono a preferire lo scambio termico tra liquido e liquido piuttosto che tra liquido e aria, e soprattutto la tendenza del LiBr a formare una fase solida anche a moderate concentrazioni, limitando di fatto le applicazioni ai casi in cui l'assorbitore è raffreddato ad

acqua. L'insorgere di quest'ultimo fenomeno è posto in evidenza nella fig. 2, ove si può osservare la "linea di cristallizzazione".



l'innalzamento della pressione totale, mentre nell'evaporatore ostacolano l'estrazione del vapore, con conseguente aumento della pressione e quindi della temperatura di evaporazione; nel generatore e nel condensatore incrementano la pressione, riducendo i coefficienti di scambio ed ostacolando la produzione di vapore.

Dal punto di vista impiantistico, la modestia delle pressioni di lavoro (pochi centesimi di bar per la minima, pochi decimi per la massima) consentono, in alcune realizzazioni, il ricorso ad una "pompa a bolle", con l'eliminazione della pompa meccanica della soluzione e quindi dell'unico componente della macchina che sia dotato di parti meccaniche in movimento.

Le temperature operative di un ciclo LiBr-H₂O monostadio sono tipicamente (rif. /11/):

Temperatura di evaporazione:	~2°C
Temperatura di condensaz./assorbimento:	~40÷50

All'aumentare della temperatura al generatore (cui segue un innalzamento del COP), diminuisce la concentrazione di refrigerante nella soluzione "povera", fino a provocare la separazione di cristalli di sale all'uscita dello scambiatore delle soluzioni o nell'assorbitore. Il fenomeno insorge a temperature di rigenerazione tanto più elevate quanto più è elevata la temperatura d'assorbimento. Le condizioni più favorevoli per l'impiego di miscele contenenti sali si realizzano quindi nelle pompe di calore o nei trasformatori di calore, caratterizzati questi ultimi oltre che da elevate temperature d'assorbimento, anche da basse temperature di rigenerazione.

Un ulteriore inconveniente della soluzione LiBr-H₂O è quello di produrre la formazione di incondensabili, dovuta prevalentemente a corrosione metallica all'interno della macchina. Gli incondensabili tendono a dirigersi verso la zona a più bassa pressione, cioè l'assorbitore. Qui, se non si provvede alla loro estrazione, essi ostacolano l'assorbimento del vapore e lo scambio termico con l'acqua di raffreddamento, causando

Temperatura al generatore : ~100÷110

Temperature di evaporazione inferiori sono precluse, oltre che per il pericolo di solidificazione del refrigerante, anche per le pressioni eccessivamente basse che si verrebbero ad instaurare. Una temperatura più alta al generatore richiederebbe invece una maggiore concentrazione del sale con i già citati problemi di cristallizzazione.

x [kg LiBr/kg sol.]	Calore specifico [kJ/kg]				Densità [kg/m ³]		Conducibilità termica [W/m ² °C]				
	0.1	3.66			3.72	1080	1010	0.556	0.572	0.590	0.616
0.2	3.12	3.22	3.28	3.28	1165	1115		0.542			
0.4							0.456	0.471	0.485	0.508	0.530
0.5	1.84	2.07	2.18	2.22	1540	1485	0.423		0.450	0.471	0.492
0.6		1.84	1.95	2.01	1730	1670					
	0	20	40	80	0	100	10	20	30	50	80
Temperatura [°C]											

Tabella 1 - Proprietà della soluzione LiBr-H₂O

Le grandezze significative di un ciclo monostadio a LiBr-H₂O sono riportate in tab. 2, con riferimento ad una potenza frigorifera utile di 10 kW (rif. /30/).

Entalpia d'evaporazione [kJ/kg]	Pressione d'evaporazione a 5°C [bar]	Pressione al generatore [bar]	Temperatura d'equilibrio al generatore [°C]	Temperatura di assorbim./condensaz. [°C]
2328.8	0.006	0.09	99	42
Concentrazione alta	Concentrazione bassa	Fattore di circolazione	Calore fornito al generatore [kW]	COP termodinamico
0.646	0.595	12.67	14.28	0.699

Tabella 2 - Valori caratteristici di un ciclo monostadio a LiBr-H₂O per una potenza frigorifera utile di 10kW

Il COP dei cicli a LiBr-H₂O è solitamente piuttosto elevato (~0.6 o più) specialmente per gli impianti di grande taglia, a fronte però di una notevole complessità delle apparecchiature. Si osserva, per inciso, che è opinione comune che con la miscela LiBr-H₂O si ottengano COP più elevati che con la miscela H₂O-NH₃. Ciò non corrisponde esattamente alla realtà, se si tiene conto dei limiti di impiego della prima: confrontando le miscele nei campi operativi in cui entrambe sono tecnicamente utilizzabili, i valori di COP sono del tutto paragonabili (rif. /11/).

COP più elevati si possono ottenere ricorrendo a cicli bistadio. La miscela LiBr-H₂O consente la realizzazione di cicli a doppio effetto nell'ambito di una vasta gamma di parametri operativi, senza richiedere l'adozione di criteri progettuali particolarmente severi rispetto ai cicli monostadio. La portata di vapore è tipicamente pari a circa il 60% di quella dei cicli monostadio, mentre la temperatura della sorgente calda (primo generatore) è di ~50°C più alta (rif. /11/).

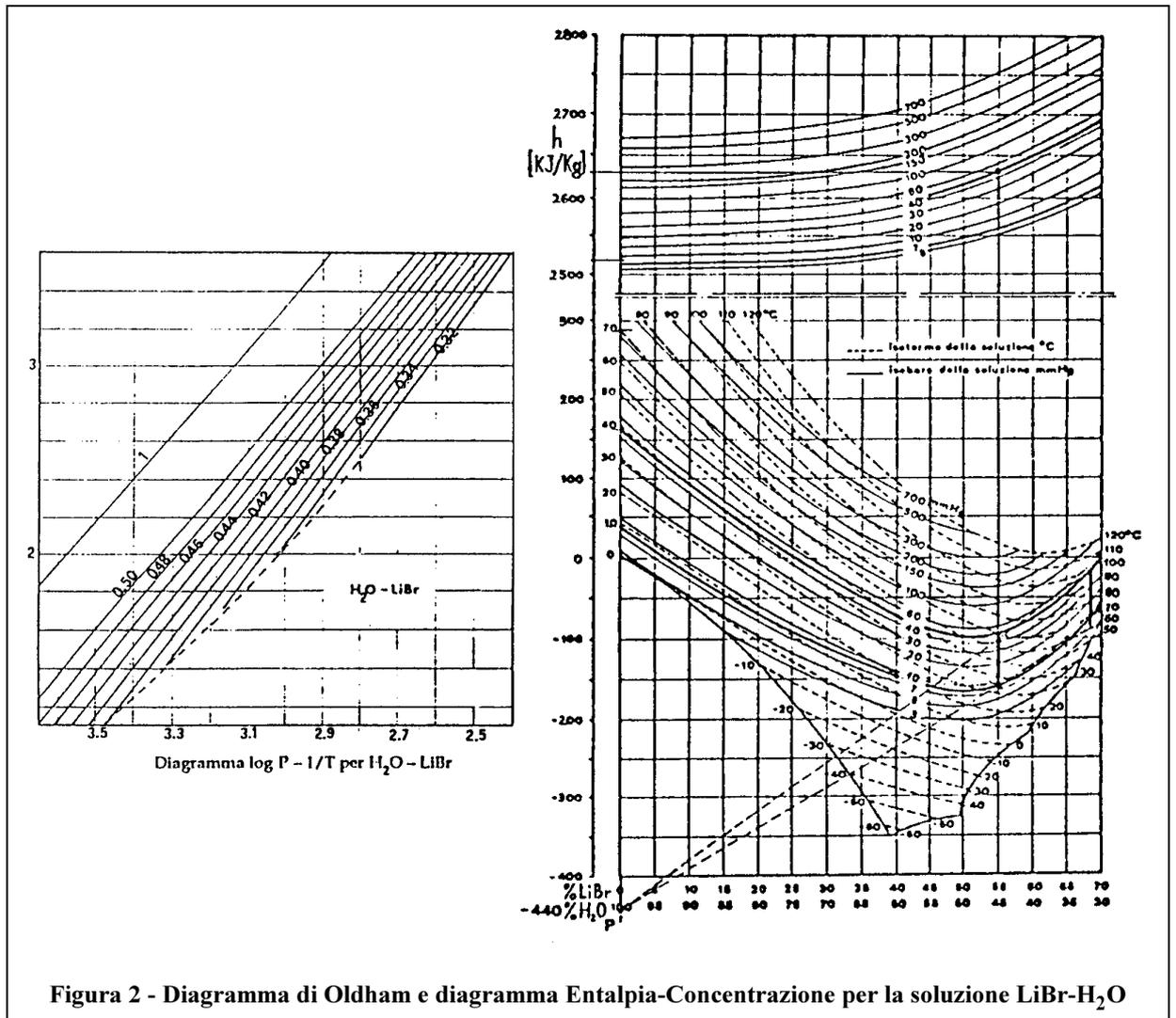


Figura 2 - Diagramma di Oldham e diagramma Entalpia-Concentrazione per la soluzione LiBr-H₂O

La miscela acqua-ammoniaca

La coppia acqua-ammoniaca (in cui il refrigerante è l'ammoniaca) rispetta la maggior parte dei requisiti richiesti, ma presenta anche degli svantaggi, come il basso rapporto di volatilità (che specie nelle macchine di grossa taglia obbliga a ricorrere alla distillazione frazionata), le elevate pressioni di lavoro (fino a ~20 bar al generatore per macchine monostadio) e la tossicità dell'ammoniaca, che comporta restrizioni per il suo impiego in ambienti chiusi. Non si presenta il pericolo di cristallizzazione della soluzione, il che permette un più facile controllo, ed inoltre ci sono meno problemi di corrosione che nel caso del bromuro di litio, sebbene inibitori della corrosione siano utilizzati in entrambi i casi. Tale miscela ha inoltre il vantaggio di permettere un campo di temperature di funzionamento molto esteso, da valori superiori agli 0°C a valori largamente inferiori (circa -40°C per macchine monostadio).

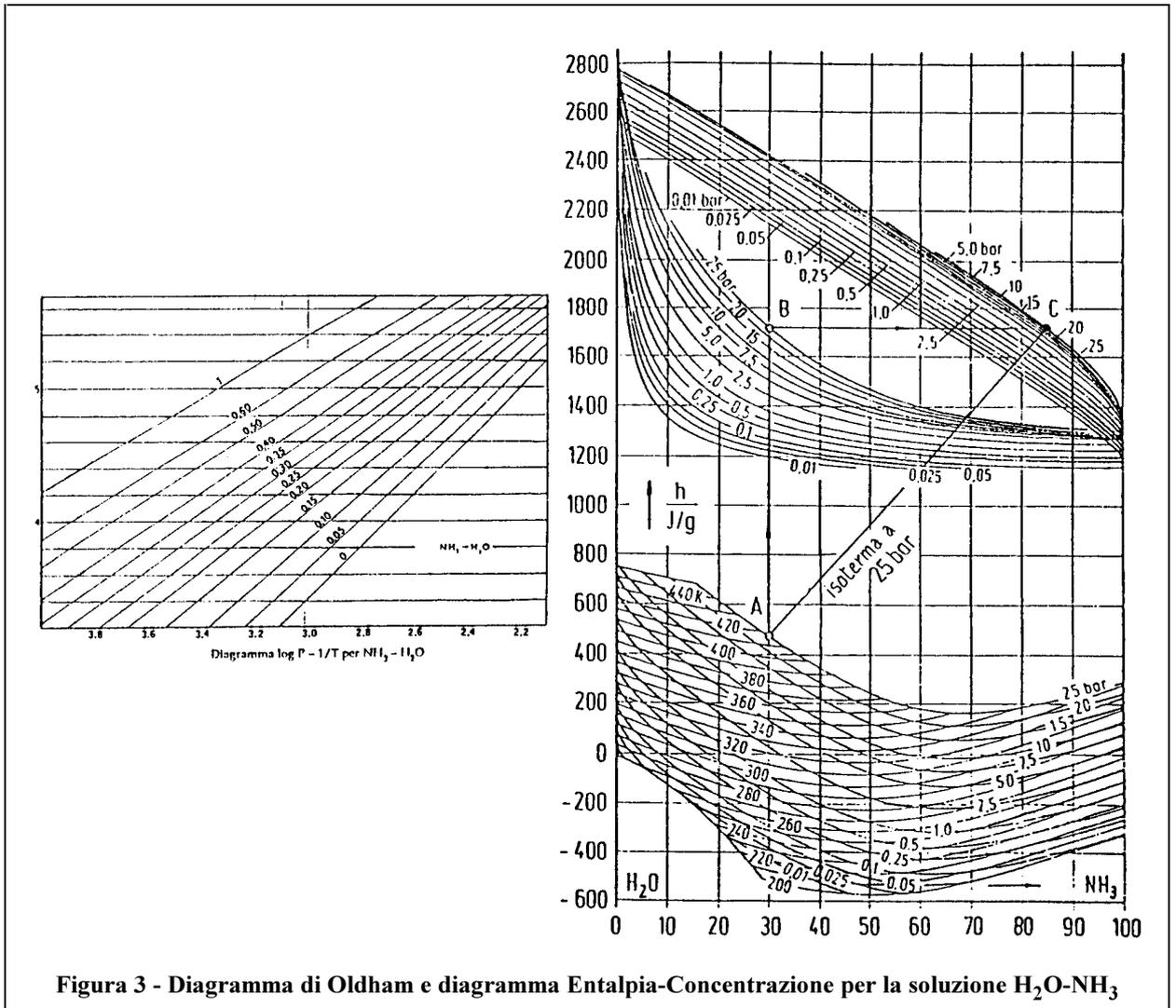


Figura 3 - Diagramma di Oldham e diagramma Entalpia-Concentrazione per la soluzione $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$

Le proprietà termodinamiche della soluzione sono illustrate nella fig. 3 (diagrammi $H-x$ e $\log P-1/T$) e in tab. 3 (rif. /34/). In fig. 4 si può osservare come la deviazione dalla legge di Raoult sia ben pronunciata, specie alle basse e medie concentrazioni.

In tab. 4 si riportano i valori caratteristici di un ciclo ad $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ per una potenza frigorifera di 10kW (rif. /30/).

Per quanto riguarda i cicli a doppio effetto ad acqua-ammoniaca, essi hanno come limite, rispetto a quelli di $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$, l'esigenza di raggiungere una pressione molto elevata al primo generatore, tale da consentire un efficace scambio termico al secondo generatore ed una variazione di concentrazione della soluzione che comporti una portata non eccessiva in uscita dall'assorbitore (rif. /15/).

x [%kg/k g sol.]	Calore specifico [kJ/kg*°C]		Volume specifico [l/kg]		Viscosità [cp]	
10	4.25	4.28	1.040	1.099	0.8307	0.3990
20	4.32	4.37	1.077	1.181	0.6882	0.3411
30	4.39	4.46	1.118	1.263	0.5702	0.2916
40	4.46	4.55	1.164	1.345	0.4724	0.2493
50	4.54	4.64	1.212	1.427	0.3913	0.2131
60	4.61	4.74	1.269	1.509	0.3242	0.1821
70	4.68	4.83	1.343	1.591	0.2686	0.1557
80	4.75	4.92	1.417	1.673	0.2225	0.1331
90	4.82	5.01	1.575	1.754	0.1844	0.1138
100	4.89	5.11	1.639	1.836	0.1530	0.0974
	20	60	20	60	20	60
Temperatura [°C]						

Tabella 3 - Proprietà della soluzione H₂O-NH₃

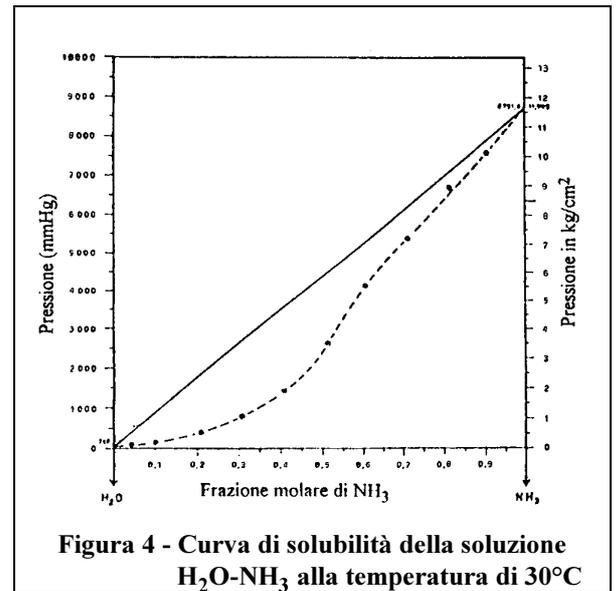


Figura 4 - Curva di solubilità della soluzione H₂O-NH₃ alla temperatura di 30°C

Entalpia d'evaporazione [kJ/kg]	Pressione d'evaporazione a 5°C [bar]	Pressione al generatore [bar]	Temperatura d'equilibrio al generatore [°C]	Temperatura di assorbim./condensaz. [°C]
1087.4	5.17	14.61	90.5	40.56 - 37.78
Concentrazione alta	Concentrazione bassa	Fattore di circolazione	Calore fornito al generatore [kW]	COP termodinamico
0.49	0.53	9.53	18.53	0.524

Tabella 4 - Valori caratteristici di un ciclo monostadio ad H₂O-NH₃ per una potenza frigorifera utile di 10kW

Altre coppie refrigerante/assorbente di possibile impiego

Come è stato accennato, il buon funzionamento e l'efficienza di una macchina ad assorbimento dipendono largamente dalle proprietà fisico-chimiche dei fluidi impiegati. Lo studio di nuove miscele deve quindi partire dalla valutazione di tali proprietà.

Le ricerche condotte in tal senso in Europa e negli Stati Uniti, ma anche in Asia (India, Giappone), si sono orientate su svariati filoni di indagine che si possono però raggruppare in categorie con un denominatore comune (rifer. /9/, /11/, /17/, /25/, /26/).

Un settore d'indagine è costituito dalla ricerca di fluidi assorbenti diversi dall'acqua per il refrigerante ammoniac, e cioè sali come il tiocianato di litio, il tiocianato di sodio, lo ioduro di sodio, miscele di altri sali, solventi organici come il glicole tetraetilenico, alcuni butilenglicoli, ecc.. La ragione di un tale orientamento dei ricercatori risiede nella volontà di sfruttare le buone caratteristiche dell'ammoniaca come refrigerante, cercando di ridurre gli svantaggi della soluzione acqua-ammoniaca mediante la sostituzione dell'altro componente della miscela.

Un refrigerante dalle caratteristiche molto simili all'ammoniaca è la metilammina (in particolare tale refrigerante ha un calore latente piuttosto elevato). Molti studi sono stati perciò dedicati alla

ricerca di fluidi adatti ad assorbire la metilammina, quali il bromuro di litio, il tiocianato di litio, miscele di tiocianati o altri sali, solventi organici (in particolare 1,4 butilenglicole).

Per verificare la convenienza dell'impiego nelle macchine ad assorbimento di refrigeranti già conosciuti e utilizzati anche nelle altre macchine frigorifere, sono state studiate miscele di solventi organici (solventi organici polari non volatili, solventi organici contenenti un atomo di idrogeno o di azoto, esteri, alcoli, ecc., con particolare attenzione all'E181, etere dimetilico di glicole tetraetilenico) e clorofluorocarburi (principalmente della serie dei Freon, R11, R12, R21 e soprattutto il difluoromonoclorometano o R22, alcoli alogenati come il 2,2,2 trifluoroetanololo). Con riferimento alle buone caratteristiche della ben nota miscela bromuro di litio-acqua, si è cercato di verificare la realizzabilità di cicli con miscele di sali e alcoli, in particolare alcool metilico.

Per sfruttare invece le buone caratteristiche del diossido di zolfo come refrigerante, sono state studiate le miscele di questa sostanza con solventi organici polari.

Le miscele di tiocianato di litio o di sodio e ammoniaca presentano forti deviazioni negative dalla legge di Raoult, basse tensioni di vapore e moderato peso molecolare dell'assorbente.

In particolare, il tiocianato di litio ha la tensione di vapore minore fra tutti i sali studiati. L'inconveniente maggiore è la viscosità molto elevata: soluzioni concentrate sono dei gel a temperatura ambiente. La viscosità, tuttavia, decade rapidamente con la temperatura: a 40°C, soluzioni al 60% di LiSCN hanno una viscosità che è 40 volte quella dell'acqua a 20°C, mentre il rapporto scende al di sotto di 10 a 80°C (rif. /11/).

Il tiocianato di sodio, le cui caratteristiche sono maggiormente documentate, ha ottime qualità, come il basso costo, la sicurezza (non è esplosivo), la non corrosività per l'acciaio, la stabilità chimica. Le soluzioni di NaSCN sono molto meno viscosi di quelle di LiSCN: la viscosità relativa è circa 3 a 40°C per le soluzioni più concentrate. Il ciclo ha un COP elevato (rif. /17/), tuttavia l'inconveniente della cristallizzazione limita il campo di impiego: la percentuale di refrigerante presente nella soluzione "povera" non può scendere al di sotto di circa il 35-40%, pena l'insorgere dei fenomeni già discussi a proposito della miscela LiBr-H₂O.

Questo inconveniente è comune, in forma più o meno estesa, a tutte le miscele contenenti sali. A tale proposito, gli studi compiuti per individuare miscele con un campo di funzionamento più ampio possibile hanno portato alla conclusione che miscele di sali possono avere un campo di solubilità maggiore dei loro componenti considerati singolarmente.

Un diagramma comparativo $\log P-1/T$ per ammoniaca e sali metallici è riportato in fig. 5.

Anche le miscele di solventi organici e ammoniaca presentano forti deviazioni negative dalla legge di Raoult e basse tensioni di vapore (rispetto alla soluzione acqua-ammoniaca), ma il peso molecolare dell'assorbente è elevato. Come si può osservare confrontando le figg. 5 e 6, i campi operativi di temperatura e pressione sono all'incirca gli stessi, ma la concentrazione è molto più bassa nel caso dei solventi organici (rif. /11/). Per questi ultimi le deviazioni negative dalla legge di Raoult sono molto inferiori (tuttavia paragonabili a quella ottenibile con l'acqua).

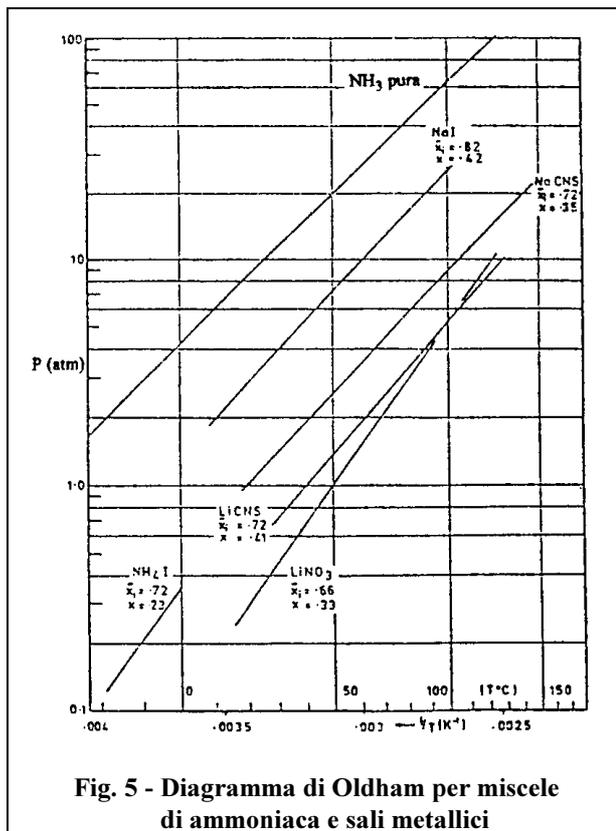


Fig. 5 - Diagramma di Oldham per miscele di ammoniaca e sali metallici

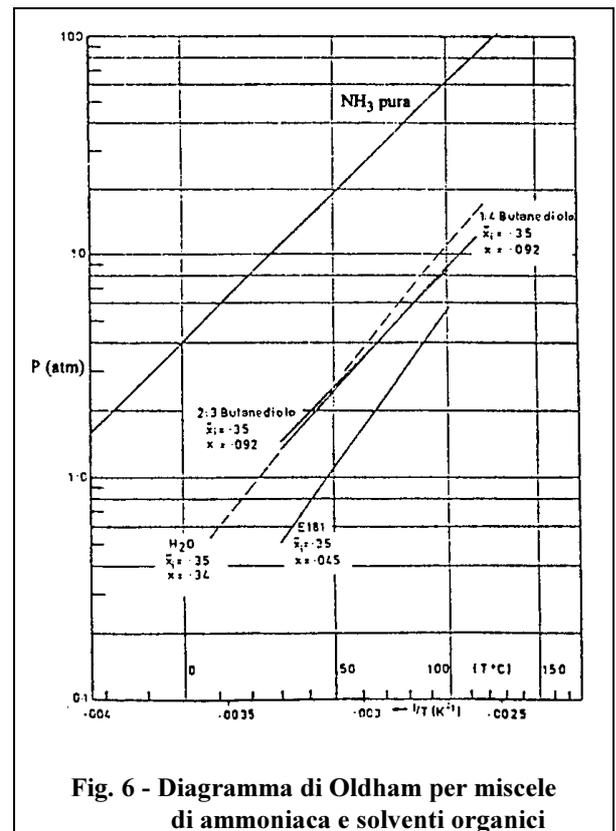


Fig. 6 - Diagramma di Oldham per miscele di ammoniaca e solventi organici

Tra i solventi organici studiati, confrontando il COP calcolato per un ciclo ad assorbimento con temperatura di evaporazione di 5°C e temperatura di assorbimento e condensazione di 35°C, il glicole tetrametilenico (1,4 butilenglicole) risulta il migliore (dà un COP superiore a 0,5 per temperature di rigenerazione comprese tra 90°C e 120°C, rif. /17/), grazie principalmente al punto d'ebollizione elevato (230°C). La soluzione, tuttavia, è stata sperimentata finora in un campo di variabilità dei parametri operativi che non si discosta molto da quello del ciclo citato: non sufficiente a garantire l'opportunità dell'impiego diffuso di tale miscela.

Confrontando l'efficienza dei cicli con miscele di solventi organici e ammoniaca, alla soluzione con glicole tetrametilenico seguono, nell'ordine, quella con il 2,3 butilenglicole e quella con il glicole tetraetilenico.

Entalpia d'evaporazione a -15°C [kJ/kg]	Pressione d'evaporazione a -15°C [bar]	Pressione al generatore [bar]	Temperatura d'equilibrio al generatore [°C]	Temperatura di assorbim./condensaz. [°C]
866	0.63	6.1	124	45
Entalpia di diluizione [kJ/kg]	Concentrazione alta	Concentrazione bassa	Fattore di circolazione	
141	0.726	0.697	13.4	

Tabella 5 - Alcune caratteristiche della miscela LiSCN-NH₂CH₃

Sostituendo all'ammoniaca la metilammina (che risulta la migliore tra le ammine semplici), con l'intento di ridurre le pressioni di esercizio, sono state analizzate soluzioni con sali o solventi organici.

La soluzione acqua-metilammina non è infatti utilizzabile dati i problemi di rettificazione, ancora più gravi che nel caso della soluzione acqua-ammoniaca.

Le miscele di tiocianati e metilammina presentano forti deviazioni negative dalla legge di Raoult, oltre alle già ricordate proprietà dell'assorbente. Un diagramma comparativo è riportato in fig. 7.

La soluzione LiSCN-NH₂CH₃ presenta un basso rapporto di circolazione (definito come il rapporto tra la portata di soluzione "ricca" uscente dall'assorbitore e la portata di refrigerante) ed una consistente differenza di volatilità (rif. /15/). Calcoli effettuati utilizzando le proprietà del NaCS hanno dato come risultato, per una temperatura di evaporazione di 4°C ed una temperatura di condensazione di 49°C, un COP leggermente inferiore a quello di un analogo ciclo ad acqua-ammoniaca, mentre l'onere dello scambiatore delle soluzioni, il lavoro della pompa e le pressioni di lavoro sono molto più favorevoli.

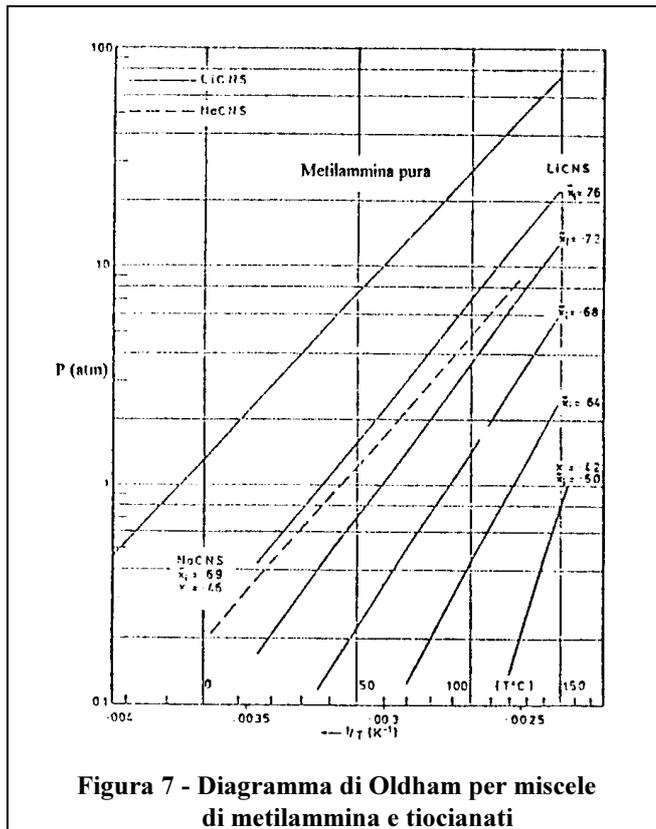
Entalpia d'evaporazione a -15°C [kJ/kg]	Pressione d'evaporazione a -15°C [bar]	Pressione al generatore [bar]	Temperatura d'equilibrio al generatore [°C]	Temperatura di assorbim./condensaz. [°C]
866	0.63	6.1	125	45
Entalpia di diluizione [kJ/kg]	Concentrazione alta	Concentrazione bassa	Fattore di circolazione	
138	0.702	0.653	9.87	

Tabella 6 - Alcune caratteristiche della miscela LiSCN-NaSCN-NH₂CH₃

Soluzioni molto concentrate di tiocianati hanno una viscosità elevata ma essa decresce rapidamente con la temperatura; ad esempio, una soluzione al 54% di LiSCN a 80°C ha una viscosità che è otto volte quella dell'acqua a 20°C (rif. /11/). In tab. 5 si possono leggere alcuni dati relativi ad una soluzione LiSCN-NH₂CH₃.

Le soluzioni con miscele di tiocianati sono impiegate al posto di quelle binarie per migliorarne le proprietà. In particolare la soluzione LiSCN-NaSCN-NH₂CH₃ presenta anch'essa, da calcoli di simulazione di un ciclo ideale, un basso rapporto di circolazione, che fa prevedere minori perdite per irreversibilità nel ciclo reale e maggiore economia di pompaggio, e l'entalpia di diluizione è piuttosto bassa. Alcuni dati relativi ad una soluzione LiSCN-NaSCN-NH₂CH₃ sono presentati in tab. 6 (rif. /15/).

Tra le soluzioni con solventi organici la più promettente è quella col glicole tetrametileno, poichè presenta forti deviazioni dalla legge di Raoult; il contrario avviene con la miscela glicole etilenico-metilammina, che per di più ha un calore specifico elevato, e quindi, pur essendo favorevole il rapporto di circolazione, il COP risulta basso. La tab. 7 presenta alcune caratteristiche della soluzione glicole etilenico-metilammina.



Un grosso problema di tutte queste soluzioni è l'instabilità della metilammina, che finora è stata sperimentata a non più di 140 °C. Si tratta quindi di soluzioni adatte principalmente all'impiego in trasformatori di calore.

Lo studio di miscele di solventi organici (assorbenti) e clorofluorocarburi (refrigeranti) ha avuto origine da alcune considerazioni di carattere fisico-chimico. Si è osservato che solventi contenenti atomi "donatori" (ossigeno, azoto) hanno tendenza a sciogliere idrocarburi alogenati in quantità maggiore di quella prevista dalla legge di Raoult, e in maniera ancora più marcata della soluzione acqua-ammoniaca. Ciò è dovuto alla formazione del legame idrogeno. Tra questi solventi si ritiene siano più stabili quelli contenenti ossigeno (rif. /6/).

E' stata già evidenziata l'opportunità di un basso peso molecolare per l'assorbente, ma nel caso dei Freon, poco polari e poco

reattivi, con deboli forze attrattive, sono necessarie molecole più grandi che contengano un'elevata percentuale di atomi attivi ai fini del legame. La parte di molecola di assorbente che rimane inattiva funziona da "accumulatore di calore" e produce un aumento di viscosità. Come è stato già osservato, più viscoso è il solvente più piccola è la velocità di assorbimento: ciò significa che a causa della scarsa velocità di diffusione dello strato superficiale di soluzione satura, la concentrazione finale del miscuglio è inferiore alla concentrazione di saturazione a quella pressione e a quella temperatura. Questo fenomeno impedisce di ricorrere ad una forte ampiezza di degasaggio, definita come differenza tra le percentuali di refrigerante alla più alta e alla più bassa concentrazione del ciclo, per sopperire al bassissimo calore latente di refrigeranti come l'R22 (circa sette volte inferiore a quello dell'ammoniaca).

Entalpia di evaporazione [kJ/kg]	Pressione d'evaporazione a -15°C [bar]	Pressione al generatore [bar]	Temperatura d'equilibrio al generatore [°C]	Temperatura di assorbim./condensaz. [°C]
866	0.63	6.1	134	45
Entalpia di diluizione [kJ/kg]	Concentrazione alta	Concentrazione bassa	Fattore di circolazione	
52	0.339	0.284	21.7	

Tabella 7 - Alcune caratteristiche della miscela glicole etilenico-metilammina

Dal momento che il lavoro della pompa della soluzione "ricca" sta a quello di un ciclo ad acqua-ammoniaca nel rapporto inverso dei calori latenti, a parità di ampiezza di degasaggio e di differenza di pressione, se ne deduce che tale lavoro è di entità così rilevante da non poter essere trascurato nel bilancio energetico, come normalmente avviene per i cicli ad acqua-ammoniaca e a bromuro di litio-acqua, o addirittura da superare il lavoro meccanico richiesto da una normale macchina a compressione di vapori saturi (rif. /7/).

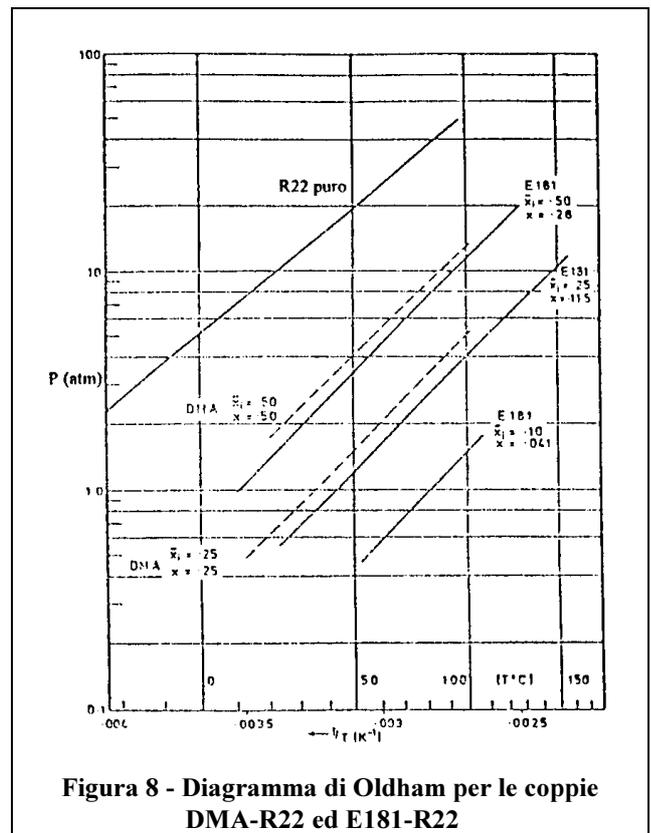
L'R21 è il refrigerante migliore dal punto di vista delle prestazioni termodinamiche, ma è chimicamente meno stabile e inoltre in soluzione con l'E181 è corrosivo sia per il rame che per l'acciaio.

Tra gli altri refrigeranti, l'R22 è quello che presenta le migliori caratteristiche, e, soprattutto, è l'unico tra i clorofluorocarburi il cui uso venga ancora tollerato, per un periodo "di transizione", nella maggior parte dei Paesi europei, prima della definitiva eliminazione di tutte le sostanze ritenute responsabili dell'effetto serra e del danneggiamento dello strato di ozono. L'R22 appartiene infatti alla categoria degli idrofluorocarburi (HCFC), composti che contengono idrogeno. Essi hanno una vita media nell'atmosfera molto breve, e quindi il loro potere distruttivo sullo strato di ozono ed il contributo all'effetto serra sono nettamente inferiori rispetto ai clorofluorocarburi (CFC) propriamente detti.

La stabilità chimica dell'R22 è accertata fino a 150 °C.

Per questo refrigerante sono state sperimentate numerose sostanze assorbenti. Un possibile abbinamento è quello con l'E181: le pressioni di esercizio della coppia E181-R22 sono all'incirca le stesse di un ciclo ad acqua-ammoniaca, ma le superfici di scambio richieste sono maggiori; aspetti vantaggiosi sono la sicurezza del refrigerante e la corrosività praticamente assente in presenza di acciaio o rame. In tab. 8 si possono leggere alcune caratteristiche della soluzione (rif. /15/).

Composti nei quali la solubilità dell'R22 è molto elevata sono la dietilformammide, la dimetilformammide e la dimetilacetammide (rif. /4/). Quest'ultimo composto ha globalmente le migliori caratteristiche, tuttavia è classificato come combustibile (la dimetilformammide è addirittura infiammabile). Tra i primi due, entrambi migliori solventi dell'R22 rispetto all'etere dimetilico di glicole tetraetilenico, la dimetilformammide scioglie più refrigerante per unità di massa, grazie al minor peso molecolare. Entrambi hanno però un punto



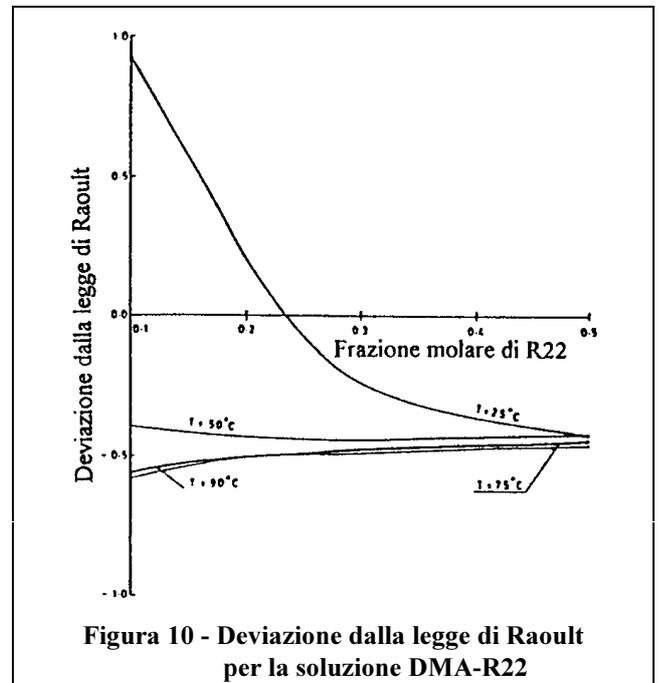
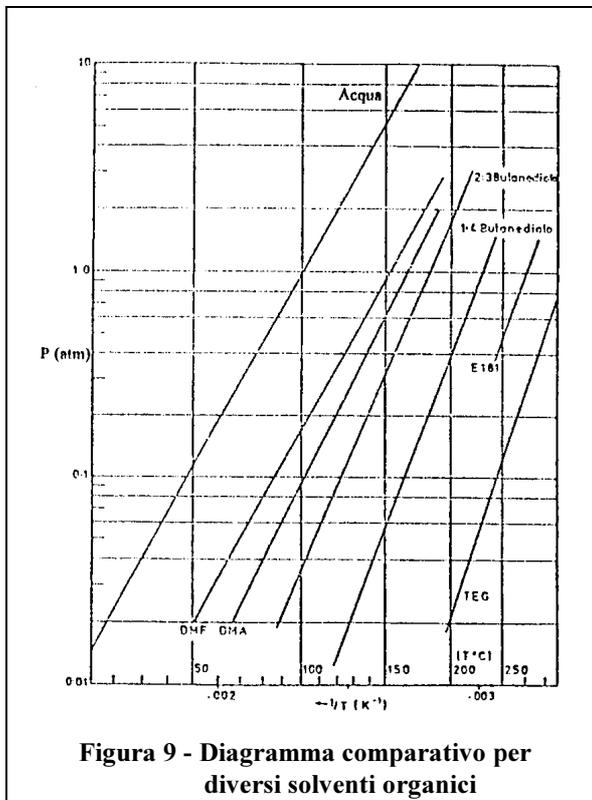
d'ebollizione relativamente basso (152,8°C per la dimetilformammide a pressione atmosferica), se confrontato con quello della dimetilacetammide, pur non richiedendo una distillazione aggiuntiva (l'R22 ha il suo punto d'ebollizione a -40,8°C a pressione atmosferica).

I diagrammi $\log P-1/T$ delle figure 8 e 9 pongono a confronto E181 e DMA, mentre in fig. 10 è riportata la deviazione dalla legge di Raoult a diverse temperature per la soluzione DMA-R22 (rif. /22/).

Entalpia di evaporazione [kJ/kg]	Pressione d'evaporazione a -15°C [bar]	Pressione al generatore [bar]	Temperatura d'equilibrio al generatore [°C]	Temperatura di assorbim./condensaz. [°C]
239	2.39	12.3	123	45
Entalpia di diluizione [kJ/kg]	Concentrazione alta	Concentrazione bassa	Fattore di circolazione	
43	0.549	0.458	10.3	

Tabella 8 - Alcune caratteristiche della miscela E181-R22

Tra gli altri solventi studiati possiamo citare: alcuni esteri dell'acido acetico, quali l'acetato di propile e l'acetato di isobutile (rif. /6/), quest'ultimo in particolare caratterizzato da una scarsa reattività ai metalli e da una buona stabilità chimica (punto di fusione rispettivamente -95°C e -98.85°C, punto d'ebollizione rispettivamente 101.55°C e 118°C); il cicloesanone coi suoi derivati e i loro composti, detti "Flutec" (rifi. /11/, /22/), non infiammabili e stabili anche al di sopra dei 400 °C, ma che non presentano deviazioni negative dalla legge di Raoult; vari derivati del furfurolo (rif. /11/), mescolati con agenti stabilizzanti che prevengano la decomposizione ad alte temperature (trialchilfosfati).



Le proprietà di alcuni di questi solventi si possono desumere dalle figg. 11 - 13 e dalla tabella 9. Di altri composti analizzati risulta scarsa o ignota la stabilità chimica.

Frazione molare dell'R22	Temperatura [°C]	Pressione di vapore [bar]
0.717	28.4	1.92
	37.8	2.03
	58.3	2.78
	71.3	3.40
	88.9	4.43
0.3260	25.5	2.74
	36.5	3.23
	52.7	4.47
	67.2	5.88
	88.0	8.29
0.4523	25.6	4.16
	40.3	5.57
	57.8	7.81
	71.5	10.19
	89.3	13.88

Tabella 9 - Proprietà della soluzione R22-cicloesano

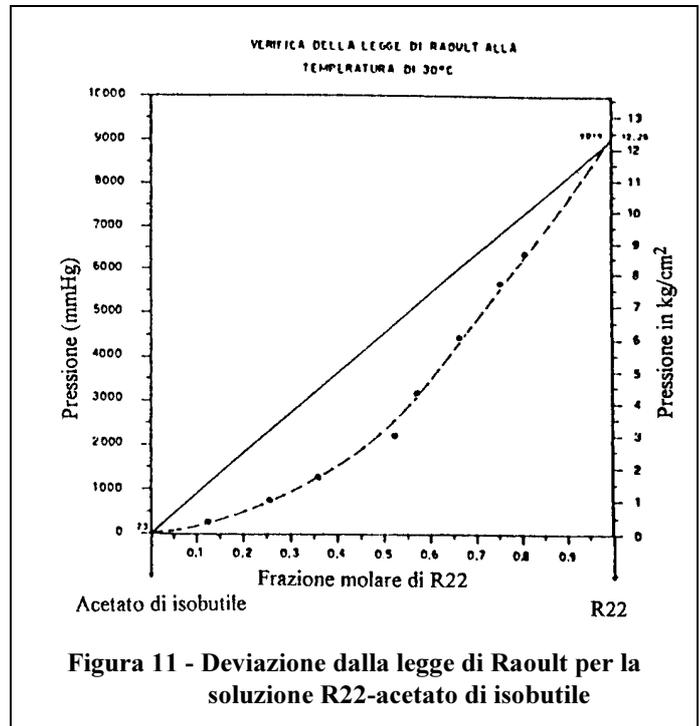


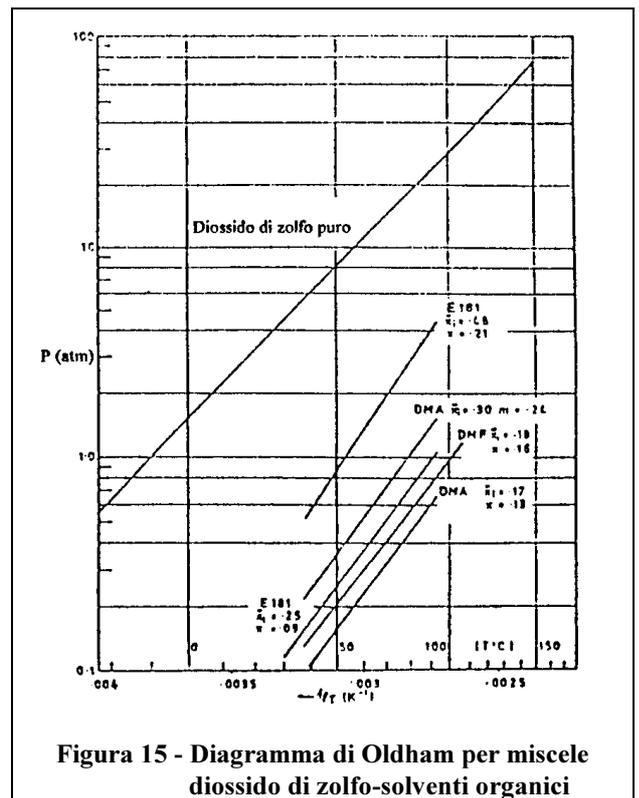
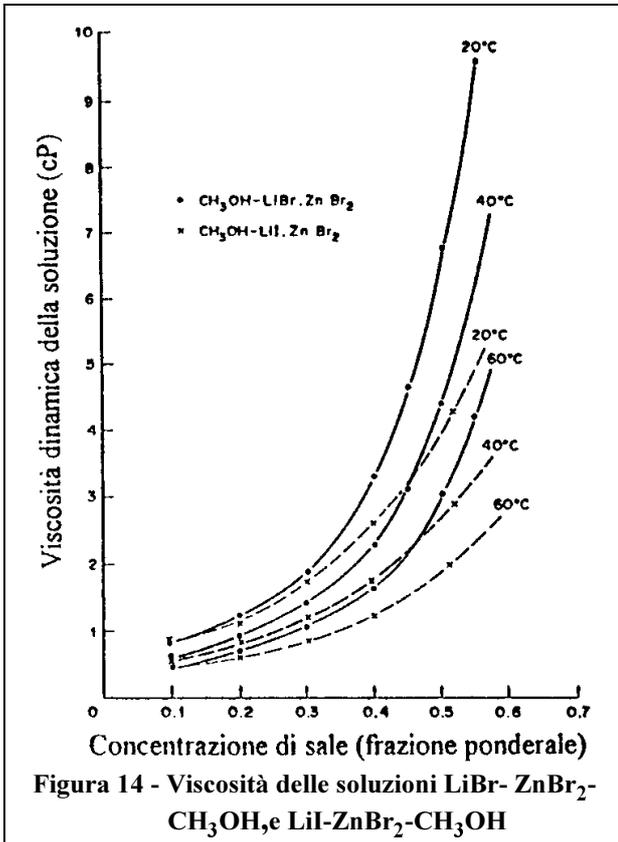
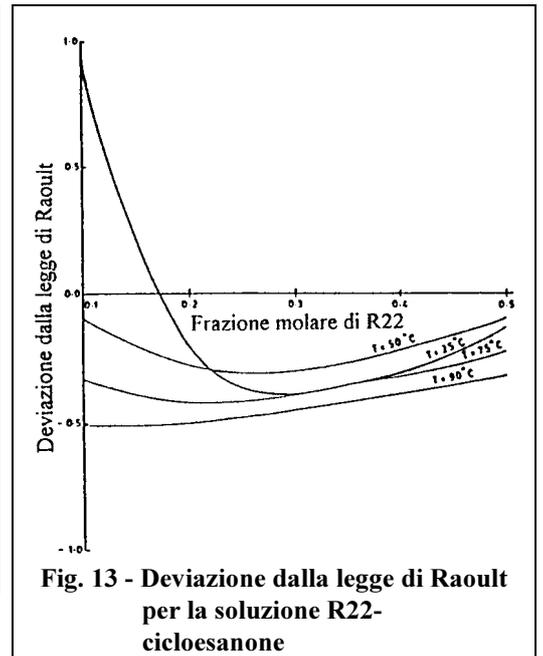
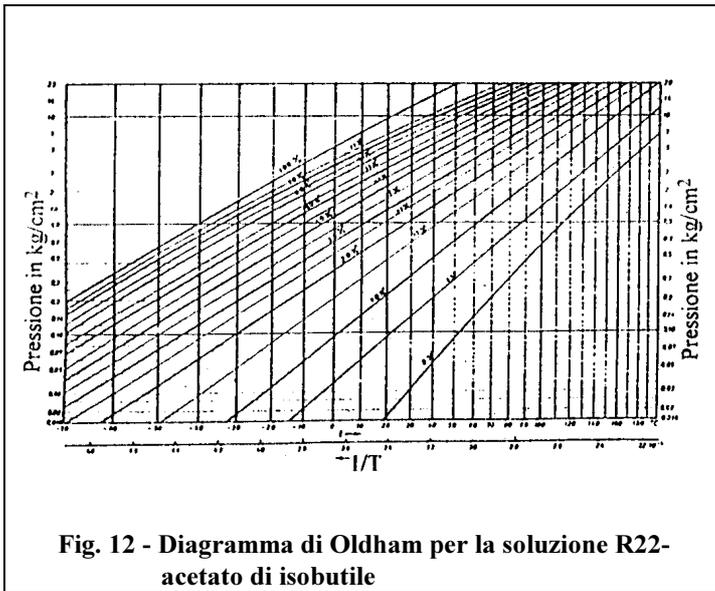
Figura 11 - Deviazione dalla legge di Raoult per la soluzione R22-acetato di isobutile

Entalpia di evaporazione [kJ/kg]	Pressione d'evaporazione a 5°C [bar]	Pressione al generatore [bar]	Temperatura d'equilibrio al generatore [°C]
1197	0.054	0.217	70
Temperatura d'assorbimento/condensazione [°C]	Fattore di circolazione	Calore fornito al generatore [kW]	COP termodinamico
30	16.2	12.69	0.788

Tabella 10 - Dati caratteristici di un ciclo monostadio da 10kW frigoriferi a LiBr-ZnBr₂-CH₃OH

Per quanto riguarda l'utilizzazione di alcoli come refrigeranti, l'unico alcool che presenta buone caratteristiche come refrigerante è il metanolo (o alcool metilico). Un altro alcool esaminato è l'etanolo, che tuttavia ha dato risultati meno soddisfacenti.

Il metanolo ha un elevato calore latente (comunque inferiore a quello dell'acqua) e problemi di tossicità e corrosione abbastanza ridotti, tuttavia si tratta di un composto infiammabile. I migliori assorbenti del metanolo sembrano essere il bromuro di litio e lo ioduro di litio (mescolati al bromuro di zinco); entrambi danno luogo ad una miscela che rispetto a quella classica bromuro di litio-acqua può operare a temperature inferiori nel generatore e a temperature di evaporazione più basse (al di sotto degli 0 °C), grazie al basso punto di congelamento del metanolo, permettendone l'uso sia per il condizionamento dell'aria che per la refrigerazione. Le pressioni di esercizio sono circa cinque volte superiori, perciò i problemi di tenuta sono molto minori. Il problema della cristallizzazione è fortemente ridotto dalla presenza del ZnBr₂, che contribuisce anche a ridurre la viscosità.



I dati relativi ad un ciclo monostadio a LiBr-ZnBr₂-CH₃OH, per una potenza utile di 10kW, sono esposti in tab. 10 (rif. /37/).

La soluzione LiBr-ZnBr₂-CH₃OH, piuttosto sfavorevole dal punto di vista della deviazione dalla legge di Raoult, ha però un rapporto di circolazione di moderata entità e un calore specifico piuttosto basso, il che conduce ad un COP abbastanza elevato.

La soluzione LiI-ZnBr₂-CH₃OH ha tuttavia un campo di funzionamento maggiore, minore viscosità (vedi fig. 14), quindi migliori coefficienti di scambio e un rapporto di circolazione inferiore, richiedendo quindi un minor lavoro di pompaggio. Le temperature minime di funzionamento al generatore, per diverse temperature di assorbimento ed evaporazione, sono più basse; il LiI è inoltre meno costoso del LiBr. La soluzione si decompone però alle alte temperature (130 °C se la percentuale di metanolo è del 30%), il che ne limita l'impiego in macchine a doppio stadio. Il COP è quasi lo stesso per le due miscele ed è leggermente inferiore rispetto alla miscela LiBr-H₂O.

Il diossido di zolfo ha il suo punto d'ebollizione a -10 °C e 1 atm, il che lo rende interessante come refrigerante, anche se è tossico (rif. /11/). Il calore latente è moderato. Tra i solventi organici più indicati troviamo l'etere dimetilico di glicole tetraetilenico, la dimetilformammide e la dimetilacetammide, anche se con le ammidi potrebbe rendersi necessaria la rettificazione del vapore. Il diagramma logP-1/T si trova in fig. 15. Altri dati sono presentati in tab. 11 (rif. /8/).

Si riportano infine due tabelle riassuntive con le caratteristiche dei principali refrigeranti.

Temperatura d'ebollizione a P=1atm	Calore di vaporizzazione [cal/mole] [kJ/kg]	Calore specifico a pressione costante tra 300 e 2500 K [cal/mole*K]	Densità a 0°C e 1atm [g/l]
-10.0	5960 385	$C_p = 7.70 + 0.00530 T - 0.00000083 T^{**2}$ (incertezza: 2.5 %)	2.9268

Tabella 11 - Alcune proprietà del refrigerante SO₂

REFRIGERANTE	NH ₃	H ₂ O	CH ₃ NH ₂	CH ₃ OH	SO ₂	R22
Calore latente ⁽¹⁾ [kJ/kg]	1297	2834,4	830	1160	385	212,4
Pressione di eboll. a -10°C [kPa]	290	---	86,5	2,0	101,3	354,7
Pressione di eboll. a 50 °C [kPa]	2000	12,43	770,1	53,7	861,3	1945,1

(1) temperatura d'evaporazione T_e = -10 °C per tutti i refrigeranti tranne l'acqua, per la quale è T_e = 0 °C

Tabella 12 - Caratteristiche termofisiche dei principali refrigeranti

	TOSSICITA'	PERICOLOSITA'	CORROSIVITA'
NH₃	Velenosa per inalazione e ingestione. Irritante per gli occhi e per le mucose.	Ignizione difficoltosa. Pericolo di esplosione se esposta alla fiamma, specialmente se mescolata con aria.	Corrosiva in soluzione acquosa per il rame, lo stagno e lo zinco anche al di sotto dei 100 °C; possono essere utilizzati Fe e acciaio, per i quali la corrosività è debolissima.
H₂O	Non tossica.	Non pericolosa.	Soluzioni di LiBr sono corrosive, ma la tecnologia che le riguarda è ben consolidata.
CH₃NH₂	Moderatamente tossica per inalazione, estremamente irritante per la pelle.	Infiammabile a ordinarie pressioni e temperature. Grave pericolo d'incendio se esposta al calore, alla fiamma o a scintille. Esplosiva se esposta al calore o alla fiamma.	Simile all'ammoniaca.
CH₃OH	Velenoso per ingestione (letale in dosi inferiori ai 30 ml). Irritante per gli occhi e la pelle, narcotico. Debolmente tossico per inalazione.	Liquido infiammabile. Pericolo d'incendio se esposto al calore, alla fiamma o a ossidanti.	Se puro presenta una debolissima corrosività per il rame, mentre la corrosività delle soluzioni di sali metallici e metanolo è ignota.
SO₂	Gas velenoso. Irritante corrosivo per occhi, pelle e mucose. Forse cancerogeno. Rapidamente letale in dosi di 400 - 500 ppm.	Non infiammabile. Reagisce con acqua e vapori producendo fumi tossici e corrosivi.	Non corrosivo a secco, molto corrosivo in presenza di acqua, ma possono essere utilizzati sia l'alluminio che acciaio inossidabile del tipo AISI 316. Non si hanno dati sul diossido di zolfo in presenza di solventi organici.
R22	Debolmente tossico per inalazione. Asfissiante in concentrazione elevata.	Ad alta pressione, una miscela al 50% con aria è combustibile, sebbene l'ignizione sia difficoltosa.	Molto scarsa.

Tabella 13 - Caratteristiche di tossicità e pericolosità dei principali refrigeranti (rif. /19/)

Conclusioni

La via più naturale per confrontare tra loro diverse miscele destinate a circolare in macchine frigorifere ad assorbimento sembrerebbe quella di calcolare il COP ottenibile con ciascuna di esse. Vi sono tuttavia alcuni fattori molto importanti di cui tenere conto. Prima di tutto il calcolo del COP richiede la conoscenza di alcuni dati sulla miscela, come l'entalpia e la concentrazione a diverse temperature e pressioni, che non sempre sono disponibili; in secondo luogo il confronto tra i COP ottenibili richiede che il ciclo sia specificato nel dettaglio, e che certe condizioni di funzionamento siano le stesse per tutte le miscele (in particolare, alcune grandezze come le temperature d'assorbimento, condensazione ed evaporazione); ciò non è quasi mai possibile sia perchè i campi operativi delle varie miscele non coincidono tra loro, sia perchè spesso i dati disponibili in letteratura sono incompleti o poco precisi sulle condizioni in cui il COP è stato calcolato (rif. /11/). Si può aggiungere, a questo proposito, che il fatto che i campi operativi delle varie miscele non coincidano, le rende adatte a differenti esigenze di impiego, sia relative alla destinazione d'uso della macchina (refrigerazione, condizionamento), sia relative alle modalità con cui viene fornita l'energia termica al generatore (fiamma diretta, cascami, energia solare) o al tipo di fluido termovettore utilizzato per gli scambi termici con l'ambiente esterno (condensazione, evaporazione, assorbimento).

Nessuna coppia refrigerante/assorbente finora studiata risulta del tutto vantaggiosa sotto ogni aspetto; quelle dalle caratteristiche termodinamiche più favorevoli non sono esenti da problemi di tossicità o pericolosità e viceversa. Qualsiasi nuova miscela eventualmente individuata deve inoltre essere compatibile con le tendenze del settore ragionevolmente prevedibili in termini di caratteristiche richieste, come ad esempio i livelli di temperatura, la taglia, le prestazioni minime; per quanto riguarda queste ultime, ciò si traduce nella possibilità per la miscela di realizzare cicli di configurazione particolare, che sfruttino tutte le variazioni applicabili al ciclo di base per migliorarne l'efficienza. Anche se ovviamente non si può escludere la futura disponibilità di una miscela nettamente superiore alle altre sotto tutti i punti di vista, non si può non osservare che una considerevole mole di ricerca è stata portata avanti in questo campo senza condurre ad apprezzabili risultati in tal senso.

Sono attualmente note molte miscele da cui è possibile ottenere COP molto simili; il confronto va allora condotto su altre proprietà molto importanti: la tossicità, la pericolosità, la corrosività, la stabilità chimica, la complessità dell'apparecchiatura (derivante ad esempio dalla necessità di rettificazione), il volume occupato (maggiore per macchine che lavorano a bassa pressione), la possibilità, oggi molto attuale, specie per macchine a fiamma diretta destinate alla climatizzazione, di funzionare sia in raffrescamento che in riscaldamento, eventualmente in contemporanea. Per la stragrande maggioranza delle miscele prese in considerazione fino ad oggi, la realizzazione pratica di una macchina con esse funzionante significa comunque affrontare un periodo di sperimentazione più o meno lungo, in quanto molti dei dati disponibili derivano soltanto da calcoli teorici. Questo è il motivo principale per cui l'industria continua ad impiegare quasi esclusivamente le ben note miscele acqua-ammoniaca e bromuro di litio-acqua, i cui campi operativi, tra l'altro, coprono praticamente tutte le attuali esigenze.

MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO AD ACQUA-AMMONIACA

I componenti delle macchine

Il generatore

Il generatore, in una macchina ad assorbimento, è quel componente che assolve la funzione di separazione dei due componenti, refrigerante ed assorbente.

Il recipiente (capacità) contenente la soluzione "ricca" che viene fatta bollire, è un semplice serbatoio che può essere lambito esternamente dal fluido che cede calore o attraversato da fasci tubieri entro i quali scorre questo fluido (se è necessario aumentare la superficie di scambio). Per macchine a fiamma diretta, per aumentare l'efficienza della trasmissione di calore, la superficie esterna del recipiente è alettata, secondo diverse modalità che dipendono dalla forma del bruciatore e dal percorso dei fumi.

Il vapore così prodotto non è sufficientemente puro, e deve essere ulteriormente rettificato in un dispositivo che porti a contatto liquido e vapore, che è generalmente suddiviso in zone, in ciascuna delle quali coesistono, sostanzialmente ad uguale temperatura ed uguale pressione, le due fasi.

Le soluzioni costruttive adottate per realizzare l'intimo contatto liquido-vapore sono di vario genere. Può trattarsi di una "colonna di distillazione" a piatti oppure a riempimento, che consiste in un involucro cilindrico verticale entro il quale sono disposti rispettivamente dei setti continui o forati ("piatti"), oppure dei corpi di forma varia e di dimensioni correlate a quelle dell'involucro stesso ("corpi di riempimento").

I piatti possono essere a flussi incrociati o in controcorrente. I primi sono dei setti che occupano solo parzialmente la sezione della colonna, e sono generalmente dotati di un "discendente" per il passaggio del liquido verso il piatto sottostante, in modo da ottenere la necessaria stabilità del flusso ed una buona efficienza del trasferimento di massa. La presenza dei discendenti sottrae area utile al passaggio del vapore, e quindi il progetto ottimale di un piatto scaturisce dal bilanciamento fra un corretto deflusso del liquido e la disponibilità di un'ampia sezione di passaggio per il vapore. La gran parte dei piatti di questo tipo presenta delle perforazioni per disperdere maggiormente il vapore nel liquido. Queste possono consistere in semplici orifizi circolari oppure in aperture dotate di valvole. Le valvole consentono di minimizzare il drenaggio di liquido attraverso i fori nel caso in cui la portata di gas non sia da sola in grado di impedirlo perchè troppo esigua.

Nei piatti in controcorrente, a minore efficienza, il liquido ed il vapore defluiscono attraverso le stesse aperture. Queste ultime sono asole o fori, rispettivamente di lunghezza compresa fra 6 e 12 mm e di diametro compreso fra 3 e 12 mm. Il deflusso del vapore e del liquido è generalmente pulsante.

Le colonne a riempimento sono maggiormente usate nelle operazioni di assorbimento, ma anche, in misura minore, per la distillazione. Esse provvedono a favorire il contatto fra liquido

e vapore, che defluiscono in controcorrente, tramite l'impiego di materiale di riempimento, orientato casualmente e sostenuto alla base da un piatto forato o da una rete. Un apposito dispositivo provvede all'uniforme distribuzione del liquido dall'alto, e sovente sono necessari anche dispositivi intermedi per la redistribuzione. La maggior parte dei materiali di riempimento sono disponibili in commercio, ciascuno caratterizzato da una diversa estensione superficiale in rapporto al volume, da un diverso effetto sulle cadute di pressione, da una diversa efficienza dello scambio di massa superficiale, da un peso, un costo e una resistenza alla corrosione differenti. Essi possono avere la forma di anelli, "selle", spirali, e così via. Anche i piatti di supporto possono essere di vario tipo, con lo scopo di non causare un eccessivo restringimento delle sezioni di passaggio del liquido e del vapore.

Il rettificatore

Il rettificatore è un "condensatore parziale" che serve ad arricchire ulteriormente in refrigerante il vapore prodotto nel generatore. Si tratta di uno scambiatore di calore, nel quale avviene la condensazione del vapore, che può essere raffreddato mediante un pozzo termico esterno, oppure, ancor meglio, mediante recupero interno, cioè utilizzando la soluzione "ricca" prima del suo ingresso nello scambiatore delle soluzioni e poi nel generatore.

Se il tempo di contatto è sufficiente, può avvenire una condensazione in condizioni di equilibrio; se il condensato viene rimosso man mano che si forma, si ha una condensazione parziale; se il raffreddamento è molto rapido, il trasferimento di massa fra vapore e condensato è molto piccolo ed essi hanno praticamente la stessa composizione.

Esso è generalmente costituito da un tubo dritto, una serpentina o una spirale, posti orizzontalmente, entro i quali passa il fluido freddo. Il vapore condensa sulla superficie esterna del tubo ed il condensato gocciola sul fondo. Il sottoraffreddatore può essere un componente a parte oppure può essere posto direttamente in testa alla colonna di distillazione del generatore. In quest'ultimo caso si utilizza normalmente un tubo avvolto a spirale secondo più spire concentriche per limitare l'ingombro. Le spirali sono generalmente inclinate, per controllare meglio il percorso del condensato che cade, in modo che non interferisca con la distillazione del vapore che avviene in colonna.

L'assorbitore

Gli assorbitori possono essere di diversa conformazione. Il tipo cosiddetto "a superficie" è costituito da un semplice serbatoio contenente un certo volume di liquido, nel quale è immersa una serpentina in cui circola un fluido di raffreddamento. La superficie disponibile per l'assorbimento è piuttosto piccola in relazione alle dimensioni dell'apparecchiatura, e soltanto un elevato rapporto "circolazione di liquido/volume contenuto nella capacità" può garantire un'efficienza d'assorbimento ragionevole. Questa esigenza contrasta però con la necessità di avere un volume di liquido sufficiente ad ospitare la serpentina di raffreddamento.

Un altro tipo è la colonna a corpi di riempimento, che è un sistema adiabatico. Sebbene i corpi di riempimento siano in grado di assicurare un'estesa superficie utile per unità di volume e un rapido ricambio del film liquido, la concentrazione superficiale del vapore nel liquido risente pesantemente dell'innalzamento di temperatura. E' richiesto quindi uno scambiatore a parte ed una pompa per il ritorno della soluzione raffreddata in colonna. L'esigenza di limitare l'innalzamento di temperatura aumentando la circolazione del liquido è in contrasto con quella di aumentare il tempo di permanenza del liquido in colonna per favorire l'assorbimento. Sebbene inoltre le colonne a corpi di riempimento siano semplici come concezione, problemi pratici di disuniformità di distribuzione del liquido impongono complicazioni costruttive come l'inserimento di ridistributori ad intervalli regolari.

Nell'assorbitore ad immersione il vapore viene fatto gorgogliare nella soluzione assorbente, che si provvede ad agitare, e il sistema viene mantenuto in condizioni isoterme mediante l'asportazione del calore d'assorbimento per mezzo di un fluido di raffreddamento.

Il tipo a film cadente prevede una successione di superfici di scambio termico, sulle quali scorre l'assorbente. Per garantire l'effettivo miscelamento col vapore, lo strato liquido deve essere frequentemente rimescolato per rinnovare la superficie assorbente. Il progetto di una simile apparecchiatura non è affatto semplice, poichè sussistono seri problemi nel realizzare l'uniformità del miscelamento. Altra difficoltà è data dal fatto che non di rado si deve ricorrere ad altezze notevoli dell'apparecchiatura.

Un particolare assorbitore che rientra nella categoria ora menzionata è l'assorbitore Polyblock[®], che utilizza blocchi di grafite nei quali sono praticati i passaggi del liquido e del vapore. Allo svantaggio del costo del materiale si contrappone una facile lavorabilità con gli utensili da taglio ed un'ottima resistenza chimica.

Una delle macchine ad acqua-ammoniaca più diffuse commercialmente adotta una soluzione intermedia che prevede un premiscelamento nello scambiatore delle soluzioni, ove sia la soluzione (in fase dispersa dopo il passaggio in un ugello spruzzatore) che il vapore di refrigerante sono introdotti dall'alto, e dove il miscuglio è poi raffreddato da una serpentina in cui circola la soluzione "ricca" prima del suo ingresso nel generatore.

La soluzione ed il refrigerante, non ancora intimamente miscelati, completano il processo in una batteria alettata raffreddata dall'aria ambiente.

Lo scambiatore delle soluzioni

Lo scambiatore delle soluzioni è un componente di grande importanza, poichè minimizza il trasferimento irreversibile di calore fra generatore ed assorbitore.

La portata di soluzione che giunge allo scambiatore delle soluzioni è inversamente proporzionale al mutamento di concentrazione che avviene nell'assorbitore. Tuttavia, più è grande la differenza fra le concentrazioni iniziale e finale, più l'assorbitore deve avere grandi dimensioni. D'altro canto le dimensioni dello scambiatore delle soluzioni sono legate alla portata di soluzione che lo attraversa. Esiste quindi un vincolo dimensionale fra i due componenti. L'esperienza progettuale suggerisce che l'assorbitore e lo scambiatore delle

soluzioni non debbano avere aree troppo dissimili, ma l'optimum può essere individuato solo tramite considerazioni di ordine economico.

Trattandosi di uno scambiatore liquido-liquido, le tipologie maggiormente impiegate sono quella tubo in tubo (in tal caso si adotta frequentemente, per motivi di ingombro, una disposizione a sviluppo verticale affiancata al generatore) e quella tubi-mantello, col tubo interno avvolto a spirale.

L'evaporatore

L'evaporatore di una macchina ad assorbimento ad acqua-ammoniaca può essere uno scambiatore a fascio tubiero, a tubi orizzontali oppure verticali. L'evaporazione avviene all'esterno dei tubi, entro i quali scorre l'acqua da refrigerare. Nel caso di tubi verticali, si ha un più rapido ed efficace accumulo della soluzione fortemente impoverita di refrigerante sul fondo dell'apparecchiatura. Questo liquido, specialmente negli impianti di grossa taglia, deve essere rimosso, se necessario con l'aiuto di una pompa ausiliaria. La presenza di sostanza assorbente produce un innalzamento di temperatura nell'evaporatore, ed in tal modo l'evaporazione non avviene a temperatura costante.

Una soluzione che merita di essere citata è quella adottata in una macchina ad assorbimento di taglia medio-piccola molto diffusa commercialmente: l'evaporatore è costituito da un recipiente di materiale plastico tenuto a pressione atmosferica, entro il quale è avvolta una serpentina metallica (a due spire concentriche) nella quale scorre il liquido proveniente dal condensatore. L'acqua da refrigerare è introdotta dall'alto mediante uno "zampillo" che ricade su di un piatto di distribuzione forato. Quest'ultimo provvede ad assicurare un buon contatto delle gocce d'acqua in discesa con la superficie della serpentina. Il sistema è in grado di permettere la circolazione dell'acqua anche quando, durante i transitori o per particolari condizioni esterne, dovesse formarsi del ghiaccio all'esterno della serpentina. Esso si è inoltre dimostrato estremamente efficace dal punto di vista dello scambio termico. Un notevole svantaggio è però costituito dal fatto che, dal momento che opera a pressione atmosferica, condiziona l'altezza d'installazione della macchina rispetto al circuito dell'acqua.

Il condensatore

Al pari dell'evaporatore, anche per il condensatore si può adottare una tipologia tubi-mantello, ad esempio a tubi verticali, entro i quali scorre il fluido di raffreddamento, lambiti dal vapore di refrigerante da condensare. In tal caso il vapore viene introdotto dall'alto ed il condensato viene raccolto dal basso.

Un sistema molto più frequentemente adottato per le macchine ad acqua-ammoniaca è però quello della batteria alettata raffreddata dall'aria ambiente. Una lunga serpentina è racchiusa in un "pacco" di alette trasversali, ed un apposito ventilatore provvede alla movimentazione dell'aria. Il raffreddamento ad aria è più pratico ed economico, ed è una soluzione che si può

adottare nel caso del refrigerante ammoniaca poichè le pressioni di lavoro sono alte ed i coefficienti di scambio sono sufficientemente elevati.

Il sottoraffreddatore

Il sottoraffreddatore è un elemento tipico delle macchine ad acqua-ammoniaca, per il fatto che il refrigerante che giunge nell'evaporatore non è puro, e di conseguenza l'evaporazione non è completa a causa dell'innalzamento di temperatura che si verifica man mano che la soluzione liquida si impoverisce di refrigerante. Questa quotaparte di calore di evaporazione che va inevitabilmente perduta può essere utilmente recuperata nel sottoraffreddatore, può essere cioè impiegata per sottoraffreddare il liquido in ingresso all'evaporatore. Se il refrigerante fosse puro, il recupero sarebbe totalmente inutile perchè non aggiungerebbe nè toglierebbe nulla alle quantità di calore scambiate.

Anche il sottoraffreddatore, come i componenti sopra descritti, è tipicamente uno scambiatore a fascio tubiero, ad un solo passaggio. Il refrigerante liquido viene introdotto dall'alto mentre il vapore passa in controcorrente dal basso verso l'alto. Nelle macchine di piccola taglia, dal momento che le portate in gioco (uguali in massa da ambo i lati) sono modeste, poichè corrispondono alla minima portata circolante nella macchina, viene frequentemente impiegata la semplice tipologia tubo in tubo.

Un vantaggio secondario che può derivare dalla presenza del sottoraffreddatore è la possibilità di lasciarvi debordare il solvente liquido che inevitabilmente si accumula nell'evaporatore (trascinato dal vapore di refrigerante), innalzandone la temperatura e compromettendo quindi il buon funzionamento della macchina. Il travaso può essere assicurato da dispositivi delle forme più varie, ad esempio a galleggiante o a campana di palombaro, e viene utilizzato per raffreddare il liquido in arrivo; in mancanza del sottoraffreddatore si dovrebbe invece provvedere ad uno svuotamento periodico dell'evaporatore "annegato".

La pompa della soluzione

Nelle installazioni di grande potenza si possono utilizzare normali pompe centrifughe provviste di un iniettore all'aspirazione, alimentato da uno spillamento che precede il generatore o la seconda pompa se si tratta di un'installazione con due pompe in serie.

Nelle installazioni di piccola potenza, date le condizioni di progetto, caratterizzate da portate modeste e notevoli salti di pressione, la soluzione che prevede pompe a pistoni o comunque pompe volumetriche è l'unica praticabile. In particolare si utilizzano pompe a diaframma, del tipo adottato nei processi industriali per il trasporto di liquidi pericolosi o aggressivi e per il dosaggio di reagenti. Un pistone agisce su una membrana flessibile in materiale plastico (ad esempio teflon), il cui spostamento determina la variazione di volume di una camera sulla quale si affacciano le luci di aspirazione e di mandata.

La soluzione uscente dall'assorbitore è satura o leggermente sottoraffreddata: per evitare inconvenienti (cavitazione) la pompa della soluzione viene posta immediatamente a valle dell'assorbitore e viene collegata con un tubo di diametro maggiore possibile e privo di gomiti pronunciati.

Valvole, diaframmi, filtri

Le parti dell'apparecchiatura che si trovano a livelli di pressione diversi sono separate da valvole e/o diaframmi.

Le prime hanno funzioni di intercettazione, e, eventualmente, per macchine di taglia medio-grande, di regolazione. In questo caso si tratta, ad esempio, di valvole regolatrici di pressione poste sul circuito del refrigerante prima dell'evaporatore, che possono essere tarate manualmente (modificando, mediante una vite, lo spazio disponibile per una molla antagonista), a seconda del valore della temperatura esterna.

I secondi, presenti nelle macchine dotate di sola regolazione on-off, hanno la funzione di riduttori di pressione, inducendo nella corrente fluida delle perdite di carico localizzate mediante l'attraversamento di uno o più setti forati e facendo quindi subire al fluido una laminazione isoentalpica. Essi sono presenti nel circuito del refrigerante fra il condensatore e l'evaporatore, e nel circuito della soluzione fra il generatore e l'assorbitore.

I filtri servono ad impedire che i riduttori di pressione vengano otturati o altri componenti delicati siano danneggiati da depositi solidi accidentalmente introdotti o che si formano all'interno della macchina dopo un esercizio prolungato. Essi sono generalmente costituiti da capsule di retina metallica inserite nelle tubazioni.

Sistemi di regolazione e controllo

Nelle macchine di taglia medio-grande può risultare economica l'installazione di un sistema di regolazione. Esso può agire sulla laminazione della soluzione, sulla laminazione del refrigerante e sulla modulazione della portata di combustibile (per macchine alimentate a gas). La regolazione con valvole di laminazione sul circuito dell'utenza non ha praticamente influenza sul valore del COP ed è perciò una spesa inutile.

Gli apparecchi di regolazione della laminazione costituiscono una spesa non indifferente per la natura stessa del dispositivo, caratterizzato da una relazione non lineare tra pressione e portata.

La modulazione della portata di gas, che è quella più importante nei riguardi del valore del COP, si può basare sul rilevamento della pressione, ma soltanto per impianti di notevole potenza ci si può spingere con la parzializzazione al di sotto del 40%.

Per parzializzazioni così spinte, infatti, la pressione del gas che deve essere misurata è molto bassa, e richiede quindi apparecchi più costosi rispetto a quelli usualmente impiegati nelle comuni caldaie murali. Questi ultimi, più economici, non sono in grado di regolare il bruciatore per portate molto basse e quindi si limitano a comandarne lo spegnimento.

Nelle installazioni di piccola taglia i sistemi di regolazione sono pressochè assenti, limitandosi nella maggioranza dei casi a provvedere semplicemente all'accensione/spengimento della macchina. Ciò significa che si considera accettabile l'inevitabile decadimento delle prestazioni che si ha nel caso di funzionamento in condizioni diverse da quelle nominali.

Con riferimento ad una macchina a fiamma diretta, un semplice sistema di tipo on/off prevede di norma un interruttore di minima temperatura (il cui sensore viene montato sulla tubazione dell'acqua refrigerata, in genere fra l'evaporatore e l'aspirazione della pompa) collegato al circuito elettrico che comanda la valvola del gas, e che interrompe l'erogazione di quest'ultimo nel caso in cui la temperatura dell'acqua scenda al di sotto di un valore minimo. Analogamente il termostato provvede all'accensione del bruciatore quando la temperatura supera un valore prefissato.

In impianti di maggiore potenza si può provvedere alla modulazione del calore ceduto in caldaia, il che si traduce, per macchine a fiamma diretta, nella regolazione dell'erogazione di gas combustibile, in funzione del carico termico e delle condizioni esterne (in particolare, in funzione della temperatura del fluido di raffreddamento). Precisamente, sia ad una diminuzione del carico che ad un abbassamento della temperatura esterna deve corrispondere una diminuzione della potenza fornita al generatore.

I sistemi di controllo e sicurezza sono destinati ad impedire che vengano superate delle condizioni limite (in termini di valori di pressione e temperatura) per l'integrità della macchina.

Nelle macchine a fiamma diretta è certamente presente una valvola di controllo del gas, costituita da un rubinetto, una valvola pilota termomagnetica di sicurezza, una valvola a solenoide ed una valvola regolatrice di pressione. La valvola pilota opera sotto una tensione di alcune decine di mV indotta da una termocoppia sensibile al calore generato dalla fiamma pilota del bruciatore, e si chiude quando tale tensione scende a pochi mV, causa l'eccessiva riduzione o il totale spegnimento della fiamma. La valvola a solenoide agisce comandata dal termostato di sicurezza del generatore: un interruttore di massima temperatura si apre nel caso in cui la temperatura al generatore superi un determinato valore, interrompendo il circuito elettrico a monte della valvola. La valvola regolatrice di pressione va tarata su campi di pressione differenti a seconda del tipo di gas combustibile, in modo da garantire una combustione il più possibile completa e regolare. Un fusibile di sicurezza interrompe il circuito del gas nel caso si verifichi un ritorno di fiamma.

Il sistema di ignizione comprende la fiamma pilota e il sensore di fiamma già citati ed una candela d'accensione, più il sistema di controllo.

Un sensore di portata, che nel caso di raffreddamento ad aria può essere un semplice sensore "a vela", consente il funzionamento della caldaia soltanto mentre è attiva la circolazione del fluido di raffreddamento.

Un relè "ritardatore" mantiene in funzione la macchina per alcuni istanti dopo che il termostato ha indotto lo spegnimento del bruciatore, sia per assicurare l'accumulo della

soluzione nel generatore, in modo da predisporre correttamente la macchina per un successivo avviamento, sia per garantire lo smaltimento totale dei fumi di scarico della caldaia.

Una valvola di massima pressione deve essere collocata nella zona ad alta pressione della macchina.

Nelle macchine ad acqua-ammoniaca essa può essere convenientemente collocata sul rettificatore, dato che quest'ultimo è in diretta comunicazione col generatore pur trovandosi ad un livello di temperatura nettamente inferiore.

Resistenza e corrosione dei materiali

Resistenza meccanica

L'operatività di un ciclo ad acqua-ammoniaca, è legata, come più volte rimarcato, a dei livelli di pressione piuttosto alti. Ciò richiede una cura particolare nella realizzazione e nell'assemblaggio dei componenti. In particolare i diversi serbatoi che costituiscono gli elementi principali della macchina devono sottostare ad una normativa che impone la manutenzione da parte di personale specializzato quando il loro volume supera un determinato valore (20 l). Il contatto diretto dei serbatoi in pressione con fiamme libere è invece da evitare, quando all'interno siano contenute sostanze infiammabili, a causa dell'effetto "fire-ball" che seguirebbe ad un cedimento delle pareti.

Per quanto riguarda i materiali, ci si può riferire alla serie di acciai al carbonio non legati in cui vengono realizzate le lamiere per caldaie e recipienti in pressione (vedi rif. /14/) contenenti piccole percentuali di Mn e Si e piccolissimi quantitativi di impurità (P e S). Si tratta della categoria designata col simbolo Fe seguito dal carico di rottura in MPa, da una cifra indicante il grado qualitativo e da lettere indicanti requisiti particolari.

Resistenza alla corrosione

Dei problemi di sicurezza legati all'utilizzo della soluzione acqua-ammoniaca si è già parlato nel capitolo relativo ai fluidi di lavoro; si vuole dare qui un breve cenno a proposito dell'azione che essa esercita sui materiali in cui sono costruiti i vari componenti (quasi esclusivamente acciai di varia qualità). Si tratta di un problema di fondamentale importanza: si pensi al pericolo costituito da zone corrose in recipienti in pressione o da depositi solidi che ostruiscano valvole e filtri.

I metalli che non si possono assolutamente utilizzare in presenza di questa soluzione sono il rame e lo zinco: per il rame rilievi sperimentali indicano una corrosione maggiore di 0.05 pollici per anno anche a temperatura ambiente e a basse concentrazioni (rif. /8/), lo zinco si corrode all'incirca con la stessa intensità.

Un ottimo comportamento a corrosione è quello dell'alluminio (< 0.005 pollici per anno, rif. /8/). Risulta soddisfacente il comportamento della ghisa e degli acciai al carbonio, nonché della gomma naturale o artificiale e di molte materie plastiche (eccellenti Teflon e Vyton).

Tra i molti sistemi conosciuti per combattere la corrosione, si preferisce ricorrere per le macchine ad assorbimento ad inibitori della corrosione, cioè a sostanze che, mescolate alla coppia refrigerante-assorbente, riducono il fenomeno a livelli accettabili nei confronti della durata di vita della macchina.

Gli inibitori generalmente utilizzati sono composti contenenti cromati oppure silicati o fosfati: la scelta dipende dal materiale da proteggere e dall'ambiente col quale è a contatto (acido, neutro o alcalino); la soluzione acqua-ammoniaca costituisce un ambiente fortemente alcalino.

Tra le sostanze più diffuse si può citare il cromato di sodio tetraidrato, che è un inibitore organico della corrosione che agisce per passivazione, cioè dà luogo a composti insolubili che aderiscono fortemente al pezzo da proteggere, impedendone l'ulteriore corrosione. Va però maneggiato con cautela trattandosi di sostanza velenosa: è ritenuto cancerogeno e scaldato fino a decomposizione produce fumi tossici.

Non volendo utilizzare inibitori, i componenti del circuito (tubi e serbatoi) possono essere costruiti con acciai della serie AISI 300 (es. AISI 304) che hanno un'eccellente resistenza alla corrosione senza bisogno di additivi (ed infatti contengono buone percentuali di Cr).

Se si preferisce impiegare acciai al carbonio, che sono più economici e più facilmente lavorabili e saldabili ma hanno una resistenza leggermente inferiore, è necessario aggiungere un additivo, che può essere il cromato di sodio od un composto equivalente (l'equivalenza dipende dal potenziale redox). Alternative possibili al cromato di sodio potrebbero essere: il permanganato di potassio (KMnO_4), che però in ambiente alcalino dà luogo a precipitati (MnO_2) che potrebbero intasare qualche componente dell'impianto; l'ipoclorito di sodio, che però dà luogo ad una certa quantità di cloruri, che sono corrosivi; l'ozono, il migliore come agente ossidante, inerte, non inquinante, che però durante la reazione di ossidazione libera ossigeno.

In conclusione, viste le quantità irrisorie di cromato richieste per la protezione completa di un acciaio al carbonio ($\approx 0.03\%$, vedi rif. /20/ pag. 499 o 10^{-3} moli/l, vedi rif. /14/ pag I-57) e viste le condizioni operative (circuito sigillato), l'uso di materiale non troppo pregiato con l'aggiunta di questo additivo risulta la soluzione più semplice e più economica, oltre ad essere consentita dalla normativa vigente (vedi rif. /16/, /19/). Da esperienze su prototipi si è tuttavia appreso che, pur trascurando altri aspetti qualitativi dell'acciaio a contatto con la soluzione acqua-ammoniaca, si deve evitare la presenza dello zolfo, che causa la formazione di precipitati che in breve tempo portano all'arresto della macchina.

Richiami sugli aspetti suscettibili di innovazione

Come si è visto, i componenti delle macchine frigorifere ad assorbimento ad acqua-ammoniaca oggi in commercio non presentano, nella maggior parte dei casi, degli aspetti particolarmente originali o innovativi: molti di essi sono conformati esattamente come gli analoghi componenti delle macchine a compressione (evaporatori, condensatori) oppure sono "presi a prestito" dall'industria chimica e alimentare.

Gli sforzi maggiori sono stati fatti, in passato, per esplorare tutte le possibilità di scambi termici rigenerativi che il ciclo può offrire, e su questo versante è stato raggiunto un grado di conoscenza molto elevato. Questi studi hanno avuto un riflesso soprattutto sulla disposizione dei vari componenti della macchina e sul percorso dei fluidi all'interno della macchina stessa.

Molte possibilità di miglioramento dell'efficienza di queste macchine sono offerte, invece, dall'ottimizzazione dei componenti. Si deve tenere conto anche del fatto che, a causa dell'aggressività chimica dell'ammoniaca, non possono essere utilizzati materiali ad elevata conducibilità termica come il rame, e perciò si può agire principalmente sulla conformazione dei componenti stessi.

Da quanto esposto finora appare chiaro che i componenti più "critici" sono proprio quelli peculiari della macchina ad assorbimento, come il generatore e l'assorbitore, anche se altri, che hanno una funzione "standard", sono a volte dotati di qualche particolarità a causa della natura dei fluidi circolanti (come l'evaporatore che è interessato da un accumulo di soluzione).

Per quanto riguarda il generatore, un aspetto molto importante è anche quello della sicurezza: nelle macchine a fiamma diretta un'eventuale fuga di ammoniaca a contatto con la fiamma potrebbe avere conseguenze molto gravi. La normativa non consente infatti il contatto diretto della fiamma col recipiente in pressione per volumi superiori ad un massimo prefissato. La scelta di utilizzare un fluido termovettore intermedio è quindi obbligata per tutte le macchine di taglia medio-grande. Nasce allora l'esigenza di adottare una soluzione più efficace per lo scambio termico con il fluido calorifero, sia esso il cascame di un altro processo oppure un fluido termovettore interposto fra il bruciatore ed il generatore vero e proprio per motivi di sicurezza. La semplice soluzione a serbatoio lambito esternamente dal fluido caldo non è raccomandabile se non per macchine di taglia piccola (circa fino a 10kW frigoriferi). In tutti gli altri casi si deve ricorrere a fasci tubieri che attraversino il serbatoio, studiandone la disposizione e le dimensioni, tenendo conto che in genere il fluido calorifero cede il proprio calore di condensazione, e quindi le sezioni di passaggio e il verso di percorrenza devono essere adeguati.

L'aspetto della purificazione del vapore di refrigerante prodotto è naturalmente della massima importanza in una macchina ad acqua-ammoniaca, data la scarsa differenza di volatilità delle due sostanze.

Si può affermare che nella maggioranza dei casi la soluzione a piatti è l'unica praticabile, sia per le dimensioni complessive della colonna, che solitamente risulta dai calcoli di diametro minore rispetto ad una colonna a corpi di riempimento che faccia raggiungere lo stesso grado di purezza, sia per problemi pratici, dato che il sistema a corpi di riempimento non può essere maneggiato con disinvoltura nelle fasi di trasporto. Si tratta allora di studiare appositamente per la miscela acqua-ammoniaca un tipo di piatti che garantisca il miglior contatto liquido-vapore anche nel funzionamento in regolazione, e, soprattutto, aspetto ancora irrisolto, che assicuri una buona efficienza della distillazione anche durante i transitori di avviamento.

Il rettificatore, componente indispensabile nelle macchine ad acqua-ammoniaca, per ragioni d'ingombro è bene che si trovi direttamente in testa al generatore. In questo caso però si devono ottimizzare sia la disposizione della serpentina che il percorso del vapore, studiando

eventualmente dei dispositivi che aumentino il tempo di permanenza di quest'ultimo e favoriscano la condensazione dell'acqua. Si deve curare, inoltre, che il condensato partecipi al processo di distillazione sottostante in modo corretto ed efficace, cioè che raggiunga la superficie del primo piatto disponibile senza dar luogo a schizzi.

L'assorbitore è l'altro componente interessato da uno scambio di massa: anche qui si deve favorire l'intimo contatto fra liquido e vapore, ma con lo scopo di determinarne il mescolamento e non la separazione. Il progetto di un assorbitore deve quindi puntare a realizzare il massimo rimescolamento turbolento compatibile con l'esigenza di limitare le perdite di carico. Il fenomeno che si deve assolutamente evitare è quello della stratificazione del fluido in zone a diversa concentrazione. Tale fenomeno può facilmente verificarsi, ad esempio, negli assorbitori a batteria alettata raffreddata ad aria, dato che il liquido non ancora omogeneo scorre in una serpentina con lunghi tratti quasi orizzontali. In tali circostanze sono stati spesso utilizzati degli stratagemmi per aumentare la turbolenza, come delle piccole rientranze praticate nella faccia inferiore del tubo, oppure l'introduzione di una "camera d'aspirazione" prima della pompa della soluzione, nella quale dei corpi di riempimento provvedono a rimescolare la corrente fluida, che viene poi estratta nella parte inferiore. Sono tutte soluzioni, comunque, che non sono soddisfacenti specialmente dal punto di vista dell'ingombro.

Il condensatore e l'evaporatore sono componenti interessati da cambiamenti di fase, e quindi le esigenze di compattezza ed efficienza sono più difficili da soddisfare rispetto agli scambiatori in monofase, sia per l'entità dei volumi specifici che per la rilevanza delle cadute di pressione. Non appare comunque problematico l'impiego di scambiatori compatti di tipologia standard, a patto di adeguare i percorsi dei fluidi all'interno del componente ai rapporti di portate tipici delle macchine ad assorbimento.

Il sottoraffreddatore e lo scambiatore delle soluzioni sono probabilmente, fra i componenti principali, quelli che presentano le minori difficoltà progettuali, e anche quelli per i quali appare più naturale il ricorso a tipologie compatte. Nel caso del sottoraffreddatore, interessato da uno scambio liquido-vapore, se ne trarrebbe un guadagno di efficienza di influenza piuttosto rilevante sulle prestazioni complessive della macchina. Anche nel caso dello scambiatore delle soluzioni il risultato sarebbe un guadagno di prestazioni, con in più l'aspetto favorevole della minore rilevanza delle cadute di pressione.

Per quanto riguarda la pompa della soluzione, si tratta di un componente molto critico per l'affidabilità del sistema, poichè è l'unico organo in moto, e per di più lavora in condizioni prossime alla cavitazione, con un liquido poco al di sotto del punto d'ebollizione. E', inoltre, fra i componenti di maggiore rilevanza economica. Ciò è sufficiente a giustificare un serio sforzo di ricerca per migliorarne le prestazioni e ridurre i costi. Le possibilità da esplorare si riducono all'adozione di un giunto a trascinamento magnetico, di un motore parzialmente o completamente ermetico, oppure di una pompa a membrana, dal momento che il circuito deve essere completamente chiuso, senza tenute rotanti o striscianti. Come già osservato, le portate piccole, unite a salti di pressione elevati, impongono come scelta obbligata le pompe volumetriche. Le valvole e le tenute striscianti costituiscono i punti critici di queste pompe,

specialmente in presenza di scarse portate, aggressività del liquido, pressioni specifiche elevate sulle tenute striscianti stesse e durata di funzionamento richiesta di molte migliaia di ore. Punti di partenza di uno studio teorico-sperimentale per l'individuazione di pompe adatte all'impiego in macchine ad assorbimento ad acqua-ammoniaca devono essere, allora, le valvole ed i materiali.

Un aspetto importante è poi quello della regolazione, che, come già detto, è praticamente assente, per ragioni economiche, nelle macchine di taglia medio-piccola. Uno sviluppo interessante potrebbe essere lo studio di sistemi "passivi" che provvedano alla regolazione in modo semplice e per nulla costoso, ad esempio, per quanto riguarda la soluzione, con un gioco di differenze di livello fra battenti liquidi.

Si possono anche citare i problemi costruttivi: grande attenzione va posta nell'evitare l'uso di procedimenti molto costosi come la saldatura (oggi molto diffusa nelle macchine in commercio), mentre sono da preferire componenti di fabbricazione standardizzata che possano essere semplicemente assemblati. Ciò non è sempre possibile nelle macchine ad acqua-ammoniaca, a causa della presenza di recipienti in pressione e dell'aggressività dell'ammoniaca.

Il problema del trasporto, infine, è di estrema delicatezza, poichè in taluni casi una diversa distribuzione delle quantità di liquido presenti nelle varie capacità della macchina, determinata da una manipolazione disattenta della macchina stessa, può addirittura impedirne l'avviamento. Soltanto uno svuotamento totale con successiva ricarica della miscela può consentire nuovamente il funzionamento. Questo è un aspetto sul quale sarebbe senz'altro utile porre l'attenzione.

Concludendo e riassumendo, quindi, si può dire che, oltre all'aspetto dell'efficienza, sono molto importanti anche quelli della compattezza e del basso costo dei dispositivi.

Con gli scambiatori tradizionali, come quelli tubi-mantello o le batterie alettate, non solo non si ottiene un'elevata efficienza dello scambio termico, ma vi sono rilevanti problemi di ingombro (che si aggravano quando ad esempio il condensatore e l'assorbitore sono raffreddati con aria ambiente).

Per il generatore ha molta importanza anche l'aspetto della sicurezza, data la pericolosità dell'ammoniaca; l'aggressività del fluido rende invece delicata la progettazione della pompa della soluzione.

Per la regolazione ha invece rilevanza l'aspetto economico, a meno che non si arrivi a mettere a punto dispositivi "intelligenti" che realizzino una sorta di "autoregolazione".

ATTIVITA' SPERIMENTALE

Finalità e criteri d'impostazione dell'attività sperimentale

Lo studio teorico degli aspetti termodinamici e di scambio termico del ciclo di una macchina ad assorbimento permette di prevedere, con buona approssimazione, note anche le proprietà dei fluidi circolanti, il valore delle grandezze fondamentali in diversi punti significativi dell'impianto, a partire da condizioni esterne prestabilite. Il grado di approssimazione dei risultati del calcolo è tanto migliore, naturalmente, quanto più si avvicinano alla realtà i dati disponibili sulle proprietà dei fluidi e le caratteristiche assunte per i componenti della macchina. Fra queste ultime, assume particolare importanza, ad esempio, l'efficienza degli scambiatori di calore, che, a parità di fluido circolante, dipende dalla forma e dalle dimensioni dell'apparecchiatura.

Una scrupolosa indagine sperimentale, condotta su una macchina reale, consente allora, mediante il confronto tra i valori calcolati e quelli misurati, di valutare sia la bontà degli strumenti d'indagine teorica, sia la validità delle ipotesi fatte sulle caratteristiche dei fluidi e dei componenti della macchina.

Si possono in tal modo individuare anche le parti del ciclo in cui il comportamento della macchina si discosta maggiormente da quello teorico di riferimento, isolando quel componente, o quei componenti, caratterizzati da una minore efficienza. Su di essi si possono poi studiare misure d'intervento che ne migliorino la resa energetica, contribuendo ad aumentare l'effetto frigorifero utile. Queste misure possono consistere ad esempio nella modifica del tipo, della forma o delle dimensioni degli apparecchi di scambio termico "interno" od "esterno", nell'aggiunta di componenti che favoriscano, ove necessario, il miscelamento dei fluidi, nella differente disposizione delle apparecchiature nel circuito della macchina, nella riduzione di lunghezza dei condotti di collegamento, nel miglioramento dell'isolamento termico.

Se inoltre le condizioni esterne, come le temperature delle sorgenti termiche a bassa ed alta temperatura, la portata del fluido di raffreddamento, il carico dell'utenza termica, la potenza termica fornita, ecc., vengono fatte variare entro campi di valori che siano ragionevoli da un punto di vista pratico, si può condurre un'analisi di sensibilità, e si possono individuare i limiti di funzionamento della macchina o comunque i limiti entro i quali il peggioramento delle prestazioni rispetto alle condizioni nominali di funzionamento è ritenuto accettabile.

L'attività sperimentale che durante la ricerca ha affiancato l'indagine teorica è stata indirizzata in particolare ad una macchina ad acqua-ammoniaca raffreddata ad aria, alimentata a gas metano senza fluidi termovettori intermedi.

Una prima serie di misurazioni ha riguardato le condizioni nominali della macchina, mentre in una fase successiva sono state simulate delle variazioni delle condizioni esterne.

La macchina esaminata è sostanzialmente priva di un impianto di regolazione automatica, ma ha soltanto una serie di controlli di tipo on-off che la preservano dal verificarsi di condizioni accidentali indesiderate che provocherebbero l'interruzione del funzionamento. Si può prevedere perciò, in casi come questo, una sensibilità abbastanza marcata al mutare delle

condizioni esterne, ed un rapido decadimento del COP all'allontanarsi dalle condizioni nominali.

Le grandezze fondamentali che individuano ciascun punto di funzionamento sono, com'è noto, la pressione, la temperatura e la concentrazione. Fra queste si è scelto di misurare la pressione e la temperatura, per evidenti motivi di praticità, ricavando poi la terza grandezza in base ai diagrammi di stato della miscela. Si può dire tuttavia, per inciso, che anche per la concentrazione esiste un valore di confronto, che è quello che corrisponde alla composizione, dichiarata dal costruttore, della soluzione con cui la macchina viene caricata. Tale valore è quello che si ha a macchina ferma, ed è intermedio fra le concentrazioni alta e bassa del ciclo che si stabiliscono a macchina funzionante.

Tutte le misure di temperatura sono state effettuate con termocoppie a contatto (posizionate in quelle zone che sono state individuate come meno soggette ad effetti conduttivi o convettivi che potessero falsare i risultati e curandone comunque l'isolamento da fonti di calore esterne) e quelle di pressione con manometri (posizionati sul mantello del rettificatore, sul mantello dell'assorbitore, all'aspirazione della pompa, in corrispondenza di attacchi predisposti dal costruttore).

Descrizione della macchina

La macchina sulla quale sono stati effettuati i rilievi sperimentali è una macchina a fiamma diretta con bruciatore a metano, raffreddata ad aria. In figura 1 è riportato lo schema del circuito in esame.

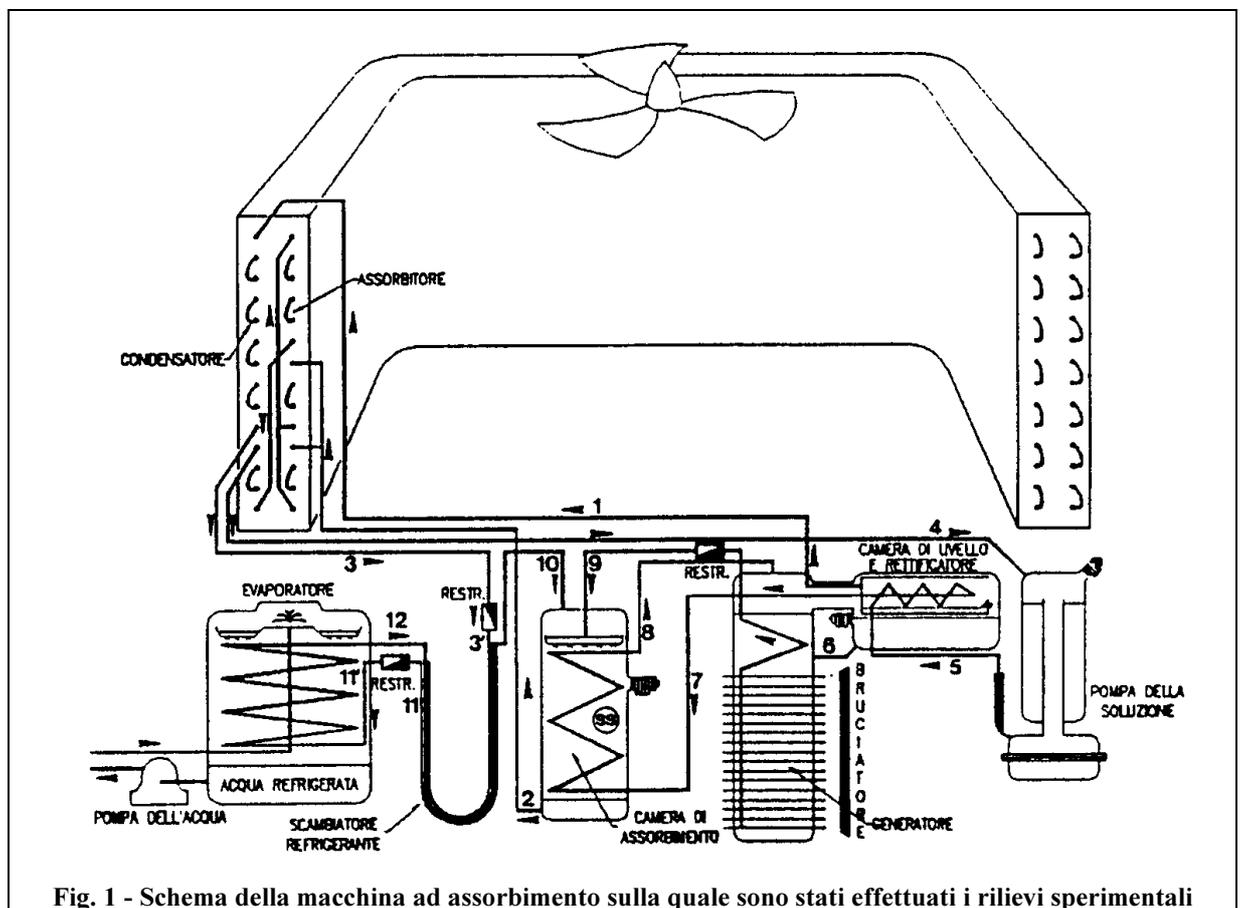


Fig. 1 - Schema della macchina ad assorbimento sulla quale sono stati effettuati i rilievi sperimentali

Il generatore è costituito da un recipiente cilindrico alettato alla cui parte superiore è connesso il rettificatore. Quest'ultimo è attraversato dalla soluzione "ricca" proveniente dall'assorbitore (5) che, raffreddando il vapore di refrigerante, produce la condensazione del componente meno volatile, cioè l'acqua, che ritorna quindi al generatore (6). Il vapore rettificato (1) passa nel condensatore, una batteria alettata raffreddata ad aria. Il condensato (3) passa quindi nell'evaporatore, dopo essere stato sottoraffreddato in uno scambiatore tubo-in-tubo ad opera del vapore uscente dall'evaporatore stesso (12). Sia prima che dopo il sottoraffreddatore il condensato attraversa un restrittore nel quale subisce una caduta di pressione (3' e 11' rispettivamente). L'evaporazione del refrigerante avviene in una serpentina sulla quale viene fatta sgocciolare, a pressione atmosferica, l'acqua di refrigerazione. Il vapore surriscaldato uscente dal sottoraffreddatore (10) si riunisce alla soluzione "povera" proveniente dal generatore (9), il cui getto è adeguatamente frammentato per aumentare la superficie di contatto, in un componente che svolge la funzione di "scambiatore delle soluzioni" e "pre-assorbitore" (SS). Quest'ultimo è attraversato da una serpentina in cui fluisce la soluzione "ricca" ad alta pressione che è già passata nel rettificatore (7), fungendo così da preriscaldatore. Sul fondo del pre-assorbitore si raccolgono liquido e vapore non ancora intimamente miscelati, che vengono inviati (2) ad una batteria alettata raffreddata ad aria (l'assorbitore vero e proprio) ove avvengono la condensazione completa e la diluizione. La soluzione "ricca" prosegue per il generatore (8), dopo essere passata alla pressione alta del ciclo ad opera di una pompa volumetrica a membrana; qui viene nuovamente "rigenerata", cioè viene nuovamente distillata una certa percentuale di refrigerante, e ricomincia il suo percorso. L'aria di raffreddamento, movimentata da un ventilatore, attraversa le due batterie in serie, prima il condensatore e poi l'assorbitore.

Le condizioni nominali di funzionamento della macchina prevedono una temperatura dell'aria ambiente di 35°C, una temperatura d'ingresso dell'acqua refrigerata di 12.7°C, una temperatura di uscita di 7.2°C, una portata d'acqua di 1640 l/h, una portata dell'aria di raffreddamento di 6800 m³/h. La potenza frigorifera garantita dal costruttore risulta di 10.5 kW a fronte di una potenza termica spesa al generatore di 19.6 kW. Il COP (Coefficient Of Performance) della macchina, definito come rapporto tra potenza frigorifera utile e potenza termica fornita, è quindi pari a 0.536.

La matrice di prova e i risultati dell'attività sperimentale

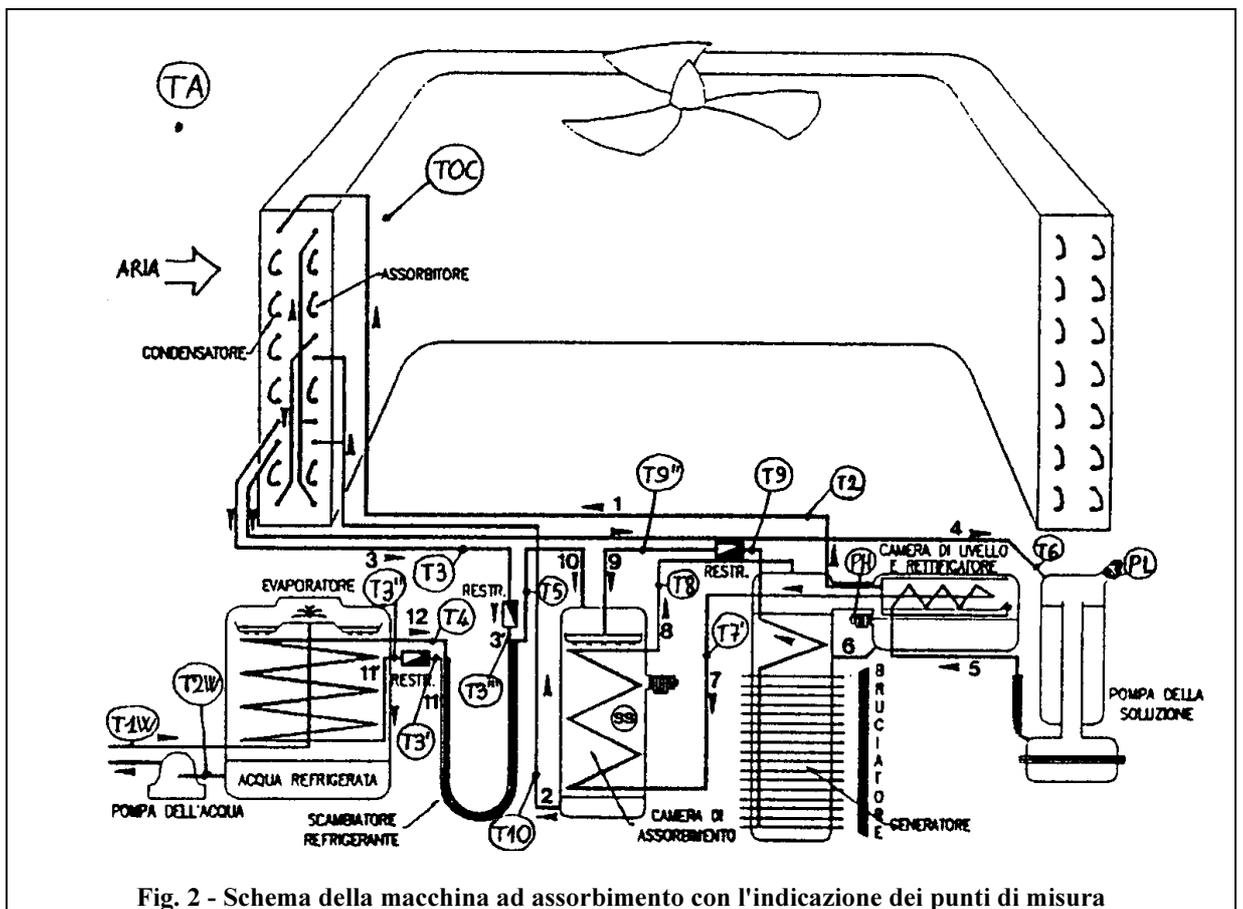
In figura 2 è riproposto lo schema della macchina con l'indicazione dei punti di misura.

Le variabili misurate sono riportate in tabella 1, con accanto il simbolo col quale sono contrassegnate nella figura.

Alcune delle grandezze della tabella sono parametri esterni che condizionano il ciclo realizzato dalla macchina, e che quindi possono essere fatte variare per condurre un'analisi di sensibilità. In particolare si tratta delle temperature d'ingresso dell'aria e dell'acqua. Data la particolare disposizione del condensatore e dell'assorbitore, che sono in serie rispetto al flusso dell'aria, la temperatura d'uscita dell'aria dal primo è anche la temperatura d'ingresso al secondo.

temperatura d'ingresso dell'acqua refrigerata	T1W	temperatura d'uscita dal condensatore dopo il restrittore	T3''	temperatura d'uscita del vapore dal sottoraffreddatore	T5	temperatura d'uscita della soluzione "povera" dal generatore prima del restrittore	T9
temperatura d'uscita dell'acqua refrigerata	T2W	temperatura d'ingresso all'evaporatore prima del restrittore	T3'	temperatura d'uscita dall'assorbitore	T6	temperatura d'uscita della soluzione "povera" dal generatore dopo il restrittore	T9''
temperatura d'ingresso al condensatore	T2	temperatura d'ingresso all'evaporatore dopo il restrittore	T3''	temperatura d'ingresso della soluzione "ricca" nello scambiatore delle soluzioni	T7'	temperatura d'uscita della soluzione "ricca" dallo scambiatore delle soluzioni-preassorbitore	T10
temperatura d'uscita dal condensatore	T3	temperatura d'uscita dall'evaporatore	T4	temperatura d'uscita della soluzione "ricca" dallo scambiatore delle soluzioni	T8	temperatura d'uscita dell'aria di raffreddamento dal condensatore	TOC
temperatura dell'aria ambiente	TA	pressione alta	PH	pressione bassa	PL	portata dell'acqua refrigerata	QW

Tabella 1 - Corrispondenza fra le variabili misurate e la simbologia di figura 1



Oltre alle due grandezze citate, un altro parametro che può essere variato è la portata dell'acqua refrigerata.

La potenza termica del generatore, nella macchina presa in esame, non può essere modulata, e neppure la portata dell'aria di raffreddamento può essere modificata rispetto al valore nominale, poichè sono fisse, rispettivamente, la portata di gas e il numero di giri del ventilatore.

La tabella 2 mostra i risultati di due delle prove effettuate, a differenti temperature dell'acqua refrigerata e dell'aria di raffreddamento, e per diversa portata dell'acqua.

Grandezza	Unità di misura	Risultati prova n°1 (valore medio durante la prova)	Risultati prova n°2 (valore medio durante la prova)
T1W	°C	12.1	14.5
TA	°C	33.3	27.7
QW	l/h	1812	918
T2W	°C	7.3	5.9
T2	°C	73.1	69.1
T3	°C	35.6	28.2
T3'	°C		26.5
T3''	°C	-1.3	
T3'''	°C	36.4	28.7
T4	°C	10.2	
T5	°C	29	24.2
T6	°C	39.7	32.1
T7'	°C	56.9	46.3
T8	°C	105.1	75.9
T9	°C	81	
T9''	°C		70.9
T10	°C	72.9	67.4
TOC	°C	40.1	33.7
PH	bar	16.7	13
PL	bar	3.7	1.9
Carico termico	kW	9.2	9.2
Consumo di gas	kg/h	1.6	1.6

Tabella 2 - Risultati di due prove sperimentali per diverse condizioni esterne

Il campo di misura delle termocoppie utilizzate va da -50 a +150°C, mentre quello dei manometri va da 0 a 30 bar.

L'utenza termica è stata simulata mediante resistenze elettriche poste in una capacità (serbatoio) inserita nel circuito dell'acqua.

La prima delle due prove si riferisce a condizioni esterne molto prossime a quelle nominali, anche se la temperatura dell'aria è leggermente inferiore. Si può osservare che la potenza frigorifera è inferiore a quella dichiarata dal costruttore. Il PER (Primary Energy Ratio), cioè il COP riferito al consumo di gas, è di 0.434. Tenendo conto del rendimento della caldaia (attorno a 0.85), si ha un COP termodinamico di 0.51.

La seconda prova, condotta con una temperatura dell'aria decisamente più bassa, dà come risultato, a parità di carico termico, e con una portata d'acqua inferiore, una più bassa temperatura d'uscita dell'acqua di raffreddamento.

La temperatura d'uscita dall'assorbitore è inferiore rispetto alla prima prova, così come lo sono sia la temperatura d'uscita del vapore rettificato che le temperature d'ingresso e uscita della soluzione "ricca" dallo scambiatore delle soluzioni-preassorbitore.

Nelle pagine seguenti sono presentati alcuni dei risultati istantanei della seconda prova.

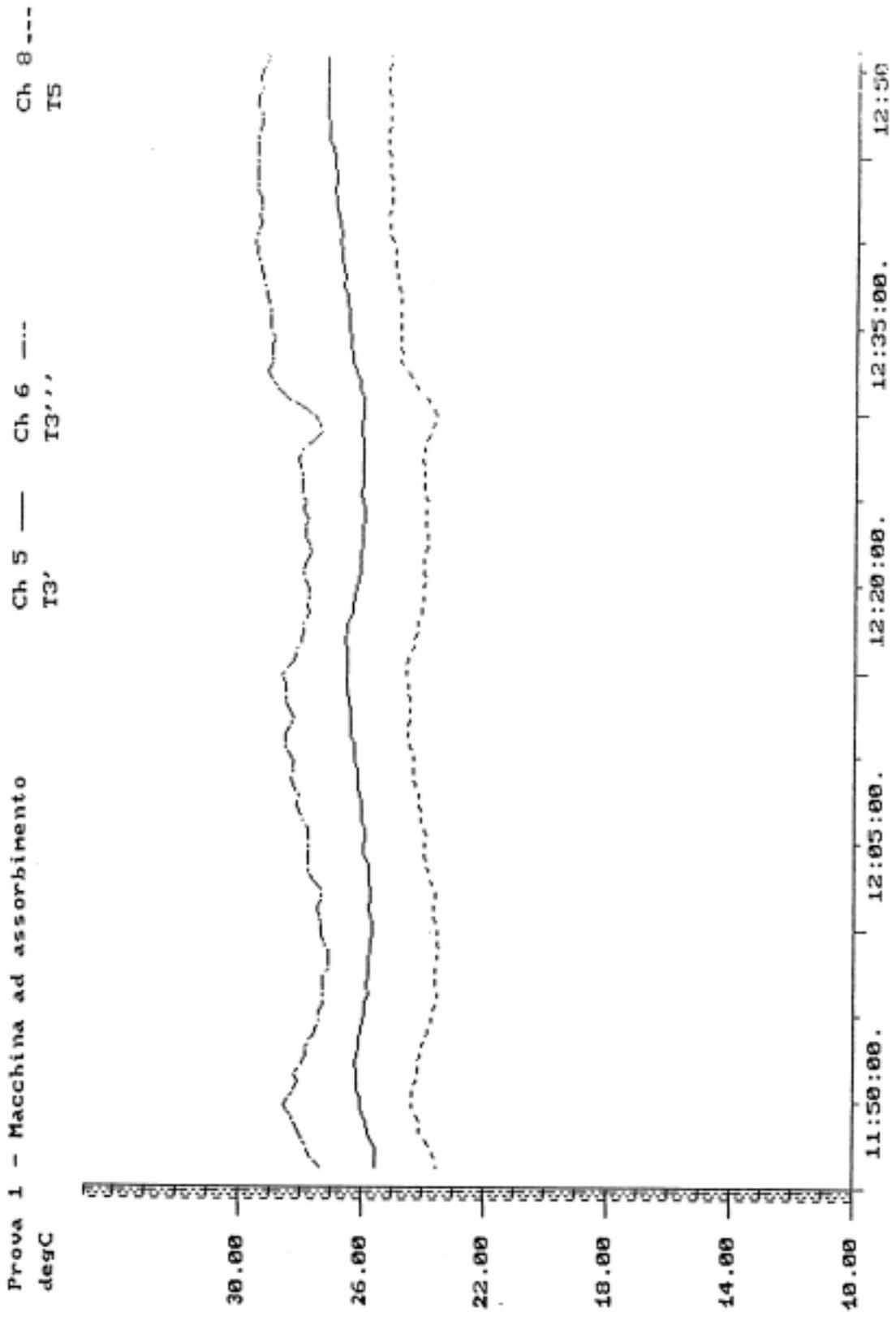


Figura 3

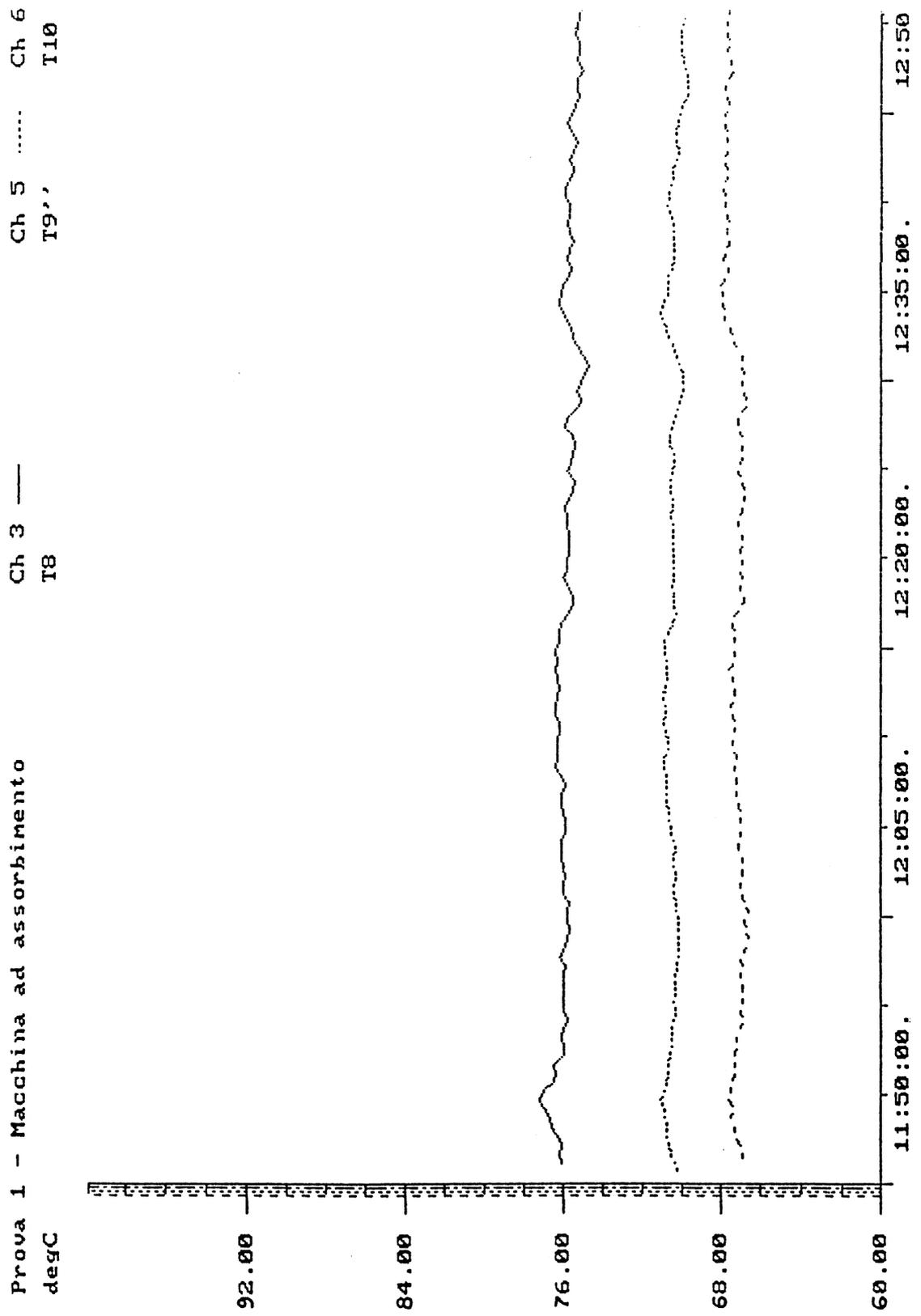


Figura 4

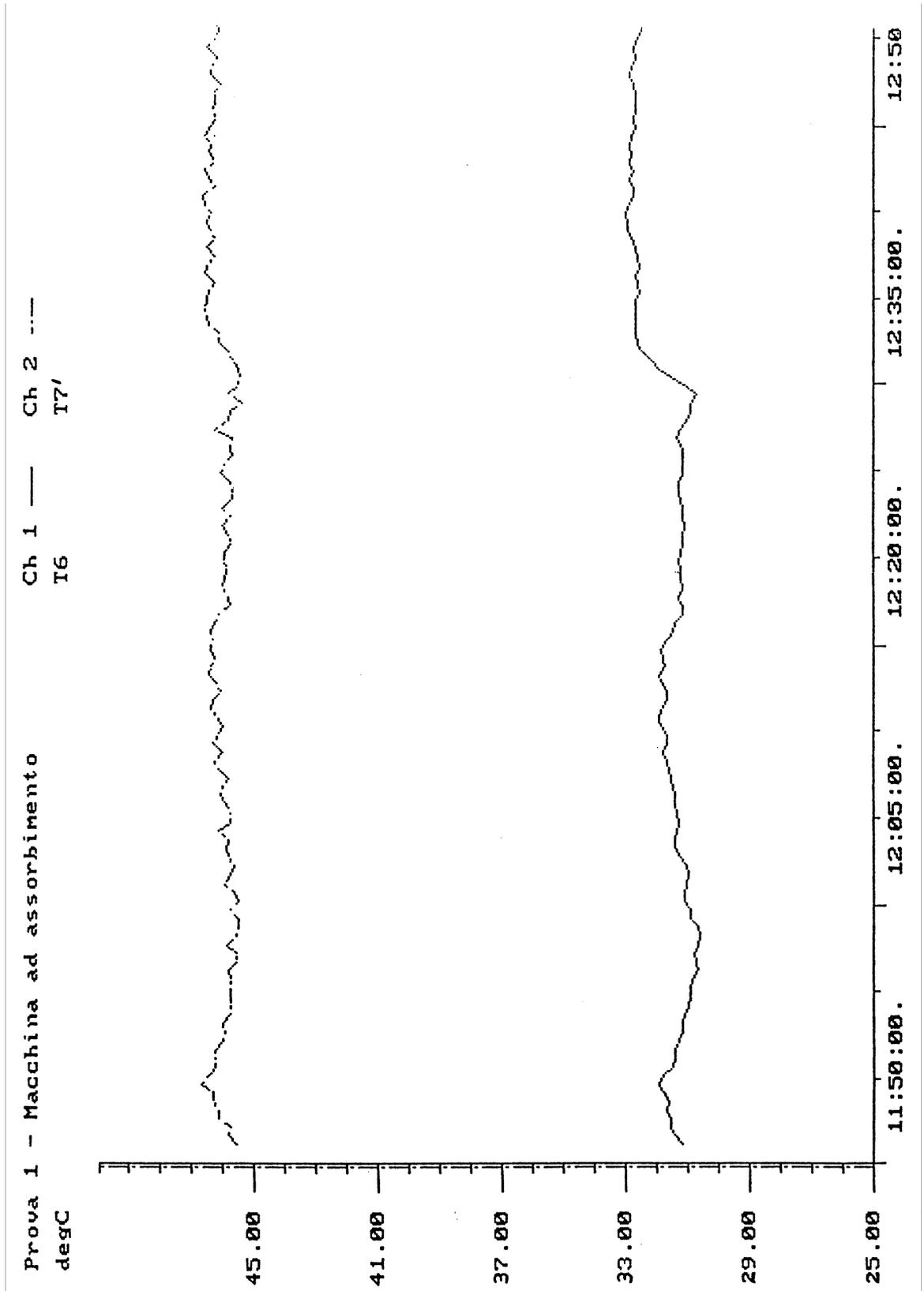


Figura 5

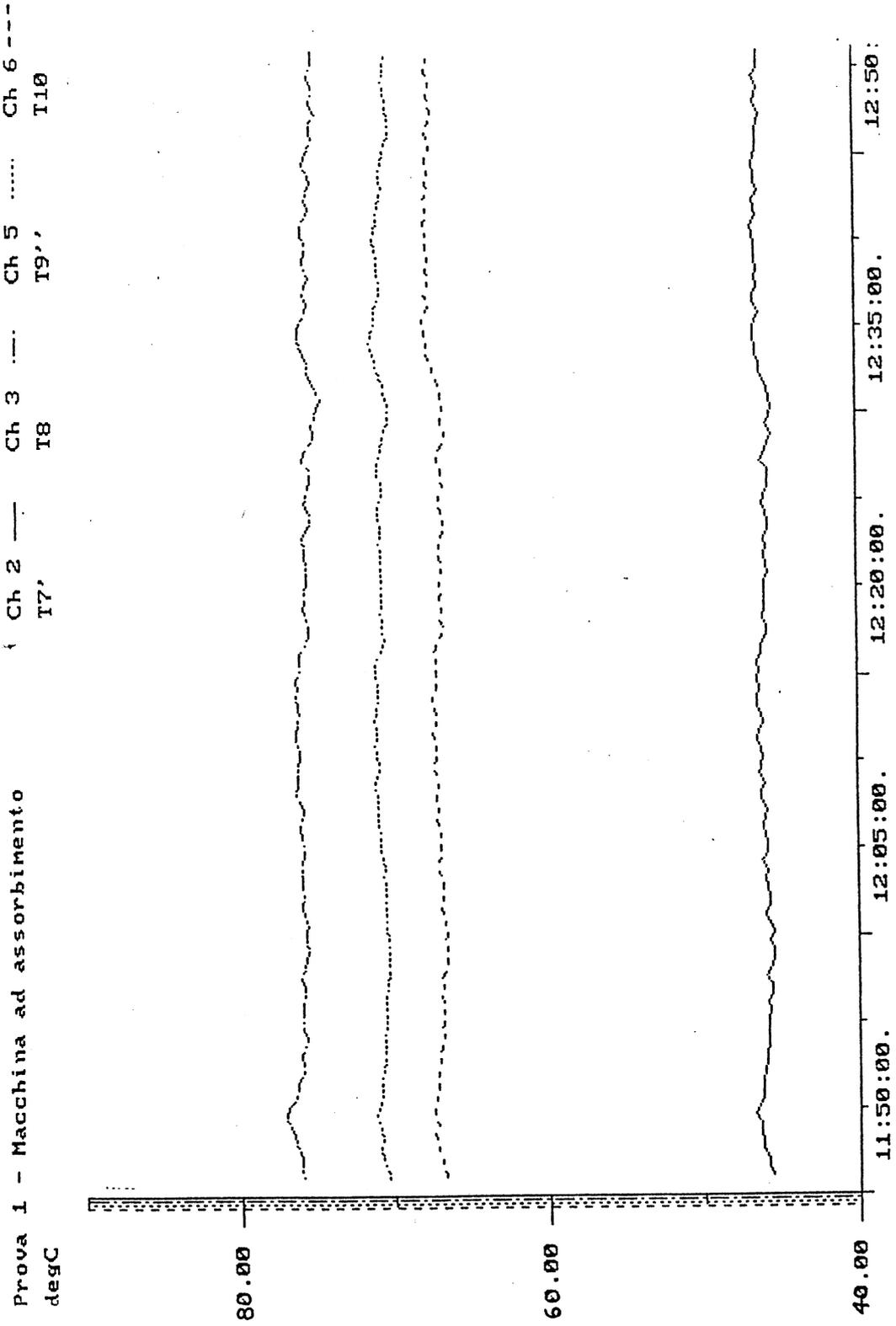


Figura 6

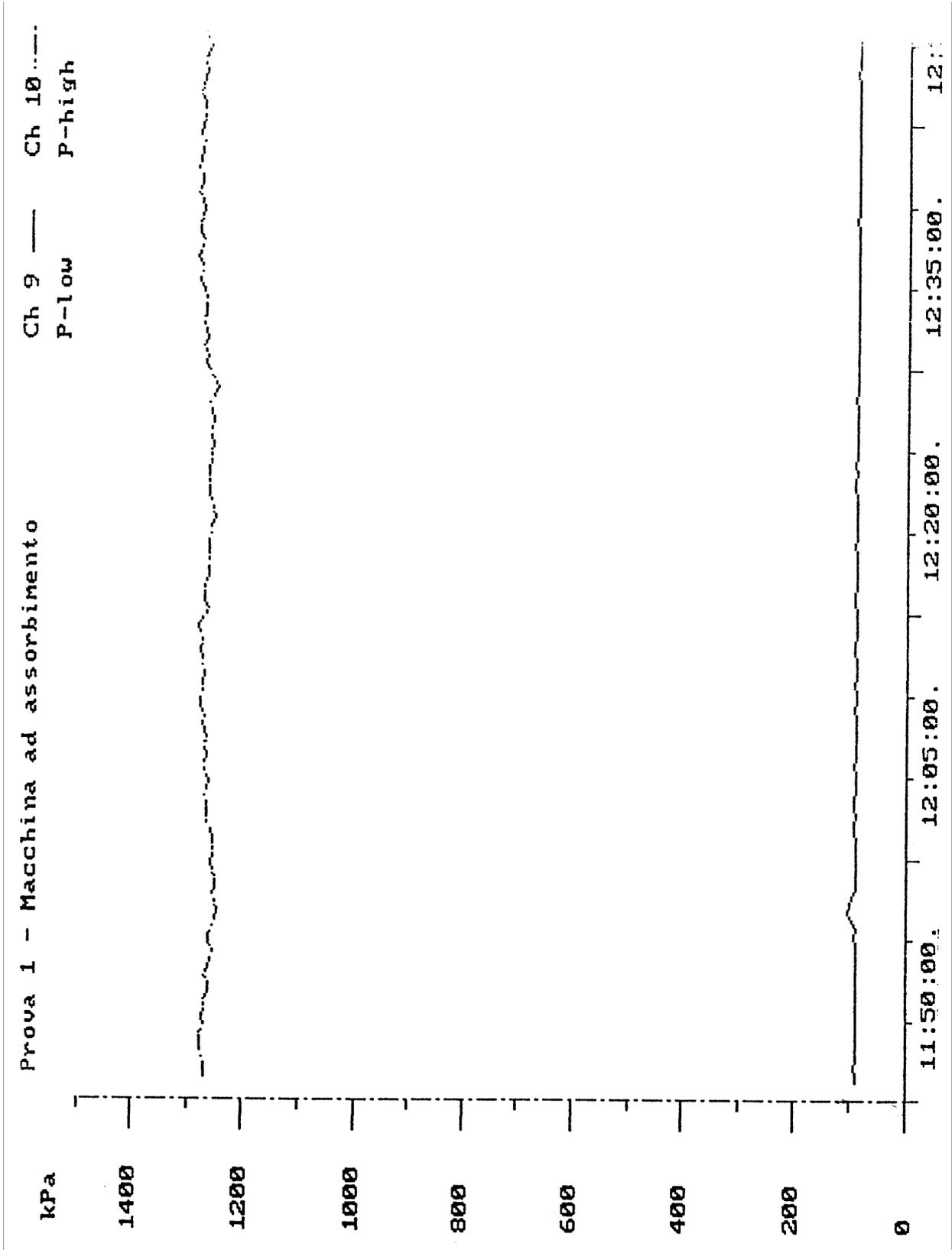


Figura 7

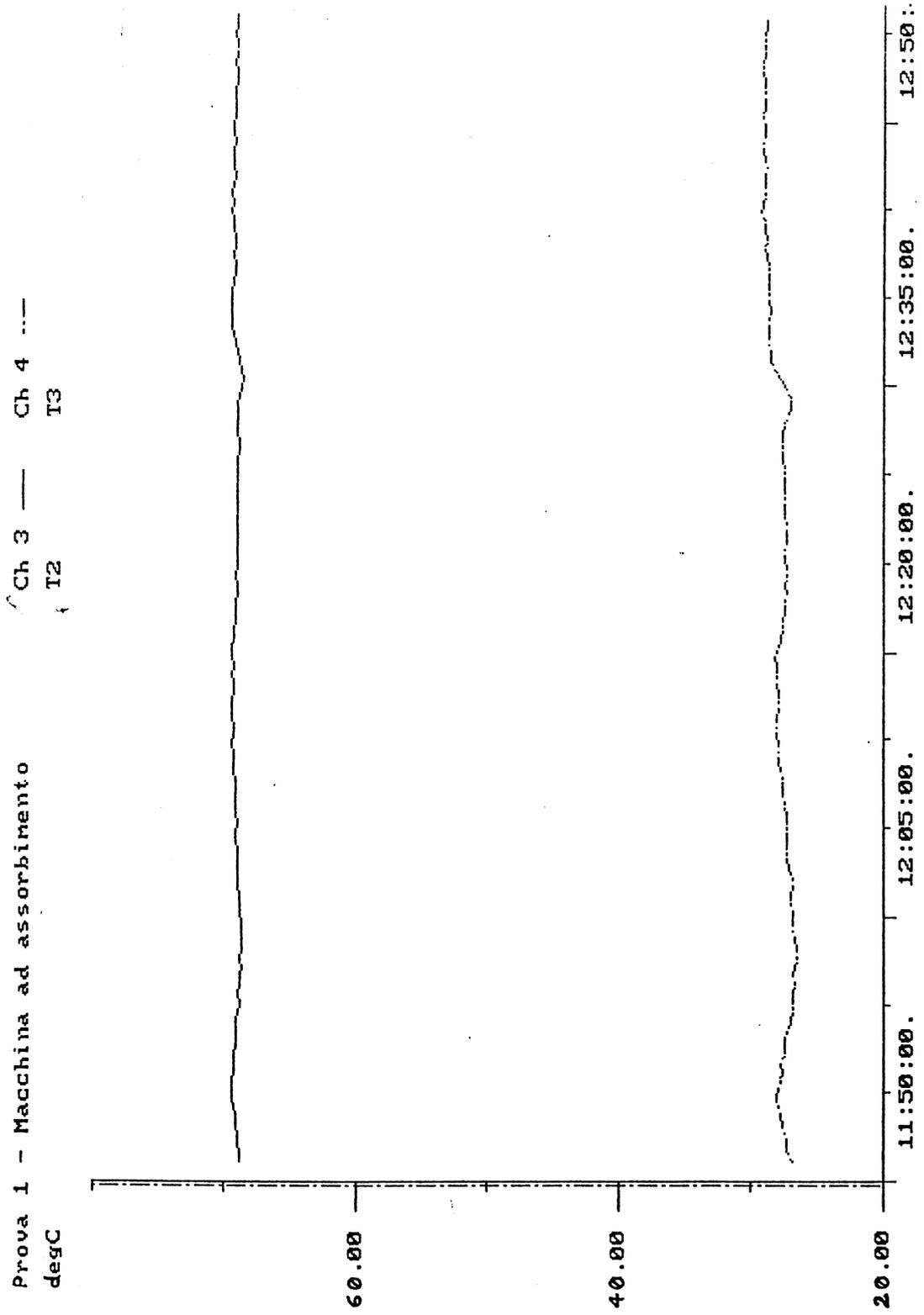


Figura 8

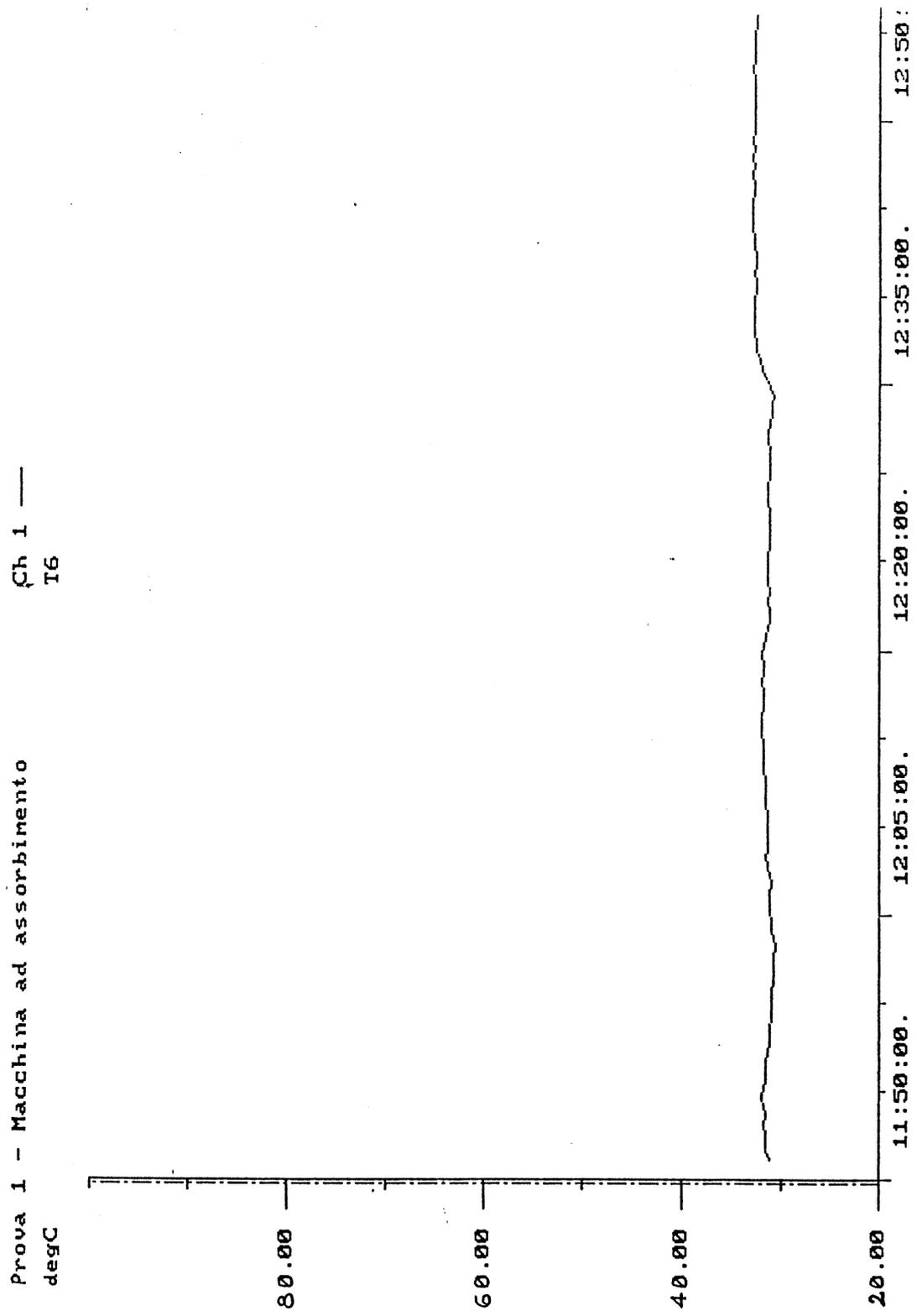


Figura 9

Prova 1 - Macchina ad assorbimento
degC

Ch 7 — Tout aria
Ch 8 --- Tin aria

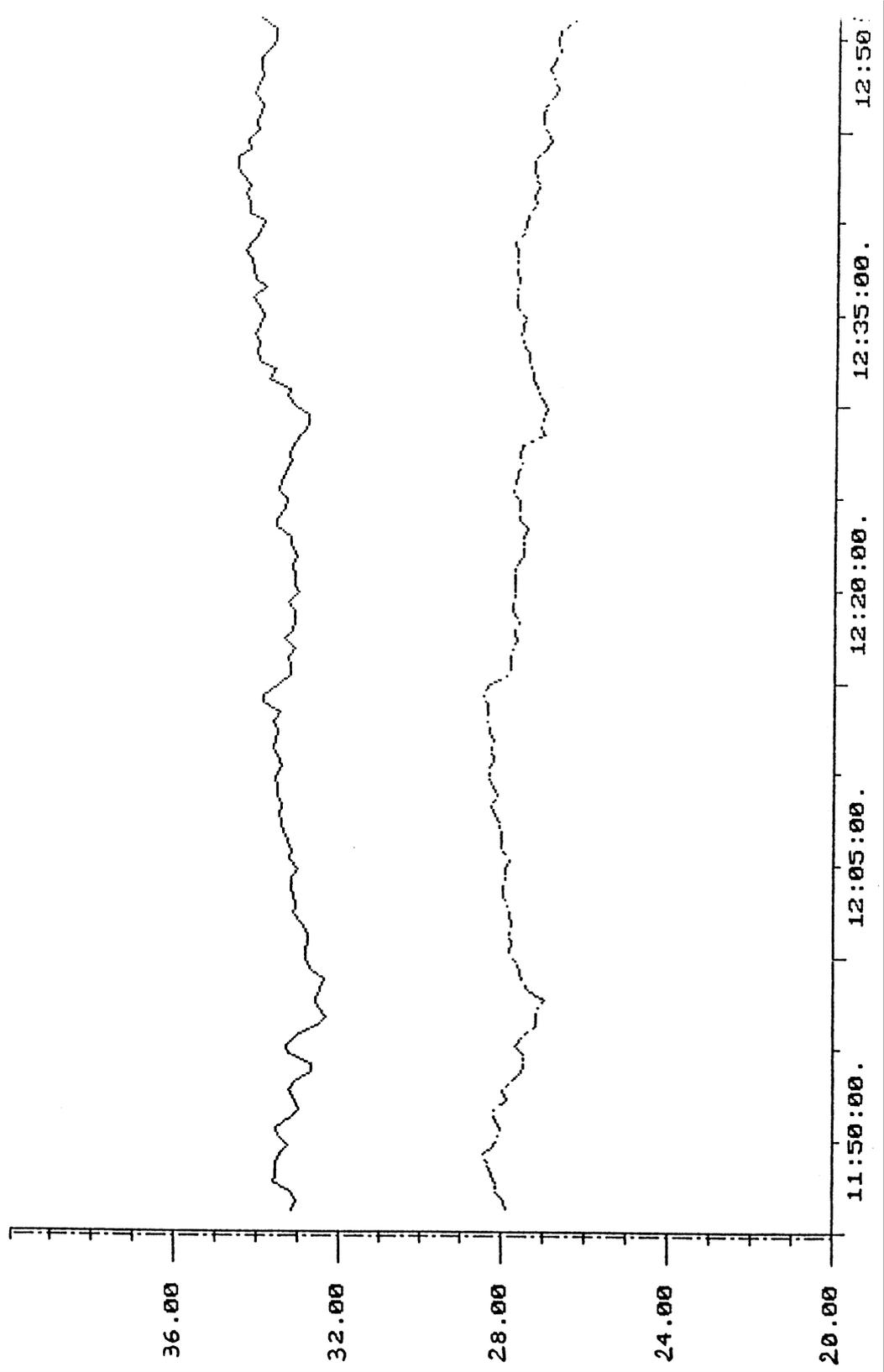


Figura 10

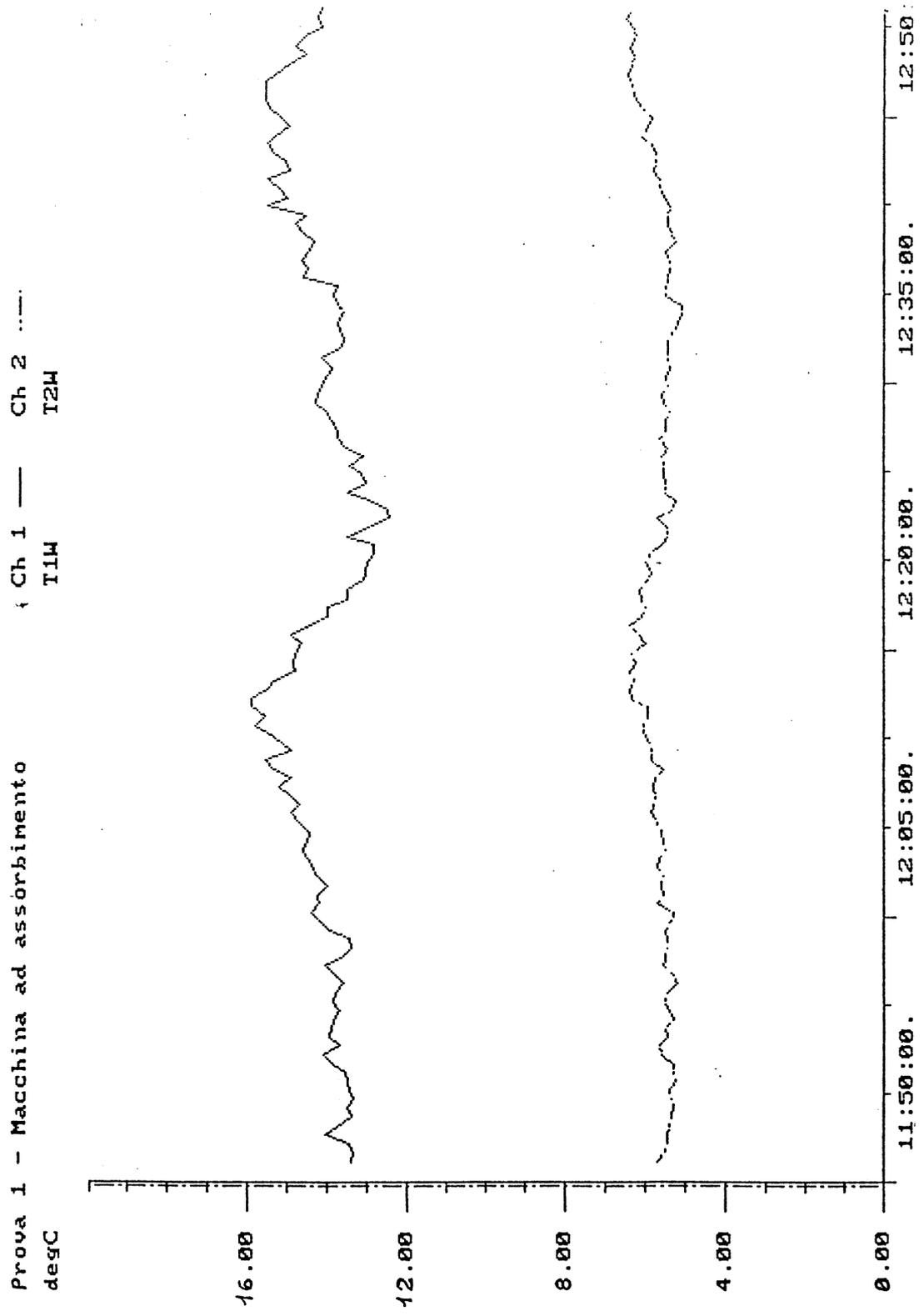


Figura 11

LA SIMULAZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO

In questo capitolo viene illustrato uno strumento informatico di simulazione del ciclo termodinamico di una macchina frigorifera ad assorbimento di taglia medio-piccola (circa 10 kW frigoriferi) funzionante ad acqua-ammoniaca, che permette di effettuare calcoli di verifica e/o progetto.

Una serie di calcoli parametrici ha trovato perfetto riscontro con i risultati attesi in base alle considerazioni teoriche. I calcoli effettuati hanno inoltre riprodotto in maniera soddisfacente i risultati della campagna di prove sperimentali effettuata su di una macchina ad assorbimento ad acqua-ammoniaca di diffusione commerciale.

Finalità e criteri d'impostazione dell'attività di calcolo

Lo studio teorico del funzionamento delle macchine ad assorbimento, in particolare di quelle funzionanti ad acqua-ammoniaca, ed i rilievi sperimentali, che hanno confermato le deduzioni da esso derivate, costituiscono la base di qualsiasi calcolo di verifica e/o progetto di queste macchine.

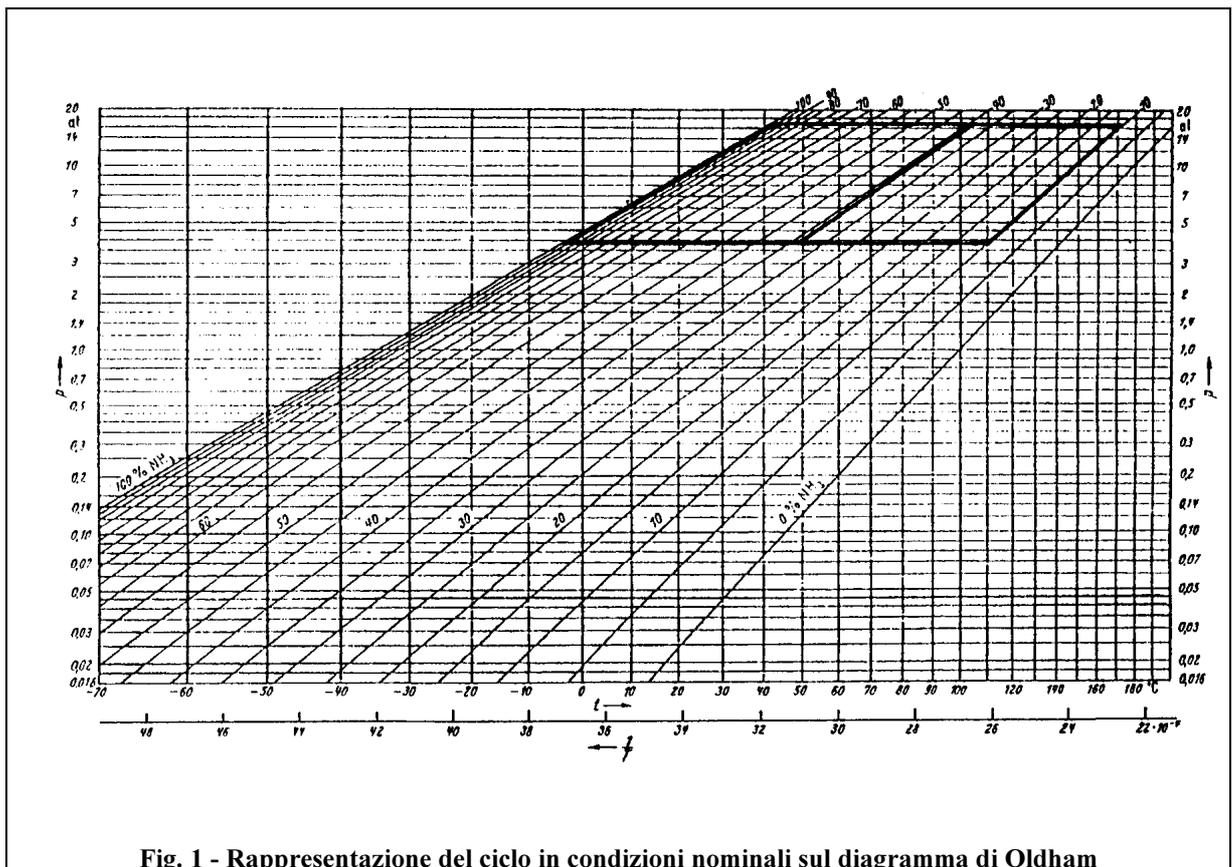


Fig. 1 - Rappresentazione del ciclo in condizioni nominali sul diagramma di Oldham

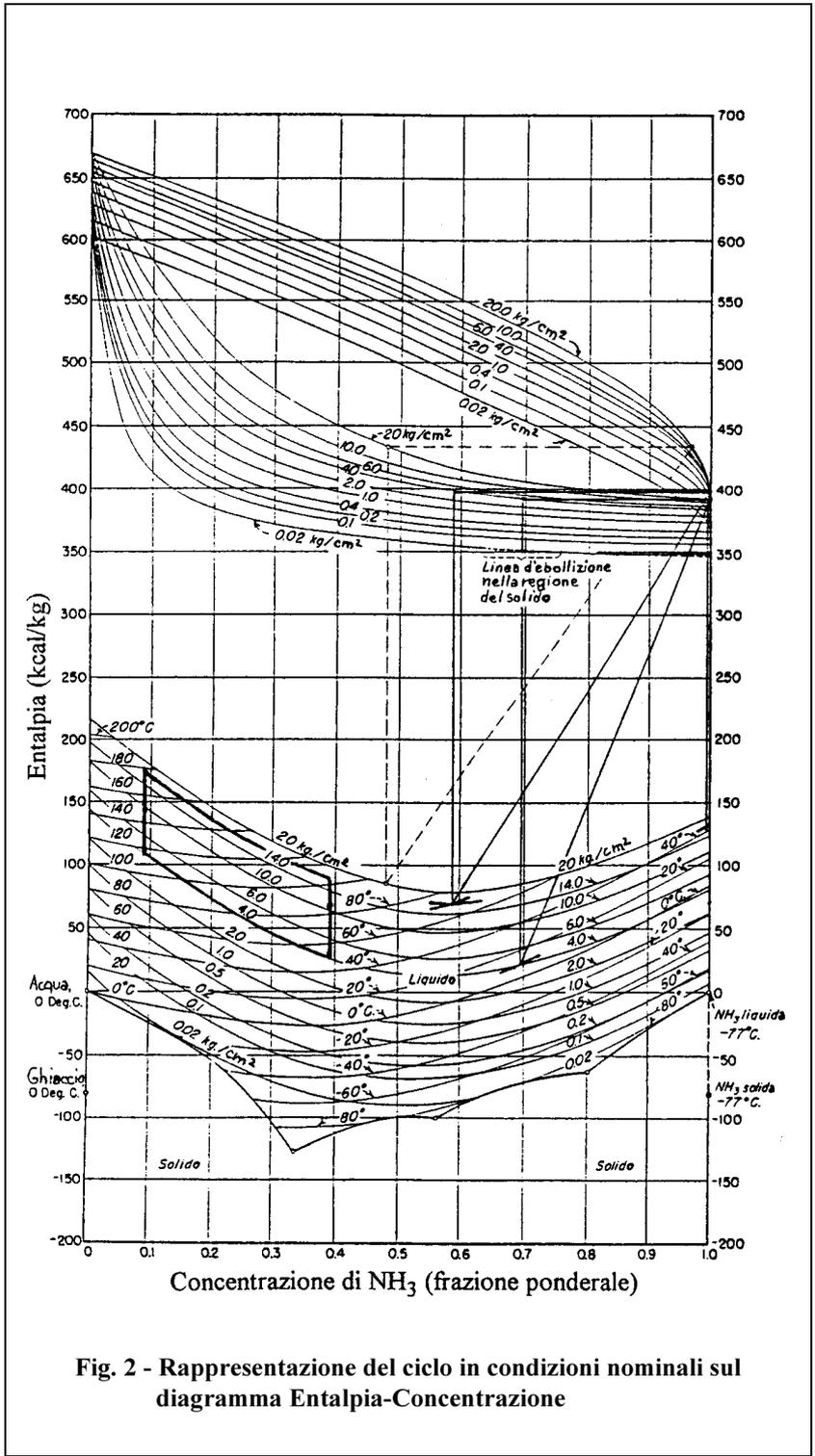


Fig. 2 - Rappresentazione del ciclo in condizioni nominali sul diagramma Entalpia-Concentrazione

Risulta allora di grande utilità sintetizzare le conoscenze acquisite in uno strumento informatico che consenta di ridurre enormemente i tempi di calcolo. La rapidità del calcolo ha come diretta conseguenza, inoltre, la possibilità di effettuare delle analisi di sensibilità sul ciclo percorso dal fluido al variare di uno o più parametri, senza che ciò comporti un eccessivo dispendio di tempo e quindi di costi.

In base a queste considerazioni è stato messo a punto un programma di calcolo per effettuare sia analisi parametriche, sia analisi delle singole condizioni di funzionamento. Nel primo caso è stata adottata una

schematizzazione semplificata del funzionamento della macchina, nel secondo caso si è tenuto conto degli stati termodinamici del fluido con maggiore dettaglio.

Qualsiasi strumento di calcolo, per poter essere ritenuto affidabile dal progettista, deve superare una serie di test che ne dimostrino la validità. I risultati forniti dal programma che qui si vuole descrivere sono stati

confrontati con i dati sperimentali ottenuti durante le prove su di una macchina reale e sono stati interpretati criticamente, alla luce delle conoscenze teoriche acquisite sul funzionamento delle macchine ad assorbimento ad acqua-ammoniaca.

Inizialmente sono stati effettuati i calcoli parametrici, facendo variare singolarmente ogni parametro in un intorno piuttosto ampio delle condizioni nominali. Ciò ha permesso di individuare il valore più vicino alla realtà di alcune grandezze ipotizzate, relative alla macchina, come le efficienze degli scambiatori di calore. In tal modo si è anche potuto rilevare il guadagno in termini di prestazioni che si sarebbe potuto ottenere con una macchina dai componenti più efficienti. In un secondo tempo il calcolo è stato focalizzato sulle condizioni nominali, tenendo conto di tutti i particolari stati termodinamici, come lievi surriscaldamenti o lievi sottoraffreddamenti, in modo da poter confrontare più correttamente i risultati con i dati sperimentali (e in modo da avere anche un maggior numero di dati da confrontare).

Dato l'esito positivo dei test effettuati, tale strumento di calcolo può essere considerato un valido aiuto sia per lo studio del funzionamento di una macchina in condizioni diverse da quelle nominali, sia per la progettazione di macchine funzionanti secondo cicli differenti, dal punto di vista dei parametri termodinamici e della composizione dell'apparecchiatura.

Descrizione della macchina

La macchina che è stata presa a modello per la simulazione è la stessa macchina a fiamma diretta con bruciatore a metano sulla quale sono stati effettuati i rilievi sperimentali descritti nel capitolo precedente.

Il ciclo termodinamico in condizioni nominali

Per individuare il ciclo termodinamico compiuto dai due fluidi in soluzione bisogna anzitutto fissare alcune condizioni esterne, che sono principalmente la temperatura al generatore, la temperatura d'ingresso del fluido di raffreddamento (nel nostro caso aria), la temperatura d'uscita dell'acqua refrigerata; a queste ultime corrispondono, a meno di un ΔT necessario per lo scambio termico, rispettivamente la temperatura al condensatore e all'assorbitore e la temperatura di evaporazione (rif. /35/). Ammettendo che la concentrazione del vapore di refrigerante sia pressochè unitaria, resta fissata la pressione al condensatore, pari alla pressione di saturazione a quella temperatura. Tale pressione è anche quella vigente nel generatore. Alla pressione di evaporazione corrisponde invece quella dell'assorbitore.

Nelle condizioni nominali di funzionamento, le pressioni alta e bassa del ciclo per la soluzione acqua-ammoniaca sono quindi di circa 16.7 e 3.9 bar rispettivamente. Si possono così ricavare in un piano ($\log p, 1/T$), detto diagramma di Oldham (rif. /2/), le concentrazioni estreme del ciclo (nel caso specifico 0.991 e 0.393), il quale risulta così interamente determinato. Il citato piano termodinamico, su cui è riportato il ciclo seguito dalla macchina in esame in condizioni nominali, è riportato in figura 1. Nel diagramma non viene evidenziata l'entità degli scambi termici e non compare il contributo del rettificatore. Questi elementi si possono invece dedurre dal piano entalpia-concentrazione, riportato in figura 2 (rif. /8/).

Bisogna tuttavia tenere presente che nel ciclo reale, in condizioni nominali, il refrigerante esce dal condensatore leggermente sottoraffreddato, e così pure la soluzione "ricca" in uscita dall'assorbitore, mentre il vapore in uscita dall'evaporatore non è saturo ma surriscaldato. Di ciò non si è tenuto conto quando è stata effettuata l'analisi parametrica del funzionamento della macchina, al fine di semplificare il confronto fra i risultati ottenuti. Una simulazione più accurata è stata invece effettuata per riprodurre le condizioni nominali della macchina oggetto dell'indagine.

Il programma di simulazione

Le equazioni utilizzate per descrivere i fenomeni di scambio termico e di massa che intervengono nei diversi componenti di un ciclo ad assorbimento sono (rif. /37/):

- $\Sigma \Gamma h = \pm Q$ (equazione di conservazione dell'energia);
- $\Sigma \Gamma = 0$ (equazione di conservazione della portata totale);
- $\Sigma \Gamma \xi = 0$ (equazione di conservazione della portata di refrigerante).

ove:

Γ	portata	[kg/s]
ξ	concentrazione in peso di ammoniaca	
h	entalpia	[J/kg]

A tali equazioni è necessario aggiungere le equazioni di stato della miscela, le quali definiscono il legame esistente fra la coppia di variabili termodinamiche P e T e la concentrazione ξ di refrigerante. E' inoltre indispensabile la conoscenza dell'entalpia e del calore specifico a pressione costante per le diverse combinazioni di P, T e ξ che si riscontrano nel ciclo.

Si è quindi condotta una ricerca preliminare dei dati disponibili in letteratura sulle proprietà dei due fluidi puri e della loro miscela (rif. /8/ e /30/). Sono state individuate le correlazioni matematiche che esprimono queste proprietà in modo da riprodurre con sufficiente precisione i valori puntuali desunti dai grafici e dalle tabelle disponibili.

In particolare sono state utilizzate formulazioni del tipo:

$$p = \sum_{i=1}^m \left[\sum_{j=1}^n A(i, j) \cdot \xi^{j-1} \right] \cdot T^{m-i} \quad (1)$$

ove:

p	pressione	[Pa]
T	temperatura	[K]

$A(i, j)$ matrice dei coefficienti delle funzioni di regressione

per le entalpie e la concentrazione di vapore d'acqua nel vapore di ammoniaca prodotto per riscaldamento, dove la matrice dei coefficienti $A(i, j)$ è stata individuata tramite una procedura di regressione non lineare.

La curva di saturazione (p , T , ξ) è stata rappresentata tramite la seguente correlazione, ottenuta anch'essa con una tecnica di regressione non lineare:

$$T = 1790.28074 - 1258.35351 \cdot \xi + 645.65896 \cdot \frac{\xi^2}{9.92093 - \log_{10}(p)} \quad (2)$$

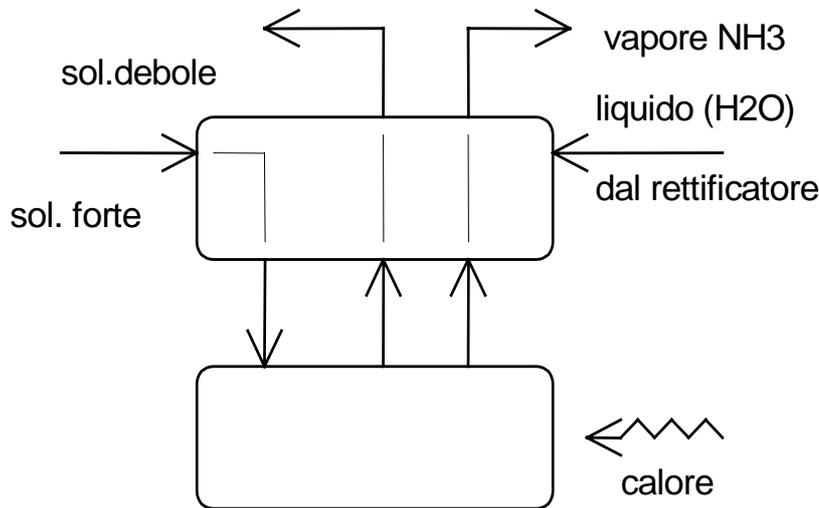


Fig. 3 – Schema del generatore

Gli scambiatori di calore, cioè in particolare lo scambiatore delle soluzioni ed il sottoraffreddatore, sono stati simulati in base al valore dell'efficienza, intesa come rapporto tra il calore effettivamente scambiato e quello massimo teoricamente scambiabile; tramite l'efficienza e le temperature d'ingresso dei due fluidi è possibile, com'è noto, ottenere le due temperature d'uscita:

$$\begin{aligned} T_{o,f} &= T_{i,f} + \varepsilon \cdot \frac{C_{\min}}{C_f} \cdot (T_{i,c} - T_{i,f}) \\ T_{o,c} &= T_{i,c} - \varepsilon \cdot \frac{C_{\min}}{C_c} \cdot (T_{i,c} - T_{i,f}) \end{aligned} \quad (3)$$

ove C_c e C_f sono rispettivamente le capacità termiche del fluido caldo e del fluido freddo ($\Gamma \cdot c_p$) e C_{\min} è la minore delle due, con:

c_p	calore specifico	[J/kgK]
C	capacità termica	[W/K]

pedici:

i	ingresso
o	uscita
f	fluido freddo
c	fluido caldo

Di alcune proprietà su cui non si hanno a disposizione informazioni sufficienti (es. per intervalli di temperatura, pressione e/o concentrazione limitati o esterni al campo di funzionamento della macchina) viene effettuata un'estrapolazione; nel caso di particolari proprietà della miscela (calore specifico, volume specifico, conducibilità termica, viscosità) si utilizzano opportune medie dei valori relativi ai componenti puri.

Il rettificatore è stato simulato imponendo il valore della temperatura di rettificazione, il che equivale non solo ad imporre la temperatura di uscita del vapore distillato e dell'acqua, ma anche la concentrazione del vapore stesso.

La particolare configurazione del generatore, in cui il cambiamento di fase avviene a temperatura crescente, data la variazione di concentrazione di ammoniaca nella miscela, e la necessità di simulare il preriscaldamento della miscela da parte della soluzione debole che si raccoglie nel fondo, ha reso necessaria la suddivisione schematica del generatore in due zone funzionali: una parte alta in cui la miscela entrante si preriscalda per effetto del calore ceduto dalla soluzione debole in uscita e del vapore di ammoniaca formatosi, ed una parte bassa in cui si concentra la fornitura di calore dall'esterno, con la conseguente produzione di vapore di ammoniaca. Lo schema adottato è sinteticamente mostrato in fig. 3.

Il modello di calcolo del ciclo termodinamico di una generica macchina ad assorbimento prevede diverse tipologie, sia a semplice che a doppio effetto, con uno o due scambiatori delle soluzioni, e l'utilizzo di diverse miscele. E' possibile inoltre effettuare il calcolo tenendo conto o meno della presenza del rettificatore e/o del sottoraffreddatore; il rettificatore può essere raffreddato ad aria o tramite la soluzione "ricca" uscente dall'assorbitore.

Le variabili di ingresso necessarie per il calcolo, sono:

- temperature dell'aria (ingresso uscita) e ΔT aria/fluido nell'assorbitore e nel condensatore;
- temperature dell'acqua refrigerata (ingresso-uscita) e ΔT acqua- fluido nell'evaporatore;
- efficienze dell'assorbitore, del condensatore, dell'evaporatore e del sottoraffreddatore;
- temperatura di rettificazione;
- ripartizione percentuale della caduta di pressione fra ingresso ed uscita sottoraffreddatore
- massima temperatura raggiungibile nel generatore.

I risultati del calcolo forniscono i profili di concentrazione, temperatura e portata in tutti i punti caratteristici della macchina, oltre alle energie entranti ed uscenti ed al COP.

Il calcolo parametrico sul modello semplificato: analisi dei risultati

Date le caratteristiche della macchina in esame si è analizzata in particolare la tipologia a semplice effetto con sottoraffreddatore, rettificatore raffreddato dalla soluzione e scambiatore delle soluzioni a bassa pressione.

Per effettuare un'analisi parametrica al variare di alcune grandezze come la temperatura al generatore, le temperature di evaporazione e assorbimento, l'efficienza dello scambiatore delle soluzioni, si è assunto che all'uscita del condensatore, dell'assorbitore e dell'evaporatore la miscela sia in condizioni di saturazione. La temperatura dell'aria e di conseguenza quelle di assorbimento e condensazione, la temperatura d'uscita dell'acqua refrigerata e quindi quella di evaporazione, la temperatura di uscita dal generatore e l'efficienza dello scambiatore delle

soluzioni sono state fatte variare in campi operativi che fossero ammissibili da un punto di vista pratico. In particolare si sono ricercati i risultati per temperature di assorbimento comprese fra i 45 e i 55°C, temperature di evaporazione fra i 7 e i -3°C e temperature al generatore fra i 110 e i 125°C.

L'efficienza dello scambiatore può variare tra 0.7 e 0.85. La temperatura di rettificazione è stata fissata inizialmente a 70°C, poi aumentata quando necessario (alte temperature al generatore) in modo da mantenere una differenza di temperatura tra ingresso e uscita rettificatore di almeno 5°C, presupposto minimo per l'efficacia del componente. L'efficienza del sottoraffreddatore è stata fissata a 0.7.

Alcune combinazioni di valori non corrispondono ad un regime di funzionamento della macchina, o sono state scartate poichè la soluzione impoverita di refrigerante in uscita dal generatore non è sottoraffreddata, il che comporterebbe l'evaporazione di un notevole quantitativo di refrigerante e in parte di assorbente attraverso il restrittore che precede lo scambiatore delle soluzioni, sfavorendo lo scambio termico e pregiudicando l'assorbimento/condensazione (si potrebbe sopperire asportando più calore dall'assorbitore vero e proprio, ma con una notevole diminuzione delle prestazioni della macchina). I grafici delle figure 4-6 e la tabella 1 espongono i risultati ottenuti.

Si osserva che all'aumentare della temperatura al generatore, a parità di temperatura di evaporazione e assorbimento, il COP della macchina diminuisce, anche se moderatamente, a causa dell'aumento della potenza termica fornita. La potenza termica richiesta diminuisce invece, a parità delle altre condizioni, all'aumentare dell'efficienza dello scambiatore delle soluzioni (si sfrutta più efficacemente il preriscaldatore rigenerativo) il che si traduce in un incremento del COP.

Il COP diminuisce più marcatamente con la temperatura di evaporazione; diminuisce infatti la pressione di evaporazione, che è anche la pressione vigente nell'assorbitore, e di conseguenza la concentrazione di saturazione, cioè la concentrazione alta del ciclo. Restando invariata la

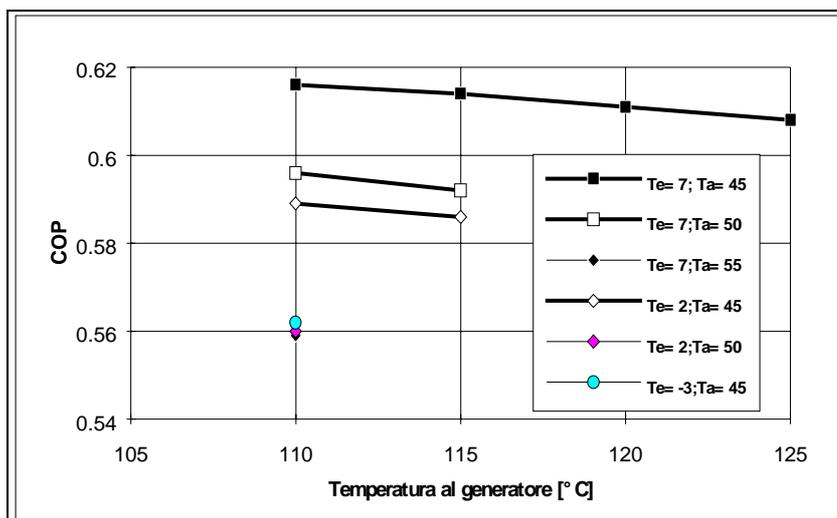


Fig. 4 - Efficienza dello scambiatore delle soluzioni 0.7
Temperatura di evaporazione 7°C, 2°C e -3°C

concentrazione bassa, che dipende dalla pressione di condensazione e quindi dalla temperatura dell'aria, significa che si riduce la cosiddetta "ampiezza di degasaggio" (differenza tra le concentrazioni alta e bassa), e quindi è necessario fornire maggiore potenza termica al generatore per produrre lo stesso effetto utile all'evaporatore. All'aumentare della temperatura dell'aria il COP cala in maniera molto evidente, fino a che il ciclo

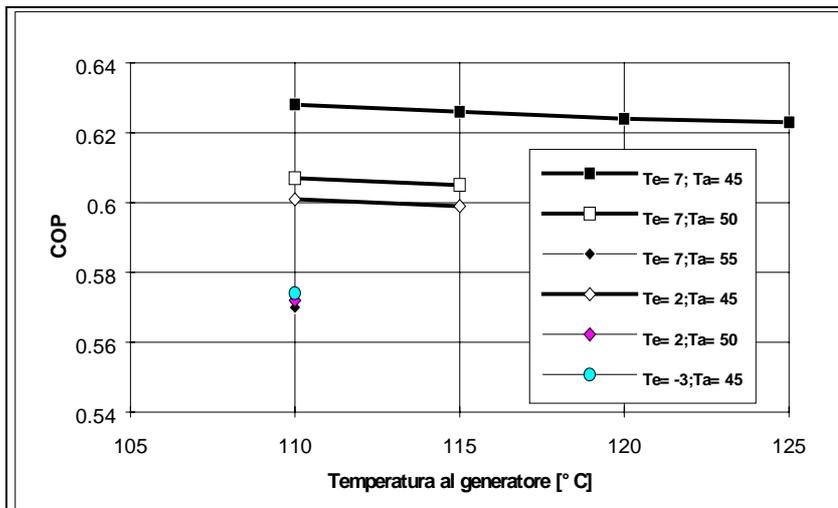


Fig. 5 - Efficienza dello scambiatore delle soluzioni 0.8
Temperatura di evaporazione 7°C, 2°C e -3°C

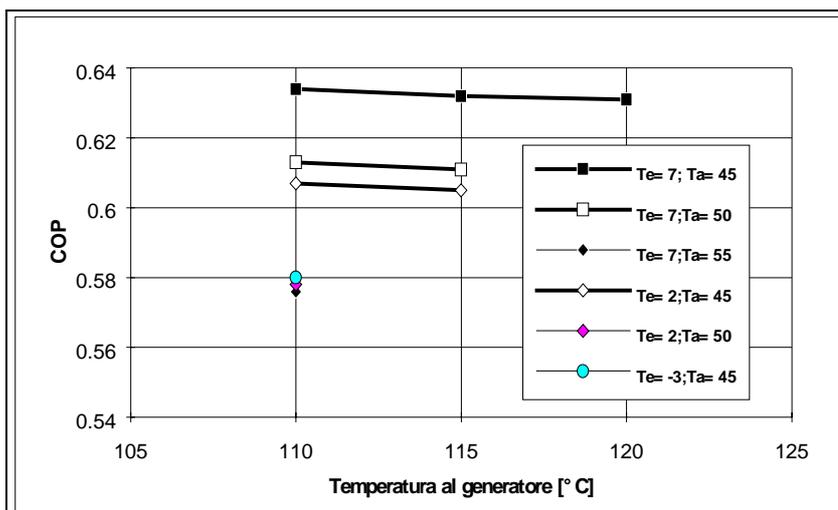


Fig. 6 - Efficienza dello scambiatore delle soluzioni 0.85
Temperatura di evaporazione 7°C, 2°C e -3°C

aggiungere, per inciso, che un elevato rapporto di ricircolazione significa anche un maggior lavoro della pompa della soluzione, che si traduce in una diminuzione del COP reale della macchina (quello di cui si è discusso finora è il COP termodinamico, che non tiene conto del lavoro meccanico di pompaggio).

non può più essere avviato. La temperatura dell'aria influisce infatti sulla temperatura di assorbimento e su quella di condensazione, e quindi anche sulla pressione alta del ciclo, che aumenta considerevolmente.

La concentrazione alta (uscita assorbitore) diminuisce a causa dell'innalzamento di temperatura, la bassa (concentrazione di saturazione all'interno del generatore) cresce a causa dell'aumento di pressione.

L'effetto complessivo è ancora quello di ridurre l'ampiezza di degassaggio.

Un parametro molto indicativo legato all'ampiezza di degassaggio è il cosiddetto "rapporto di ricircolazione", definito come il rapporto tra la portata massima del ciclo (quella in uscita dall'assorbitore) e la portata di refrigerante (quella che passa nel condensatore e nell'evaporatore).

Naturalmente più è alto tale rapporto peggiore risulta il COP del ciclo. Si può

Eff. scamb. soluz.	0.7										
T evaporazione	7	7	7	7	7	7	7	2	2	2	-3
T assorb/condens	45	45	45	45	50	50	55	45	45	50	45
T uscita generatore (sol. "povera")	110	115	120	125	110	115	110	110	115	110	110
T equilibrio rettificatore	70	70	70	70	70	70	80	70	70	75	70
T ingresso generatore (sol. "ricca")	75.813	77.804	79.812	81.838	83.444	85.616	88.429	79.059	81.195	85.146	81.809
T saturaz. generatore	88.88	88.88	88.88	88.88	100.737	100.737	112.623	95.748	95.748	107.729	102.836
T ingresso assorb. (sol. "povera")	71.208	72.708	74.208	75.708	77.999	79.499	82.214	73.18	74.68	78.47	74.751
T uscita rettif. (sol. "ricca")	54.583	54.583	54.583	54.583	64.285	64.285	70.306	57.401	57.401	64.957	59.645
Rapporto ricircolazione	2.327	2.327	2.327	2.327	2.622	2.622	3.002	2.552	2.552	2.902	2.815
COP	0.616	0.614	0.611	0.608	0.596	0.592	0.559	0.589	0.586	0.56	0.562
Eff. scamb. soluz.	0.8										
T evaporazione	7	7	7	7	7	7	7	2	2	2	-3
T assorb/condens	45	45	45	45	50	50	55	45	45	50	45
T uscita generatore (sol. "povera")	110	115	120	125	110	115	110	110	115	110	110
T equilibrio rettificatore	70	70	70	70	70	70	80	70	70	75	70
T ingresso generatore (sol. "ricca")	78.846	81.121	83.416	85.732	86.181	88.664	91.018	82.154	84.595	88.03	84.976
T saturaz. generatore	88.88	88.88	88.88	88.88	100.737	100.737	112.623	95.748	95.748	107.729	102.836
T ingresso assorb. (sol. "povera")	65.666	66.666	67.666	68.666	73.428	74.428	78.245	67.921	68.921	73.966	69.716
T uscita rettif. (sol. "ricca")	54.583	54.583	54.583	54.583	64.285	64.285	70.306	57.401	57.401	64.957	59.645
Rapporto ricircolazione	2.327	2.327	2.327	2.327	2.622	2.622	3.002	2.552	2.552	2.902	2.815
COP	0.628	0.626	0.624	0.623	0.607	0.605	0.57	0.601	0.599	0.572	0.574
Eff. scamb. soluz.	0.85										
T evaporazione	7	7	7		7	7	7	2	2	2	-3
T assorb/condens	45	45	45		50	50	55	45	45	50	45
T uscita generatore (sol. "povera")	110	115	120		110	115	110	110	115	110	110
T equilibrio rettificatore	70	70	70		70	70	80	70	70	75	70
T ingresso generatore (sol. "ricca")	80.362	82.78	85.218		87.55	90.187	92.312	83.701	86.294	89.472	86.559
T saturaz. generatore	88.88	88.88	88.88		100.737	100.737	112.623	95.748	95.748	107.729	102.836
T ingresso assorb. (sol. "povera")	62.895	63.645	64.395		71.142	71.892	76.26	65.291	66.041	71.713	67.198
T uscita rettif. (sol. "ricca")	54.583	54.583	54.583		64.285	64.285	70.306	57.401	57.401	64.957	59.645
Rapporto ricircolazione	2.327	2.327	2.327		2.622	2.622	3.002	2.552	2.552	2.902	2.815
COP	0.634	0.632	0.631		0.613	0.611	0.576	0.607	0.605	0.578	0.58

Tab. 1 - Risultati dell'analisi parametrica

Il calcolo in condizioni nominali sul modello complesso: analisi dei risultati e confronto con i dati sperimentali

E' stato effettuato il calcolo del ciclo nelle condizioni nominali, rimuovendo l'ipotesi semplificativa relativa alle condizioni di saturazione all'uscita di assorbitore, condensatore ed evaporatore. Ciò naturalmente ha richiesto tre ulteriori variabili di input, che, come già detto, sono le temperature nei punti citati ricavate sperimentalmente. I risultati sono riportati nella tabella 2, in cui è possibile il confronto con i dati sperimentali.

PUNTO DI MISURA	SPERIM.	CALCOLO
Pressione alta [bar]	16.7	16.609
Pressione bassa[bar]	3.7	3.891
T uscita sottoraffreddatore [°C]	29	28.54
T uscita rettificatore [°C]	56.9	52.943
T uscita scambiatore delle soluzioni [°C]	72.9	70.66
T ingresso generatore [°C]	81	78.543

Tab. 2 - Confronto dati calcolati - dati sperimentali nelle condizioni nominali di funzionamento

I valori da confrontare sono: le pressioni alta e bassa del ciclo, la temperatura in uscita dal sottoraffreddatore, quella in uscita dal rettificatore, quella in uscita dallo scambiatore delle soluzioni o pre-assorbitore (lato soluzione "povera") e quella in ingresso al generatore (soluzione "ricca"). Come risulta evidente, il calcolo ha riprodotto in maniera soddisfacente tali valori.

Il COP calcolato è pari a 0.567, a fronte di un COP ottenuto sperimentalmente (dal carico termico medio e dal consumo di gas) di 0.434, e di un COP ricavabile dai dati forniti dal costruttore di 0.536.

E' importante osservare che per ragioni pratiche le prove sperimentali sono state effettuate in condizioni leggermente diverse da quelle nominali dichiarate dal costruttore (in particolare la temperatura dell'aria è leggermente più bassa) e quindi a rigore i risultati ottenuti non si possono confrontare direttamente con queste ultime. Questo spiega innanzitutto il fatto che il COP dichiarato è inferiore a quello calcolato. Per quanto riguarda invece la differenza tra COP calcolato e COP sperimentale, essa può essere spiegata sia con le dispersioni termiche e il rendimento termico del generatore, di cui il programma di calcolo non tiene conto, sia col fatto che il consumo di gas è stato misurato a partire dall'istante di avviamento: si ha un transitorio di alcuni minuti (nelle macchine a circolazione naturale può essere di alcune decine di minuti) durante il quale la resa frigorifera è molto bassa.

Conclusioni

Il modello di calcolo messo a punto ha dimostrato di poter rappresentare in maniera soddisfacente il comportamento reale di una macchina ad assorbimento: i risultati dell'analisi

parametrica sono perfettamente in accordo con le considerazioni teoriche ampiamente sviluppate in letteratura, e permettono un'analisi quantitativa oltre che qualitativa dei fenomeni; la concordanza coi dati sperimentali da un lato conferma le ipotesi teoriche assunte e dall'altro convalida le correlazioni scelte per descrivere le proprietà termodinamiche dei fluidi.

Lo studio ha altresì messo in evidenza come vi siano ancora margini di miglioramento per quanto riguarda le prestazioni delle macchine del tipo analizzato, individuabili principalmente nell'aumento dell'efficienza degli scambi termici e nelle possibilità di regolazione, ora praticamente assenti. Come già accennato, cicli a doppio effetto, che producono un notevole incremento nelle prestazioni delle macchine ad assorbimento, non trovano realizzazione pratica con la miscela acqua-ammoniaca.

LA SIMULAZIONE DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

Il progetto degli scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore sono apparecchiature nelle quali si ha il trasferimento di energia termica generalmente da un fluido ad un altro.

La configurazione più semplice con la quale si può realizzare tale funzione è un contenitore in cui si mescolano un fluido freddo ed uno più caldo, e all'equilibrio si raggiunge una temperatura intermedia fra le due, che può essere valutata sulla base dell'equazione di conservazione dell'energia e di quella della massa.

Più frequentemente, nella pratica industriale, si utilizzano scambiatori di calore in cui i due fluidi sono separati da una parete solida attraverso la quale avviene la trasmissione del calore, e tale conformazione consente di realizzare grandi trasferimenti di energia termica in volumi relativamente ridotti. Gli scambiatori di calore a tubi e mantello sono il tipo più diffuso.

In essi, uno dei due fluidi scorre all'interno di numerosi tubi di diametro relativamente piccolo, e scambia energia con l'altro fluido che si trova all'esterno dei tubi e confinato in un mantello esterno che delimita l'apparecchiatura.

La presenza di numerosi tubi consente di ottenere superfici di scambio estremamente elevate (fino a migliaia di metri quadrati) anche in volumi non eccessivi, e quindi un'alta densità di potenza termica scambiata tra i due fluidi.

Il tipo più semplice di scambiatore tubi-mantello è costituito da un tubo coassiale ad un altro tubo che svolge le funzioni del mantello. Lo scambiatore è detto *ad equicorrente* se i due fluidi scorrono nello stesso verso, *a controcorrente* se fluiscono in verso opposto. Esistono anche scambiatori *a correnti incrociate*, nei quali i due fluidi scorrono lambendo la superficie di scambio secondo direzioni perpendicolari fra loro.

Il progetto di uno scambiatore si articola in tre fasi: a) il progetto termico; b) il progetto meccanico; c) il progetto esecutivo.

Il primo riguarda essenzialmente il calcolo della superficie di scambio termico necessaria per il trasferimento di una potenza termica data, sulla base di portate e temperature assegnate per i fluidi. In questa fase sono anche individuate le caratteristiche principali dell'apparecchiatura, quali (per scambiatori tubi-mantello): il numero, il diametro e la lunghezza dei tubi, la loro disposizione, il diametro del mantello, il numero di passaggi del fluido nei tubi, ecc..

Queste caratteristiche saranno poi verificate nell'ambito del progetto meccanico, col quale vengono analizzate le problematiche inerenti alla temperatura e alla pressione dei fluidi e alle loro caratteristiche di corrosività, e quindi alle conseguenti dilatazioni termiche e tensioni indotte, nonché all'interdipendenza dell'apparecchiatura col resto dell'impianto.

Infine, col progetto esecutivo, vengono definitivamente scelti i materiali, le esatte geometrie e le guarnizioni, e vengono definiti i procedimenti costruttivi, al fine di ottenere un'apparecchiatura che soddisfi le specifiche di processo e allo stesso tempo possa essere realizzata a basso costo.

A favore di una maggiore economia di realizzazione vengono in genere adottati modelli di scambiatori normalizzati, secondo norme che fissano diametri, pressioni e soluzioni costruttive.

Le norme più diffuse sono le TEMA Standards (Tubular Exchanger Manufacturers Association) e le HEI Standards (Heat Exchange Institute), molto meno diffuse delle precedenti.

Il programma di simulazione

In base a quanto esposto nei capitoli precedenti, si può affermare che la quasi totalità dei componenti principali delle macchine ad assorbimento è costituita da scambiatori di calore, nei quali avviene eventualmente anche uno scambio di materia.

I dati termici necessari al calcolo della superficie di scambio richiesta possono essere ricavati dall'analisi del ciclo servendosi ad esempio di un programma come quello descritto nel capitolo precedente, dopo aver ipotizzato la tipologia di apparecchiatura.

E' certamente utile poter disporre a questo punto di uno strumento di calcolo che consenta la verifica rapida ed efficace dei singoli componenti in cui avviene lo scambio termico.

E' stato perciò realizzato un programma di calcolo che consente l'analisi termofluidodinamica di apparecchi di scambio, tenendo conto della varietà di tipi, forme e dimensioni con la quale essi sono disponibili in commercio o comunque possono essere realizzati industrialmente.

Esso dà la possibilità di variare le caratteristiche e le dimensioni geometriche (tenendo conto, naturalmente, di alcuni inevitabili vincoli funzionali) al fine di ottimizzare il flusso termico.

Ad esso è inoltre collegata una libreria informatica delle proprietà fisiche di alcuni tra i fluidi termovettori più diffusi.

Le principali forme di scambiatore che è possibile analizzare con questo programma possono essere raggruppate in quattro categorie: scambiatori a tubi-mantello, scambiatori a flussi incrociati, a film e a piastre.

I dati richiesti in input, oltre alle caratteristiche geometriche dell'apparecchio, riguardano le proprietà termiche dei materiali di cui esso è costituito e lo stato delle superfici; nonché lo stato dei fluidi in ingresso, descritto dalla pressione, dalla temperatura ed eventualmente dalla concentrazione, se si tratta di miscele. E' inoltre possibile considerare fluidi bifase, per i quali è necessario indicare la percentuale iniziale di vapore.

In output il programma fornisce il coefficiente globale di scambio, la superficie totale di scambio, il calore scambiato, le pressioni, le temperature e le entalpie d'uscita dei due fluidi, le loro velocità medie.

Il coefficiente globale di scambio viene valutato mediante le correlazioni esposte in Appendice 1, e la differenza di temperatura logaritmica media viene corretta a seconda della tipologia di scambiatore con dei coefficienti riportati anch'essi in Appendice 1.

Le perdite di carico distribuite vengono invece valutate servendosi delle correlazioni riportate in Appendice 2.

Il programma si articola in alcune fasi di calcolo successive:

- a) calcolo della superficie di scambio e dei diametri equivalenti;
- b) calcolo delle proprietà dei fluidi in base ai dati di ingresso (calore specifico, volume specifico, viscosità, ecc. ecc., se richiesti dalle correlazioni di scambio o da quelle per il calcolo delle perdite di carico);

- c) calcolo delle temperature di uscita di tentativo;
- d) calcolo del coefficiente di scambio (utilizzando anche le proprietà dei fluidi calcolate coi dati di uscita);
- e) calcolo della ΔTLM^1 e del fattore correttivo;
- f) calcolo delle temperature d'uscita;
- g) calcolo delle perdite di carico (anche qui utilizzando le proprietà dei fluidi ricavate dalla libreria) e quindi delle pressioni d'uscita.

Il calcolo è naturalmente di tipo iterativo: alcuni controlli intermedi sull'entità dell'errore (differenza coi valori di temperatura o pressione dell'iterazione precedente) determinano la ripetizione del singolo "loop" interno o dell'intera sequenza di calcolo a partire dalla fase d).

Una limitazione che si deve tenere presente nell'uso del programma, è il fatto che possano essere analizzati soltanto scambiatori in cui lo scambio avvenga secondo un'unica modalità: non si può considerare globalmente, ad esempio, uno scambiatore in cui uno dei due fluidi condensa e poi si sottoraffredda. La limitazione può essere agevolmente superata suddividendo lo scambiatore in questione in due o tre sotto-scambiatori, quante sono le diverse modalità di scambio che hanno luogo successivamente, ed analizzandoli poi separatamente.

Infine, non sono state introdotte tipologie molto particolari, quale ad esempio quella di uno scambiatore con fasci tubieri a spirale; tuttavia la struttura modulare del programma consente di introdurre facilmente anche in tempi successivi tutte le integrazioni che si dovessero via via rivelare più utili.

Input e output

I dati di input vengono letti dal programma su un file a "parole chiave" di facile comprensione e scrittura. In uno stesso file possono essere inseriti in successione i dati relativi a diversi scambiatori, fino ad un numero massimo. L'output in questo caso riporterà i risultati di tutti gli scambiatori presenti nell'input.

Ogni blocco di dati di input è suddiviso in tre parti principali, che comprendono:

- 1) dati di tipo generale (nome identificativo del calcolo, tipologia di scambiatore, modalità di scambio termico, percentuale di vapore presente in uno o in entrambi i fluidi, nel caso si abbia uno scambio in cambiamento di fase; in aggiunta, dati strettamente inerenti al calcolo, come l'errore massimo ammesso ed il numero massimo di iterazioni);
- 2) dati relativi al "lato tubi" (o al "lato primario" per scambiatori di tipologia diversa da quella tubi-mantello); essi comprendono dati sul fluido (tipo, fase, concentrazione nel caso di miscele, portata), dati sulla geometria (diametro esterno ed interno, numero di tubi, numero di passaggi, forma e dimensioni delle alette per tubi alettati), dati di tipo termico (temperatura d'ingresso,

¹Differenza di temperatura logaritmica media.

resistenza di sporramento e conducibilità delle pareti), dati di tipo dinamico (pressione d'ingresso, rugosità relativa delle pareti);

3) dati relativi al "lato mantello" (o al "lato secondario" per scambiatori di tipologia diversa da quella tubi-mantello); si tratta dello stesso tipo di dati di cui al punto 2, tenendo presente però che come dati geometrici occorrono ora il diametro interno del mantello, il numero di diaframmi e il passo tra i tubi, e non devono comparire dati su eventuali alette.

Nel caso di scambiatori a piastre i dati geometrici sono naturalmente del tutto diversi, e comprendono il numero di piastre, la distanza fra le piastre ed il loro spessore, il numero di passaggi e il diametro dei bocchelli, utile per il calcolo delle perdite di carico.

L'output consiste in un file nel quale compare l' "echo" del file di input e, per ciascuno degli scambiatori analizzati, una prima tabella che riassume i dati generali, quelli geometrici e quelli termici e dinamici che non riguardano i fluidi, e una seconda tabella che riporta i dati di ingresso e uscita dei fluidi, oltre ai dati globali come il coefficiente di scambio, la superficie di scambio e il calore scambiato.

L'applicazione ai componenti di una macchina ad assorbimento

Il calcolo degli scambiatori di calore per una macchina ad assorbimento è un'operazione intermedia fra il dimensionamento e la verifica.

I requisiti imposti dal processo, suggeriti dal progetto del ciclo che si vuole realizzare, indicano l'efficienza di scambiatore richiesta. Questa determinazione deve subire tutta una serie di aggiustamenti, tenuto conto che il coefficiente di scambio termico dipende dalle modalità di flusso e queste ultime sono legate alla geometria dello scambiatore. In sintesi, dal dimensionamento si deve passare alla verifica e da questa eventualmente ritornare al dimensionamento, e così via fino a che la verifica non dia risultati soddisfacenti.

Non è detto che da questi passaggi non emerga anche un suggerimento nei confronti del progetto del ciclo, perchè, ad esempio, l'efficienza di scambio termico richiesta è troppo elevata ed impone aree di scambio termico non accettabili dal punto di vista economico.

Lo scambiatore delle soluzioni

Per lo scambiatore delle soluzioni si tratta di affrontare il calcolo abbastanza semplice di uno scambiatore liquido-liquido. Le difficoltà possono risiedere nella tipologia di scambiatore, che ad esempio, nella macchina sottoposta ad indagine sperimentale, è del tipo a film con fascio tubiero a spirale. La simulazione di questo tipo di scambiatore, attualmente non disponibile, può essere effettuata ugualmente ricorrendo a particolari accorgimenti.

Il calcolo va comunque condotto in fasi distinte, se si vuole tener conto del sottoraffreddamento della soluzione "povera".

In una macchina ad acqua-ammoniaca lo scambiatore delle soluzioni può fungere anche da pre-assorbitore, provvedendo ad un parziale mescolamento della corrente gassosa proveniente dall'evaporatore e della soluzione proveniente dal generatore. La sottrazione di calore ad opera

della soluzione "ricca" favorisce questo mescolamento, che tuttavia non è completo all'uscita dal componente.

Anche in questo caso particolare si deve ricorrere a particolari accorgimenti, che risiedono essenzialmente nel calibrare il punto d'ingresso del vapore nello scambiatore e separare il calcolo in più fasi distinte.

L'assorbitore

L'assorbitore è un componente generalmente interessato da tre diverse modalità di scambio: la soluzione, dopo essere stata miscelata col refrigerante, è surriscaldata, e tramite raffreddamento viene portata in condizioni di saturazione, quindi viene sottoraffreddata prima di essere prelevata dalla pompa e portata a pressione superiore. Anche in questo caso il calcolo deve procedere per fasi.

L'evaporatore

Nell'evaporatore si ha generalmente l'ingresso di fluido in condizioni di saturazione, che dopo l'evaporazione viene anche leggermente surriscaldato. Nel caso vi sia stato parziale "autoflashing" nella valvola di laminazione, il calcolo deve tenere conto del titolo della miscela in ingresso.

Il condensatore

Per il condensatore vale quanto detto a proposito dell'assorbitore: il fluido entra nel componente surriscaldato, poi condensa e viene sottoraffreddato. Si impone anche in questo caso il calcolo separato per ogni modalità di scambio termico.

Il rettificatore

Il rettificatore è un componente interessato da uno scambio in cambiamento di fase: il vapore di refrigerante "sporco" di sostanza assorbente condensa su una serpentina più fredda in cui scorre la soluzione liquida. Il calcolo può procedere in un'unica fase.

A seconda della particolare conformazione della macchina, il vapore potrebbe poi essere di nuovo riscaldato (ad esempio con un passaggio nella testa del generatore), ed arrivare perciò surriscaldato nel condensatore. Si richiede allora il calcolo di uno scambio termico aggiuntivo.

Il sottoraffreddatore

Il sottoraffreddatore presenta uno scambio termico monofase liquido-vapore, che può essere effettuato in un'unica fase, a meno che il fluido in ingresso non sia costituito anche da una parte di vapore formatasi per "autoflashing" in una valvola di laminazione.

Esempio di calcolo

Si riporta un esempio di calcolo relativo ad un sottoraffreddatore a piastre nelle condizioni nominali di funzionamento di una macchina ad assorbimento ad acqua-ammoniaca di diffusione commerciale, per una potenza frigorifera di 11kW.

Le tabelle, ottenute dal calcolo col programma di simulazione descritto, riportano i risultati preceduti da un richiamo dei dati di input.

Tipo di scambiatore		scambiatore a piastre	
Condizioni di scambio		fluidi monofase	
Numero di piastre	13	LATO PRIMARIO	
Altezza delle piastre (m)	0.131	Diametro dei bocchelli (m)	0.1
Larghezza delle piastre (m)	0.112	Resistenza di sporcamento (m-K/W)	0.633e-4
Spessore delle piastre (m)	0.22e-2	LATO SECONDARIO	
Distanza fra le piastre (m)	0.199e-3	Diametro dei bocchelli (m)	0.1
Conducibilità delle piastre (W/m-K)	58.	Resistenza di sporcamento (m-K/W)	0.633e-4

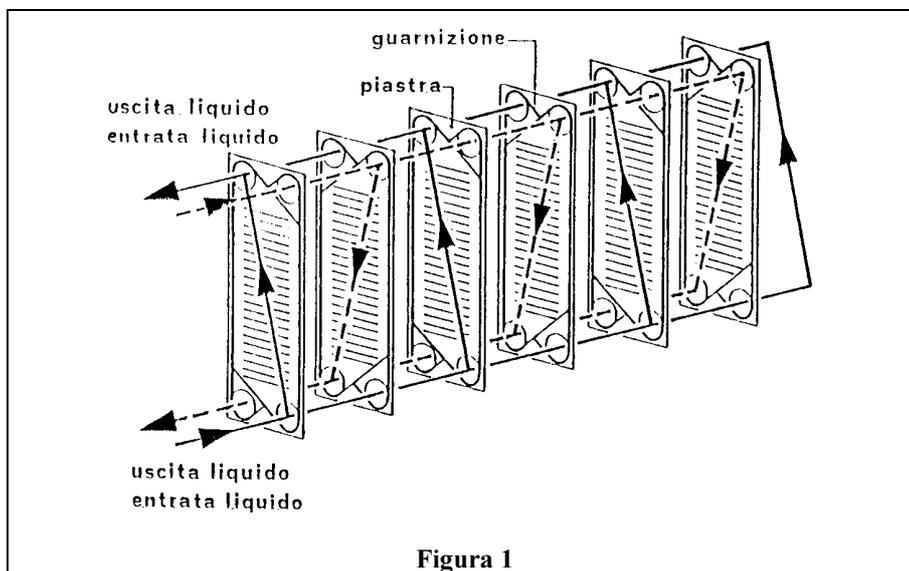
Coefficiente globale di scambio (W/m ² ·K)		532.368	
Calore scambiato (kW)	0.332	Superficie di scambio (m ²)	0.161
		LATO PRIMARIO	LATO SECONDARIO
Fluido		H ₂ O-NH ₃	H ₂ O-NH ₃
Concentrazione		0.991	0.991
Fase		vapore	liquido
Portata specifica (kg/m ² ·s)		71.040	71.040
Velocità media (m/s)		11.453	0.116
Temperatura d'ingresso (°C)		10.200	27.495
Pressione d'ingresso (bar)		3.891	10.250
Entalpia d'ingresso (kJ/kg)		1298.26	124.18
Temperatura d'uscita (°C)		26.562	20.352
Pressione d'uscita (bar)		3.823	10.249
Entalpia d'uscita (kJ/kg)		1336.03	90.04

Tabella 1 - Dati di input e risultati del calcolo di uno scambiatore a piastre

INDIVIDUAZIONE DI MODIFICHE ED INNOVAZIONI RISPETTO ALLE SOLUZIONI COSTRUTTIVE DELLA MACCHINA STUDIATA

Apparecchiature di scambio termico

Con riferimento a quanto osservato a proposito delle trasformazioni termodinamiche e di scambio termico nelle macchine ad assorbimento, si è più volte rimarcata l'importanza di realizzare degli apparecchi di scambio termico di elevata efficienza. A questa caratteristica se ne devono aggiungere altre, molto importanti sotto altri aspetti, che sono ad esempio la compattezza, l'affidabilità, la durata, la facilità di manutenzione, la semplicità costruttiva e naturalmente il basso costo.



La prima caratteristica (l'elevata efficienza dello scambio termico) è sicuramente soddisfatta dagli scambiatori a piastre, che però generalmente presentano perdite di carico elevate e sono più costosi dei classici scambiatori a fascio tubiero. Essi hanno naturalmente il vantaggio della maggiore compattezza,

e anche l'aspetto economico può essere migliorato studiando la possibilità di impiegare materiali meno pregiati e forme il più possibile semplici, che richiedano un procedimento costruttivo poco costoso.

Com'è noto, uno scambiatore a piastre consiste in una serie di fogli metallici corrugati, dotati di guarnizioni e di condotti d'angolo dai quali viene distribuito il fluido (fig. 1). La distanza tra i fogli è legata alla geometria delle corrugazioni. Queste ultime hanno il doppio ruolo di irrigidire il foglio e di garantire un'elevata turbolenza e quindi incrementare il coefficiente di scambio termico. Le corrugazioni di due piastre affacciate formano infatti i canali di passaggio del fluido con diametro idraulico strettamente legato alla geometria delle corrugazioni stesse ed alla spaziatura fra le piastre. Quest'ultima è di solito molto ravvicinata, dell'ordine di 2-5 mm. I diametri idraulici medi che ne derivano possono essere dell'ordine di 4-10 mm.

E' noto che il passaggio da moto laminare a moto turbolento avviene per numeri di Reynolds superiori ad un valore critico, che per il moto entro condotti è pari a 2100. La corrugazione negli scambiatori a piastre comporta che il numero di Reynolds critico si riduce ad un valore fra 10 e 400. Ne consegue la quasi certa presenza di moto turbolento anche a fronte di velocità

relativamente basse. Al moto turbolento è connesso un ottimo coefficiente di scambio termico, ma anche la tendenza ad elevate perdite di carico, che in questi scambiatori possono essere temibili. Sia il coefficiente di scambio che le perdite di carico dipendono dal numero di Reynolds, ed in particolare, a parità di valore delle altre grandezze, il coefficiente globale è funzione della velocità nominale nei canali con esponente $2/3$, e la caduta di pressione è funzione della stessa variabile con esponente $7/4$. Questa osservazione suggerisce un possibile legame funzionale fra coefficiente globale di scambio termico e caduta di pressione, con esponente $8/21 = 0.38$, vale a dire che ad un raddoppio della perdita di carico il coefficiente aumenta del 30%. Il fatto che le perdite di carico aumentino più rapidamente del coefficiente di scambio ha come conseguenza che un qualsiasi incremento di quest'ultimo, indotto dall'aumento di velocità, non può comunque superare dei limiti imposti dai valori antieconomici della caduta di pressione.

La qualità maggiormente apprezzata in passato negli scambiatori a piastre è stata la possibilità di utilizzare materiali pregiati in una gamma che vede l'acciaio inox all'ultimo posto e la presenza, per citare alcuni nomi, di monel, hastelloy, titanio. Tali materiali risultano essenziali in alcuni processi di scambio termico, ove non sia assolutamente tollerabile la corrosione o qualunque forma di inquinamento dei fluidi trattati. La tecnica costruttiva consente l'uso di questi metalli pregiati, ed il costo è limitato sia dall'esiguità degli spessori in gioco, che varia in genere fra 0.6 ed 1 mm, sia dal fatto che gli elevati coefficienti di scambio permettono di ridurre l'estensione delle superfici rispetto ai classici scambiatori a fascio tubiero. In più la controcorrente è quasi perfetta, con efficienze di scambio termico che possono avvicinarsi molto all'unità.

La geometria compatta consente inoltre la riduzione dei volumi a parità di superficie di scambio, nonché la riduzione del peso a vuoto e del peso in funzionamento: un modesto contenuto in liquido dello scambiatore minimizza infatti le quantità di fluido fisicamente presenti in un circuito chiuso.

A causa della turbolenza, si ha un fattore di sporcamento notevolmente minore che negli scambiatori tradizionali.

Un aspetto problematico è quello delle guarnizioni: esse limitano la temperatura operativa dello scambiatore e la pressione massima, sia in funzione del materiale di cui sono costituite sia della sede che le ospita. Per una macchina ad assorbimento, che deve avere una "vita" di una ventina d'anni, esiste anche il problema della durata, che per le guarnizioni in gomma è molto inferiore. Per risolvere il problema si può ricorrere a guarnizioni metalliche (ferro), che vengono interposte fra una piastra e l'altra dopo essere state "verniciate a spruzzo" con una lega di metalli pregiati (naturalmente, per ragioni di costo, è bene che lo spessore di questo strato sia sottilissimo). Il "pacchetto" di piastre che forma lo scambiatore completo viene poi portato ad alta temperatura: le guarnizioni si saldano alle piastre e la lega pregiata si diffonde in esse, dando luogo ad una sorta di acciaio legato. Tale procedimento viene chiamato "saldobrasatura". Per le macchine ad assorbimento sono particolarmente indicati gli scambiatori saldobrasati a piastre di nickel.

Le piastre vengono corrugate secondo due tipologie principali, che sono quella cosiddetta ad "asse di lavanderia", a solchi paralleli fra loro, e quella, più diffusa, a "spina di pesce".

Un'altra soluzione, piuttosto economica, può consistere nell'impiego di piastre lisce con interposta, nello spessore creato dalla guarnizione, una rete metallica a maglie larghe, con fili di diametro generalmente inferiore o uguale al millimetro. Essa assicura un'elevata turbolenza, e, ove fosse richiesto (ad esempio nell'assorbitore di una macchina ad assorbimento), un eccellente rimescolamento del fluido.

I valori tradizionalmente considerati limitativi nei confronti di temperatura e pressione, e cioè 150°C e 1500 kPa, sono oggi ampiamente superati.

L'applicazione degli scambiatori a piastre per cambiamenti di fase è relativamente recente, ed essa viene generalmente riservata a scambiatori di tipologia particolare.

L'assorbitore

L'assorbitore è un componente estremamente critico per la funzionalità e le buone prestazioni di una macchina ad assorbimento. È fondamentale che al suo interno avvenga un miscelamento il più possibile efficace e completo fra la soluzione "povera" proveniente dal generatore ed il vapore di refrigerante proveniente dall'evaporatore.

La scelta della tipologia di scambiatore non può quindi prescindere da questo aspetto, fondamentale quanto quello dello scambio termico.

Per valutare la bontà di una tipologia compatta a piastre dal punto di vista dell'assorbimento, si deve poter calcolare lo spessore del film liquido presente fra una piastra e l'altra. Da questo dipende il "coefficiente di trasferimento", un parametro che dipende anche dalla diffusività dell'ammoniaca nell'acqua e dal tempo di contatto, e che determina l'avvicinamento alle condizioni di equilibrio della miscela. Noti gli altri valori, si ricava il tempo di contatto, che determina il numero di piastre in serie che sono necessarie per assicurare il miscelamento pressochè completo.

Se si effettua il calcolo per uno scambiatore a piastre lisce, non si ricava un risultato positivo, nel senso che il numero di piastre necessario è improponibile ai fini pratici.

Un diverso risultato si ottiene se fra le piastre lisce si frappone, come accennato, una rete metallica a maglie larghe, il cui spessore è tale da provocare un rimescolamento del film liquido ad intervalli costanti pari alla larghezza delle maglie. Se effettivamente il vapore scorre parallelamente al liquido senza seguire percorsi preferenziali, il che richiede una verifica sperimentale, allora, effettuando un calcolo analogo al precedente, si trova un tempo di contatto necessario molto inferiore. Il numero di piastre che ne deriva è del tutto ragionevole ed inferiore a quello calcolato per assicurare il richiesto scambio termico.

Resta quindi individuata una soluzione ad elevata efficienza ed anche piuttosto economica (rispetto al prezzo degli usuali scambiatori compatti) che assolve ai compiti richiesti.

Il condensatore e l'evaporatore

Solo recentemente si è fatto ricorso agli scambiatori a piastre in processi con cambiamento di fase. Si tratta in prevalenza di condensazioni nelle quali del vapor d'acqua, spesso a pressioni inferiori a quella atmosferica, provvede al riscaldamento di un fluido sottoposto a trattamento termico.

L'esperienza dei costruttori in proposito è ancora modesta, ed è ancora più ridotta la disponibilità di programmi di calcolo.

In generale si può dire che, in presenza di cambiamento di fase, si deve quantomeno modificare la geometria dei bocchelli, con aree di passaggio maggiorate. Anche la spaziatura fra le piastre dovrebbe crescere, benchè - sotto il profilo delle cadute di pressione - per i gas siano tollerate velocità circa cinque volte maggiori che nel caso dei liquidi.

I coefficienti di scambio termico risultano generalmente molto elevati, perciò il fattore dominante lo scambio termico tende ad essere quello lato liquido.

Per quanto riguarda la condensazione, se il fluido di raffreddamento è l'acqua, si possono usare scambiatori a piastre di tipo particolare: si tratta degli scambiatori a spirale, realizzati avvolgendo due lunghi "coil" metallici l'uno sull'altro (vedi fig. 2). Da uno dei lati si realizza una saldatura ermetica, dall'altro si applica un coperchio dotato di guarnizione. Le geometrie di flusso sono molto diverse a seconda dell'impiego: per la condensazione risulta particolarmente indicato il flusso spirale/flusso incrociato, poichè si può introdurre dall'alto un ingente quantitativo di vapore, che viene raffreddato in maniera molto efficace dal liquido circolante nella spirale.

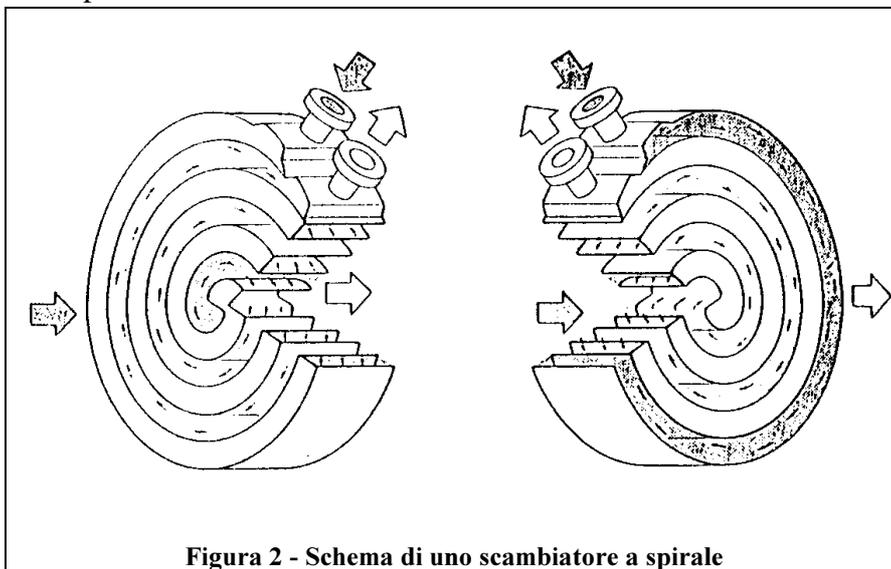


Figura 2 - Schema di uno scambiatore a spirale

In questo modo si riserva al liquido lo scambio termico nelle condizioni più favorevoli, tenendo conto che la condensazione presenta di per sè elevati coefficienti di scambio. E' possibile anche riunire le funzioni di condensazione e di sottoraffreddamento negli scambiatori con flusso spirale e combinazione di flusso

spirale ed incrociato. In questi, di solito, il fluido di raffreddamento entra nella zona periferica, percorre lo scambiatore ed esce nella parte centrale. Il vapore entra invece nella parte centrale, ove vi è una distribuzione abbastanza uniforme sugli anelli aperti della spirale. I più periferici sono tuttavia chiusi al vapore e qui vengono convogliati il condensato ed eventualmente gli incondensabili, che possono essere separati nella spira esterna.

Questo tipo di scambiatore potrebbe adattarsi alle necessità di una macchina ad assorbimento, tuttavia dovrebbe trattarsi di una realizzazione *ad hoc* di dimensioni relativamente piccole rispetto alle realizzazioni standard. Il costruttore dovrebbe inoltre irrobustire l'apparecchio per adattarlo alle pressioni richieste. L'aggravio di costo potrebbe in tal caso sconsigliare questa soluzione. Gli scambiatori cosiddetti "spiralfow" di caratteristiche costruttive e modalità di scambio del tutto simili, sono più resistenti alle elevate pressioni, ma

attualmente l'unico costruttore che ne detiene il brevetto li fabbrica esclusivamente in rame, che non è compatibile con l'ammoniaca.

Un'altra tipologia particolare, che trova applicazione, nel caso di una macchina ad assorbimento, per scambiatori che utilizzino l'aria come fluido esterno, è quella degli scambiatori compatti, che sono scambiatori a piastre dotati di superfici estese, largamente impiegati negli scambi termici gas-gas. Per la definizione di compattezza si utilizza il parametro convenzionale area su volume (m^2/m^3), e, a rigore, sono considerati compatti solo quegli scambiatori per i quali il valore di questo parametro è superiore a 700.

Esistono dei prototipi di pompe di calore ad assorbimento basati su questa tipologia, funzionanti però con fluidi operativi dai livelli di pressione piuttosto modesti. Le realizzazioni correnti non consentono infatti di superare i 20 bar, tuttavia una realizzazione adeguata, non troppo onerosa dal punto di vista economico, farebbe salire facilmente questo limite.

Le geometrie di scambio termico sono catalogate in funzione del tipo di alettatura, che può essere rettangolare, a spillo, triangolare, a piastra perforata, ad onde, a serrande, a strisce sfalsate. Le alettature possono essere da 5 a 16 per cm, con spessori da 0.1 a 0.25 mm ed altezze da 0.25 a 2 cm. Si tenga conto che una piastra alettata con sei alette per cm può facilmente dar luogo ad un'area di scambio specifica di $1300 m^2/m^3$.

Un elemento limitativo nel ricorso a questa tipologia è il materiale utilizzabile, che solitamente è alluminio o rame, mentre difficilmente è di acciaio inox per la difficoltà di realizzare le corrugazioni.

Le previsioni sul coefficiente di scambio termico sono molto complesse e poco sicure, dal momento che esso dipende, oltre che dal tipo di alettatura, anche dalla spaziatura delle alette, dal loro spessore e dalla loro lunghezza: appare quindi indispensabile ricorrere a rilevazioni sperimentali.

Lo scambiatore delle soluzioni ed il sottoraffreddatore

Questi due componenti non presentano particolarità che rendano critico l'impiego di tipologie compatte.

Per quando riguarda l'evaporatore, si deve però porre attenzione alle perdite di carico lato vapore, cercando di limitare il numero delle piastre. In entrambi i casi si hanno buoni coefficienti di scambio, migliori nel caso del sottoraffreddatore. A questo riguardo, lo scambiatore delle soluzioni si può trattare conservativamente come uno scambiatore liquido-liquido, anche se la soluzione "ricca" si trova generalmente in condizioni di miscela bifase.

Le perdite di carico sono meno importanti per questo componente, dati i livelli di pressione elevati.

Il rettificatore

Per il rettificatore si prevede la collocazione direttamente in testa al generatore, per motivi di ingombro e di costo. In tal modo non è necessario realizzare un componente a parte (se ne risparmia almeno l'involucro), nè sono necessari condotti di raccordo. Naturalmente ciò pone

problemi di altro genere, e cioè l'interazione con la colonna di distillazione del generatore (deflemmatore).

Per il rettificatore si può adottare, dal lato "freddo", una consueta disposizione a serpentina, che però, per motivi di ingombro, si dispone in un paio di spire concentriche. Particolare attenzione va dedicata al percorso del vapore, che deve lambire il tubo il più possibile. A tale scopo si possono disporre opportunamente dei setti metallici, che obbligano il vapore ad un percorso tortuoso che termina sul tratto di tubazione a temperatura più bassa. Prima della fuoriuscita definitiva dal componente, il vapore è costretto ad attraversare una zona occupata da materiale di riempimento o da reti, nella quale cede ancora il suo contenuto d'acqua. Il condensato viene raccolto su un fondo di lamiera collegato ai setti divisorii, e da qui, attraverso un tubo verticale, inviato al primo piatto sottostante, senza schizzi nè turbolenze. In tal modo l'assorbente quasi puro viaggia verso il basso in controcorrente col vapore che sale, e costituisce l'unica portata liquida dei piatti superiori.

Il deflemmatore

Come accennato nel capitolo relativo alle fenomenologie di scambio termico e termodinamiche, il disegno del cosiddetto deflemmatore assume grande importanza non tanto per realizzare un adeguato scambio termico, quanto per realizzare un adeguato scambio di massa fra il liquido che discende la colonna ed il vapore da purificare che sale. Tale aspetto è particolarmente critico durante i transitori di avviamento (poichè il primo vapore prodotto incontra i piatti svuotati dal liquido), e durante il funzionamento con portate ridotte.

Date le proporzioni esistenti fra le portate che percorrono la colonna in controcorrente, la soluzione a piatti è l'unica praticabile, poichè una colonna a riempimento equivalente dovrebbe avere un diametro molto più grande, con problemi di ingombro. Questa conclusione deriva dai calcoli sulla "superficie bagnata" ("wetted wall") dei corpi di riempimento.

Utilizzando piatti forati, si ha, come già detto, il problema dello svuotamento all'arresto della macchina. Volendo evitare le soluzioni a valvole, troppo costose, si può pensare di sfruttare la tensione superficiale del liquido, per impedirne il drenaggio verso il fondo del generatore.

Questa soluzione richiederebbe però, con piatti metallici, un diametro dei forellini eccessivamente piccolo, che ne determinerebbe la rapida ostruzione ad opera delle particelle di "sporcizia" inevitabilmente presenti. Per poter ottenere lo stesso effetto, ma con un diametro maggiore dei fori, si può adottare per i piatti un materiale idrorepellente.

Il generatore

Il generatore si discosta, come tipologia di componente, dagli altri apparecchi che sono stati genericamente raccolti sotto il nome di "apparecchiature di scambio termico". La sua funzione è quella di fornire dall'esterno il calore d'ebollizione necessario a separare un certo quantitativo di refrigerante dalla soluzione. Data la natura della soluzione acqua-ammoniaca, la pressione vigente nel generatore è piuttosto elevata (fino a 20 bar). Questa circostanza pone delle limitazioni sulle dimensioni dell'apparecchio, nel caso in cui esso sia alimentato a fiamma diretta. Per motivi di sicurezza, infatti, si deve evitare che il vapore di ammoniaca in pressione,

rilasciato accidentalmente, venga a contatto diretto con la fiamma, provocando il cosiddetto effetto "fire-ball", cioè una forte esplosione con la formazione di una "palla di fuoco".

Si può ricorrere allora ad un fluido termovettore intermedio, riscaldato direttamente dalla fiamma del bruciatore, che trasferisce successivamente calore alla soluzione "ricca".

Poichè le trasformazioni in cambiamento di fase sono quelle caratterizzate dai più elevati coefficienti di scambio, è conveniente che questo fluido termovettore vaporizzi a bassa pressione (per i suddetti motivi di sicurezza) e ceda poi alla soluzione acqua-ammoniaca il calore di condensazione. Un fluido che ha queste caratteristiche è il glicole etilenico, utilizzato anche come additivo per abbassare il punto di congelamento dell'acqua di raffreddamento dell'evaporatore. La sua temperatura d'ebollizione a pressione atmosferica è di 198°C.

Il glicole etilenico è tuttavia tossico, ed allora è preferibile adottare in sua vece il glicole propilenico, che ha il punto d'ebollizione a 189°C, non è tossico ed è ignifugo.

Lo schema della caldaia può essere quello di una ordinaria caldaia murale: il fluido intermedio può scorrere in una schiera di tubi orizzontali paralleli fra loro e collegati da ambo i lati da due collettori, riscaldati dal bruciatore. Di questi collettori, quello d'uscita ha ovviamente sezione maggiore perchè raccoglie il glicole allo stato di vapore. I tubi, a sezione ovale, sono alettati esternamente. Il glicole vaporizzato viene inviato al generatore vero e proprio che, a seconda della taglia della macchina e quindi del quantitativo di soluzione, raccolta sul fondo, che deve essere rigenerata, può essere un semplice recipiente lambito esternamente dal fluido ausiliario oppure può avere uno schema più complesso che aumenta la superficie di scambio (ad esempio a fasci tubieri, entro i quali il glicole condensa).

In tale configurazione, un eventuale cedimento del serbatoio in pressione produce soltanto un'istantanea evaporazione di ammoniaca, che avviene a spese del contenuto entalpico della soluzione. Quest'ultima si raffredda e raggiunge rapidamente le condizioni di equilibrio a pressione atmosferica.

Introducendo uno scambio intermedio, è naturale aspettarsi una diminuzione del rendimento della caldaia, che può passare da un valore attorno all'86% a valori di poco inferiori all'80%. La sperimentazione su questo tipo di caldaie ha tuttavia dimostrato che c'è ancora margine per ridurre questo divario.

La pompa della soluzione

La pompa della soluzione ha il compito di ricondurre nel generatore la soluzione arricchitasi in refrigerante nell'assorbitore. Si tratta di un liquido saturo o leggermente sottoraffreddato, perciò la pompa deve lavorare in condizioni prossime alla cavitazione. E' l'unico organo in moto delle macchine ad assorbimento, e deve durare per molte migliaia di ore di funzionamento.

E', inoltre, uno dei componenti che incide maggiormente sul costo complessivo della macchina.

Per tutte queste ragioni è senz'altro utile procedere ad un'ottimizzazione anche di questo componente, al fine di migliorarne le prestazioni e ridurre i costi.

Le condizioni operative, caratterizzate da piccole portate e salti di pressione notevoli, impongono la scelta di una pompa volumetrica. In particolare, per ragioni di aggressività del

fluido, conviene orientarsi sulla tipologia a membrana, tipica delle pompe dosatrici utilizzate nell'industria di processo.

Le pompe a membrana sono apparecchiature più grandi e complesse rispetto ad altre pompe volumetriche come quelle rotative, a palette, a ingranaggi o a rotori, ma sono di costruzione e materiali più convenzionali. Poichè esse rendono possibile la marcia a secco senza particolari problemi, sono indicate per sopportare i transitori dovuti alle oscillazioni di livello nell'assorbitore, inevitabili in macchine prive di regolazione. Per la stessa ragione richiedono una minore coppia di spunto all'avviamento dopo lunghi periodi di fermata.

Sia le pompe rotative che quelle a membrana hanno un buon comportamento nei riguardi della cavitazione, potendo funzionare anche con battenti liquidi minimi (pochi cm).

Le seconde, se dotate di membrana in materiale plastico, ad esempio il PTFE, sono addirittura insensibili alla cavitazione, e possono, come già detto, marciare a secco.

Un punto critico di queste pompe è però costituito dalle valvole, che devono garantire un buon funzionamento anche quando si lavora con una pressione di vapor saturo all'aspirazione.

Le prove sperimentali condotte su queste pompe hanno dimostrato la superiorità delle valvole senza molla, ed esiste un brevetto ENEA che riguarda un tipo di valvole che garantisce il riempimento regolare della testata anche con portate deficitarie.

Per macchine prive di regolazione, inoltre, conviene semplificare la pompa escludendo il sistema di regolazione della corsa del pistone, dal momento che non serve modulare la portata.

In questo modo si può realizzare una costruzione a carter unico, e viene incrementata la durata di funzionamento dell'apparecchio.

Ricerche ancora in corso sul filone parallelo delle pompe rotative hanno evidenziato difficoltà di funzionamento alle prevalenze desiderate in condizioni di cavitazione e limitatezza della durata di "vita" a causa dell'inadeguatezza dei materiali di costruzione.

Sistemi di regolazione e controllo

Introduzione

Il progresso che in quest'ultimo decennio ha trasformato l'elettronica e più specificatamente la tecnologia dei computer, ha esteso le nostre possibilità di trattare problemi una volta considerati inviccinabili in virtù della loro natura e complessità. Sebbene il livello di difficoltà dei problemi trattabili continui a crescere, si cominciano a intravedere i limiti di questo processo, ed inizia a farsi strada l'idea che l'uso di un certo grado di semplificazione sia in taluni casi inevitabile.

Il metodo più naturale di semplificare un sistema complesso è quello di introdurre un certo grado di incertezza nella sua descrizione. Ciò permette di associare le varie sotto-entità che compongono il sistema in una descrizione più sintetica. L'incertezza esprime la perdita di informazione necessaria a ridurre la complessità del sistema ad un livello trattabile con i mezzi di calcolo a disposizione.

La teoria degli insiemi "fuzzy" costituisce l'ossatura matematica mediante la quale i vari tipi di incertezza possono essere studiati e manipolati. Le applicazioni di questo formalismo spaziano dall'intelligenza artificiale alla medicina, alla sociologia, all'organizzazione aziendale.

Il fondamento sul quale si basano le applicazioni di questi concetti alla teoria dei controlli risale ad un lavoro del 1973 (citato nel rif. /42/) col quale è stato coniato il termine "ragionamento approssimato". In tale studio si mostra come, disponendo di proposizioni logiche non completamente definite, si possano derivare inferenze approssimate partendo da dati anch'essi approssimati.

La facilità con cui tale metodo permette di formalizzare strategie di controllo euristiche, ne ha favorito l'applicazione a quei sistemi per i quali la scarsità di informazioni disponibili o la complessità di una trattazione matematica rigorosa limitano l'utilizzo delle tecniche tradizionali.

Il settore delle macchine termiche è appunto uno dei campi in cui il controllo fuzzy ha trovato più largo uso proprio perchè tali impianti sono intrinsecamente non lineari e a costanti distribuite.

I paragrafi che seguono illustrano le problematiche da affrontare ed i criteri da seguire nel progetto di un regolatore fuzzy per macchine ad assorbimento. La presenza di tale regolatore permette di ottimizzare le prestazioni al variare delle condizioni di carico.

I controllori fuzzy

Nella teoria classica del controllo, la rappresentazione del sistema da controllare è affidata tradizionalmente ad un modello differenziale e così anche il comportamento dell'eventuale controllore. Questo tipo di modello è assai efficace se si lavora con sistemi lineari e permanenti, o almeno approssimabili come tali. Viceversa, nel contesto dell'attuale sviluppo della tecnologia, sono sempre più frequenti le situazioni in cui la presenza di non linearità, di variazioni parametriche e di incertezza nella misura delle grandezze creano problemi di non facile soluzione per il progettista.

La logica fuzzy, e più in generale la teoria degli insiemi fuzzy, mette a disposizione nuovi strumenti matematici con i quali è possibile sia modellizzare matematicamente situazioni in cui l'insufficienza di informazioni non permette l'uso dei metodi tradizionali, sia gestire in modo sintetico e semplificato problemi complessi senza perdere di significatività.

Da un punto di vista sistemistico, la rappresentazione ingresso-uscita in logica fuzzy di un sistema o di un controllore è formato da insiemi di regole del tipo:

IF $A \wedge B$ THEN C

I simboli A e B sono proposizioni sui valori degli ingressi, il simbolo C è una proposizione sul corrispondente valore dell'uscita. In questo caso la regola è riferita ad un sistema con due ingressi ed una uscita, ma può essere facilmente estesa al caso di più ingressi sostituendo la precondizione con un AND logico di proposizioni in numero pari a quello degli ingressi. La presenza di più uscite, invece, si gestisce aggiungendo un insieme di regole per ogni uscita.

Con questo tipo di rappresentazioni si possono implementare algoritmi di controllo ricavati dall'esperienza di un operatore umano, oppure in grado di scrivere o modificare le regole in base alla propria esperienza.

L'analisi statica e dinamica del sistema

Le prestazioni delle macchine ad assorbimento variano con il carico. Il raffreddamento ad aria, tipico delle macchine ad acqua-ammoniaca, introduce un'ulteriore fonte di "disturbo", poichè i margini di variazione della temperatura dell'aria sono generalmente molto più ampi di quelli relativi ad un sistema di raffreddamento ad acqua.

Per valutare le prestazioni statiche al variare del carico e della temperatura dell'aria, si procede risolvendo simultaneamente le equazioni di conservazione dell'energia e della massa per ciascuno dei componenti. Ne risulta che il punto di lavoro si sposta con continuità nella misura in cui variano con continuità l'ingresso e i disturbi.

Formalmente il passaggio dal modello statico a quello dinamico si ottiene aggiungendo ai bilanci termici e di massa già citati i termini relativi agli accumuli di energia e di massa.

Si osserva che le macchine ad assorbimento non presentano di norma problemi di stabilità. Grazie alla loro struttura ciclica, infatti, tendono spontaneamente all'equilibrio in presenza di mutamenti delle condizioni esterne. Tuttavia, come tutte le macchine termiche, hanno un comportamento dinamico piuttosto lento, incapace di compensare brusche sollecitazioni. Durante il transitorio si possono quindi verificare aumenti della pressione alta o diminuzioni della temperatura d'uscita oltre le soglie di sicurezza. In particolare l'alimentazione diretta può essere fonte di problemi dinamici, dal momento che sottopone il generatore a sollecitazioni veloci di cui va controllato l'effetto.

Nella sintesi del regolatore occorre quindi, oltre ad ottimizzare il comportamento frigorifero, tenere conto di questi fenomeni per impedire che l'andamento delle variabili di stato durante il transitorio non valichi i limiti stabiliti.

Nelle macchine considerate le variabili di stato sono la pressione, la temperatura e la concentrazione. Le perturbazioni dello stato di ciascun elemento si propagano agli elementi vicini attraverso gli scambi di massa e di energia e la velocità di tale propagazione cambia a seconda della grandezza considerata. Le pressioni viaggiano infatti alla velocità del suono, le concentrazioni si spostano più lentamente insieme al flusso di materia, le temperature risultano ancora più lente, in quanto "frenate" dall'inerzia termica dei componenti.

Le concentrazioni possono essere espresse in funzione di pressioni e temperature utilizzando le equazioni di equilibrio, dal momento che la lentezza del sistema permette di considerare pressocchè fisse le condizioni di saturazione al generatore, all'assorbitore, al condensatore e all'evaporatore. La scelta di eliminare la concentrazione, in luogo delle altre grandezze, è motivata dal fatto che è più difficile da misurare per via diretta.

Per quanto riguarda le pressioni, esse vengono imposte dalle condizioni di raffreddamento del condensatore e dallo scambio termico all'evaporatore. Una fluttuazione di pressione in uno di questi componenti si propaga molto velocemente in quelli vicini; nei limiti delle ipotesi fatte i cambiamenti di pressione si possono quindi considerare uniformi.

Un'ultima semplificazione si può fare trascurando gli accumuli di massa degli elementi che contengono in prevalenza vapore: in tal caso, vista la bassa densità del vapore nelle condizioni di lavoro, l'unico effetto che verrebbe trascurato è un leggero rallentamento nella propagazione delle variazioni di pressione. Di tale effetto si può tenere conto, in seconda battuta, aumentando le costanti di tempo delle pressioni.

Le problematiche di regolazione

L'obiettivo principale di un regolatore per un impianto ad assorbimento è mantenere la temperatura di uscita dell'acqua costante e pari ad un valore prefissato, indipendentemente dai disturbi. La strategia di controllo che permette di raggiungere questo obiettivo si ricava facilmente dall'esperienza di esercizio. In termini discorsivi essa può essere sintetizzata in due punti:

- le variazioni della temperatura d'uscita si compensano con variazioni dello stesso segno della potenza al generatore;
- aumenti o diminuzioni della temperatura dell'aria equivalgono a diminuzioni o aumenti di potenza al generatore e si compensano anche in questo caso con variazioni dello stesso segno di quest'ultima.

Il secondo punto, per temperature esterne prossime a quelle di progetto, è in realtà ridondante poichè gli aumenti di temperatura esterna producono aumenti della temperatura di uscita e quindi ricadono nel primo punto.

Il secondo punto diventa invece significativo nelle condizioni di carico elevato e bassa temperatura esterna: il carico elevato spinge infatti il regolatore ad aumentare notevolmente la portata di refrigerante e quindi la potenza al generatore; simultaneamente, in seguito alla diminuzione della temperatura esterna, aumenta la concentrazione della soluzione "ricca" e quindi scende la sua temperatura di saturazione; quando questa soluzione entra nel generatore, l'elevata potenza termica erogata dal bruciatore ne causa la violenta ebollizione, causando in casi estremi il debordamento del generatore stesso. In queste situazioni la regola di cui al secondo punto entra in contrasto con la prima regola ed assicura un aumento più graduale della potenza ceduta dal bruciatore. Questo fenomeno è ancora più accentuato nelle macchine di piccola taglia poichè i loro transitori sono complessivamente più veloci.

Usando il formalismo della logica fuzzy è possibile realizzare un regolatore che implementi le regole empiriche ora enunciate.

Una trattazione dettagliata ed esauriente dell'argomento si può trovare in /42/, che presenta il progetto completo di un regolatore di questo tipo, applicato alla stessa macchina descritta nei capitoli precedenti relativamente all'attività sperimentale e alla simulazione del ciclo su calcolatore. La grandezza di controllo è la portata di metano che affluisce al bruciatore, regolata mediante una valvola di strozzamento.

CONCLUSIONI

Lo studio delle fenomenologie termodinamiche e di scambio termico inerenti al funzionamento delle macchine frigorifere, con particolare attenzione alle macchine frigorifere ad assorbimento ad acqua-ammoniaca, ha costituito la base per l'individuazione di aspetti suscettibili di innovazione, sia dal punto di vista del ciclo termodinamico, e quindi della disposizione impiantistica, sia, per i singoli componenti, dal punto di vista costruttivo.

Un aspetto molto importante, quello della scelta della coppia di sostanze refrigerante-assorbente da utilizzare nella macchina, è stato adeguatamente approfondito, anche al fine di caratterizzare le diverse macchine in funzione della miscela circolante.

La conoscenza delle particolarità di funzionamento, anche in relazione alle proprietà dei fluidi, è stata sfruttata per la messa a punto di strumenti informatici di valido aiuto per il progettista, la cui affidabilità è stata accertata per mezzo di un confronto con i risultati di una campagna di prove sperimentali. Quest'ultima ha consentito di acquisire una notevole mole di informazioni sulle caratteristiche termodinamiche del ciclo realizzato in una macchina ad acqua-ammoniaca di diffusione commerciale, e sull'effetto che hanno su di esse le diverse scelte costruttive.

Gli strumenti di calcolo hanno permesso, inoltre, di valutare l'influenza delle condizioni esterne sulle prestazioni della macchina, aspetto di particolare rilievo quando si desidera valutare la resa stagionale di una macchina frigorifera. Questa influenza è particolarmente sentita nelle macchine di taglia più piccola, che sono generalmente prive, per ragioni di ordine economico, di sistemi di regolazione.

Per quanto riguarda la specifica macchina analizzata, si è cercato infine di verificare l'efficienza delle singole apparecchiature, in particolare di quelle in cui avvengono gli scambi termici e/o di massa. Si è potuto concludere che i componenti più efficienti, nel funzionamento a regime, sono proprio quelli più "critici", come l'assorbitore ed il generatore, i quali svolgono contemporaneamente più funzioni complesse. Così conformati, essi non sono però adatti al funzionamento a carico parziale, nè danno buoni risultati durante i transitori, producendo un notevole decadimento delle prestazioni della macchina. A ciò si aggiungono i problemi di ingombro, comuni anche agli altri componenti, nei quali avviene il solo scambio termico. L'unico organo in movimento, la pompa della soluzione, è invece delicato dal punto di vista della resistenza all'usura e della durata, in condizioni di funzionamento piuttosto severe a causa dell'aggressività del fluido e delle esigue pressioni d'aspirazione.

Le considerazioni sinteticamente richiamate hanno suggerito le linee guida alle quali si deve attenere l'attività progettuale, ai fini sia di un miglioramento delle prestazioni, che di un miglioramento di altri aspetti importanti, come la compattezza, la sicurezza, la durata, l'affidabilità, il basso costo.

Il lavoro svolto, per l'ampiezza degli spunti offerti, vuole quindi proporsi come base di partenza per lo sviluppo di soluzioni innovative, che realizzino un risparmio energetico rispetto alle soluzioni tradizionali, e che rendano le macchine ad assorbimento sempre più competitive nei riguardi delle altre macchine frigorifere.

BIBLIOGRAFIA

- /1/ A. Anastasi - "Macchine a fluido" - Ed. Cremonese, Roma, 1956
- /2/ R. Plank - "Handbuch der Kältetechnik" - Vol. 7, Springer Verlag, 1959
- /3/ I. Sorgato - "La teoria della distillazione" - Quaderno della Scuola di Studi Superiori sugli Idrocarburi dell'E.N.I., 1961
- /4/ A. Thieme, L. F. Albright - "Solubility of refrigerants 11, 21 and 22 in organic solvents containing a nitrogen atom and in mixtures of liquids" - ASHRAE Journal, July 1961
- /5/ R. A. Macriss et al. - "Physical and thermodynamic properties of ammonia-water mixtures" - Research Bulletin No.34, Institute of Gas Technology, Chicago, September 1964
- /6/ U. Sellerio - "L'impiego di idrocarburi alogenati, ed in particolare dell'R22, nelle macchine frigorifere ad assorbimento a funzionamento continuo" - Il calore No. 7, 1965
- /7/ U. Sellerio, L. Palla - "Gli agenti frigoriferi nelle macchine frigorifere ad assorbimento" - L'ingegnere No. 9, 1965
- /8/ R. H. Perry, C. H. Chilton - "Chemical Engineers' Handbook" - 5th ed., McGraw Hill, 1973
- /9/ AA. VV. - "New working pairs for absorption processes" - Proceedings of a workshop, Swedish Council for Building Research, 1974
- /10/ C. Pizzetti - "Condizionamento dell'aria e refrigerazione" - Masson Italia Editori, Milano, 1977
- /11/ L. E. Haseler, J. R. Henry - "HTFS Design Report no. 49 - Heat Pumps part 2: Absorption cycle design" - Heat Transfer and Fluid Flow Service, National Engineering Laboratory, Glasgow, April 1980
- /12/ A. M. S. Qasrawi - "Absorption heat pump generators" - Atti del convegno: "Nato advanced study on heat pump fundamentals", Vol. II "Absorption heat pump", Espinho, Settembre 1980
- /13/ A. M. S. Qasrawi - "Absorption heat pump design" - Atti del convegno: "Nato advanced study on heat pump fundamentals", Vol. II "Absorption heat pump", Espinho, Settembre 1980
- /14/ C. Colombo - "Manuale dell'ingegnere" - Hoepli, Milano, 1980
- /15/ P. D. Iedema - "Mixtures for the absorption heat pump" - International Journal of Refrigeration Vol. 5, No. 5, September 1982
- /16/ D. P. R. n° 915/82
- /17/ K. P. Tyagi - "Comparison of binary mixtures for vapour absorption refrigeration systems" - Heat Recovery Systems Vol. 3, No. 5, 1983
- /18/ R. Lazzarin - "Le pompe di calore ad assorbimento" - Quaderno no. 116 dell'Istituto di Fisica Tecnica dell'Università di Padova, Settembre 1984
- /19/ "Disposizioni per l'applicazione dell'articolo 4 del D. P. R. n° 915/82", G. U., Supplemento Ordinario n° 253 del 13 Settembre 1984
- /20/ P. Silvestroni - "Fondamenti di Chimica", Ed. Veschi, Roma

- /21/ R. Lazzarin - "Le pompe di calore ad assorbimento", I, II, III e IV parte - Condizionamento dell'aria Riscaldamento Refrigerazione No. 4, Aprile 1985, No. 5, Maggio 1985, No. 6, Giugno 1985, No. 9, Settembre 1985
- /22/ S. C. Bhaduri, H. K. Varma - "P-T-X behaviour of refrigerant-absorbent pairs" - International Journal of Refrigeration Vol. 8, No. 3, May 1985
- /23/ A. J. Bard, R. Parsons, J. Jordan - "Standard Potentials in Aqueous Solution" - Marcel Dekker Inc., New York, 1985
- /24/ I. E. Idel'cik - "Memento des pertes de charge" - Ed. Eyrolles, Paris, 1986
- /25/ K. Mashimo, T. Nakayama, M. Sano - "Development of a new working pair TFE/NMP for an absorption process and application to a heat pump system" - Newsletter IEA Vol. 4, No. 3, October 1986
- /26/ W. F. Davidson, D. C. Erickson - "260°C aqueous absorption working pair under development" - Newsletter IEA Vol. 4, No. 3, October 1986
- /27/ B. A. Phillips - "Un nuovo futuro per l'assorbimento" - Condizionamento dell'aria Riscaldamento Refrigerazione No. 1, Gennaio 1988
- /28/ "1988 Equipment Handbook" - ASHRAE
- /29/ P. Giacometti, S. Galli, G. Corallo, A. Ciancia - "Lo sviluppo delle pompe di calore ad assorbimento: le attività di ricerca promosse e sviluppate dall'ENEA" - La Termotecnica, Ottobre 1988
- /30/ "1989 Fundamentals Handbook" - ASHRAE
- /31/ P. E. Minton - "Handbook of evaporation technology" - Noyes Publications, Park Ridge, USA
- /32/ R. Lazzarin - "La macchina frigorifera ad assorbimento: passato, presente, futuro" - Atti del convegno AICARR: Il condizionamento dell'aria e il gas naturale, Bari 1990
- /33/ G. Pede, G. Pagni - "Sviluppo e sperimentazione di prototipi della soluzione ricca per una pompa di calore ad assorbimento" - Atti del convegno AICARR: Il condizionamento dell'aria e il gas naturale, Bari 1990
- /34/ G. Moncada Lo Giudice et al. - "Nuovi fluidi per trasformatori di calore" - Progetto finalizzato Energetica, Università degli Studi di Roma "La Sapienza"/Consiglio Nazionale delle Ricerche, 1990
- /35/ G. Moncada Lo Giudice et al. - "Trasformatore di calore: progetto e realizzazione di un prototipo" - Progetto finalizzato Energetica, Università degli Studi di Roma "La Sapienza"/Consiglio Nazionale delle Ricerche, 1990
- /36/ G. Grazzini - "Principi termodinamici della refrigerazione: cicli a compressione e ad assorbimento" - Atti del convegno: "Climatizzazione a Metano", Firenze, 7 Febbraio 1991
- /37/ S. C. Kaushik, S. M. B. Gadhi, R. S. Agarwal, Y. Kumar - "Feasibility studies on an alcohol-salt mixture for absorption refrigeration systems" - Energy Convers. Mgmt. Vol 31, No. 5, 1991
- /38/ R. Lazzarin - "Anatomia e fisiologia delle macchine ad assorbimento" - Atti del convegno AICARR: Il condizionamento dell'aria e il gas naturale, Bari 1992
- /39/ A. Cavallini, E. Fornasieri - "Sistemi di refrigerazione e produzione del freddo", I e II parte - Condizionamento dell'aria Riscaldamento Refrigerazione No. 3, Marzo 1992 e No. 5 Maggio 1992

- /40/ R. J. Lewis, Sr. - "Sax's dangerous properties of industrial materials" - 8th ed., Van Nostrand Reinhold, New York, 1992
- /41/ M. Fatouh, S. Srinivasa Murthy - "Comparison of R22-absorbent pairs for absorption cooling based on P-T-X data" - Renewable Energy, Vol. 3, No. 1, 1993
- /42/ M. Monterosso - "Controllore Fuzzy Applicato ad un Sistema Termico" - Tesi di Laurea in Ingegneria Elettronica, indirizzo Automazione, A.A. 1992-1993, Università degli Studi di Roma "La Sapienza", Luglio 1993
- /43/ L. Mattarolo - "Tecnologia del freddo e impatto ambientale" - Condizionamento dell'aria Riscaldamento Refrigerazione No. 8, Agosto 1994
- /44/ S. Iyoki, K. Tanaka, T. Uemura - "Theoretical performance analysis of absorption refrigerating machine, absorption heat pump and absorption heat transformer using alcohol as working medium" - International Journal of Refrigeration, Vol. 17, No 3, 1994

APPENDICE 1 - CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO

La conduzione termica è il meccanismo col quale l'energia viene trasportata attraverso un mezzo continuo per effetto del trasferimento di energia cinetica a livello molecolare. Nei gas la conduzione è il risultato delle collisioni elastiche fra molecole; nei liquidi e nei solidi che non sono conduttori elettrici avviene per oscillazione delle particelle della struttura.

La conduzione termica nei metalli segue gli stessi meccanismi della conduzione elettrica, cioè è il risultato del movimento degli elettroni liberi. Nei solidi opachi la conduzione è il meccanismo significativo del trasferimento di calore, dato che non si ha flusso di materia durante il processo.

Nelle correnti fluide la conduzione domina nella regione prossima alle pareti solide, ove il flusso è laminare e parallelo alla superficie, e non si ha moto turbolento.

Si ha convezione termica quando il trasferimento di energia avviene anche per mescolamento turbolento e per diffusione, oltre che per conduzione.

Considerando un fluido in moto in un condotto, caratterizzato da un elevato numero di Reynolds, si possono distinguere nella corrente tre diverse regioni: una regione immediatamente adiacente alla parete, chiamata sottostrato limite, nella quale il trasferimento di calore avviene per conduzione termica; una zona di transizione, nella quale sono significativi sia la conduzione che gli effetti del mescolamento turbolento; una regione turbolenta, che si estende oltre la zona di transizione fino al centro del condotto, ove il meccanismo predominante è il mescolamento turbolento.

Nella gran parte delle apparecchiature i fluidi sono quasi totalmente in moto turbolento, ed esiste uno strato laminare solo in prossimità delle pareti.

Soltanto nel caso di velocità molto basse in tubi sottili o di fluidi molto viscosi come gli oli (cioè a bassi numeri di Reynolds), l'intero flusso può essere laminare senza zone di transizione né regioni turbolente.

Quando la corrente fluida è prodotta da agenti esterni come pompe od eiettori, il trasferimento di calore viene detto in convezione forzata.

Se invece la causa generatrice della corrente è la differenza di densità fra zone del fluido a diversa temperatura, si parla di convezione libera o naturale.

Infine, nel trasferimento di calore per irraggiamento, l'energia muta di forma: da energia interna (alla fonte) ad energia elettromagnetica e poi di nuovo ad energia interna (al ricevente).

Mentre la conduzione e la convezione sono influenzate principalmente dalle differenze di temperatura e in misura minore dal livello di temperatura, l'irraggiamento cresce rapidamente al crescere della temperatura.

Nelle macchine ad assorbimento, ad esclusione del generatore, il meccanismo predominante è quello della convezione forzata.

Sebbene sia possibile ricavare analiticamente le equazioni generali che regolano lo scambio termico, normalmente vengono utilizzate correlazioni teorico-sperimentali di validità ristretta ma mirate al problema da analizzare, nelle quali compaiono alcuni numeri adimensionali di cui la tabella 1 propone una selezione.

Nome	Simbolo	Espressione	Applicazione
No. di Nusselt	Nu	hD/k	Convezione forzata o naturale, ebollizione o condensazione
No. di Reynolds	Re	$\rho vD/\mu$	Convezione forzata
No. di Prandtl	Pr	$\mu c_p/k$	Convezione forzata, ebollizione o condensazione
No. di Stanton	St	$h/\rho v c_p$	Convezione forzata
No. di Grashof	Gr	$L^3 \rho^2 g (\Delta t) / T \mu^2$	Convezione naturale (per gas ideali)
No. di Fourier	Fo	$k\tau/\rho c_p L^2$	Conduzione in regime non stazionario
No. di Peclet	Pe	RePr	Convezione forzata (per piccoli Pr)
No. di Graetz	Gz	RePrD/L	Convezione laminare

Tabella 1 - Numeri adimensionali

Com'è noto, l'equazione di Fourier per la conduzione termica in condizioni stazionarie, ad una dimensione, si scrive:

$$q = -k \cdot A \cdot (\partial t / \partial x) \quad (1)$$

ove:

q	: flusso termico	[W]
k	: conducibilità termica	[W/(kg·m·K)]
A	: area della sezione normale al flusso	[m ²]
$\partial t / \partial x$: gradiente di temperatura	[K/m]

Integrando lungo un percorso a flusso termico costante, si ottiene:

$$q = k \cdot (A_m / L_m) \Delta t = \Delta t / R \quad (2)$$

ove:

A_m	: area media delle sezioni normali al flusso	[m ²]
L_m	: lunghezza media del percorso	[m]
Δt	: differenza globale di temperatura	[K]
R	: resistenza termica	[K/W]

Nella maggior parte dei problemi di trasmissione del calore, questa avviene secondo più di una modalità. I diversi coefficienti di scambio termico possono essere combinati fra loro in un coefficiente globale che permette di calcolare il flusso termico totale a partire dalle temperature estreme.

Considerando lo scambio termico tra due fluidi separati da una parete solida, si può infatti scrivere:

$$q = U \cdot A \cdot (t_1 - t_2) \quad (3)$$

ove A è un'area, U è il coefficiente globale di scambio e $(t_1 - t_2)$ è la differenza fra le temperature di massa dei fluidi.

Poichè la (3) costituisce la definizione di U , l'area A su cui il valore di U si basa è del tutto arbitraria e va specificata quando ci si riferisce ad un coefficiente globale di scambio.

Quando si trasmette calore tra due fluidi in uno scambiatore di calore, la differenza locale di temperatura Δt varia lungo la corrente. Il flusso termico può allora essere calcolato con la:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (4)$$

ove Δt_m è un'opportuna differenza di temperatura, che per scambiatori in equicorrente o controcorrente o per qualsiasi scambiatore nel quale la temperatura di uno dei due fluidi rimanga pressocchè costante, vale:

$$\Delta t_m = \Delta TLM = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (5)$$

che è chiamata "differenza di temperatura logaritmica media". Nel caso particolare in cui sia $\Delta t_1 = \Delta t_2$, che porterebbe ad una forma indeterminata per Δt_m , si ha: $\Delta t_m = \Delta t_1 = \Delta t_2$.

Nei prossimi paragrafi sono riassunte le principali correlazioni per la valutazione dei coefficienti di scambio termico dei componenti caratteristici di una macchina ad assorbimento.

Convezione naturale

I coefficienti di scambio termico per la convezione naturale sono generalmente molto più bassi che per la convezione forzata, e in taluni casi il calore scambiato per convezione naturale può risultare dello stesso ordine di grandezza di quello scambiato per irraggiamento, che non può quindi essere trascurato.

Molte delle grandi unità ad assorbimento che utilizzano la miscela bromuro di litio-acqua funzionano a circolazione naturale, mentre per miscele come quella acqua-ammoniaca la differenza di pressione tra parti diverse del circuito è tale che richiederebbe per essere instaurata tubazioni di altezza spropositata con conseguenti inaccettabili ingombri.

Consideriamo il trasferimento di calore tra un fluido freddo ed una superficie calda. Il fluido nelle immediate vicinanze della superficie viene riscaldato per conduzione, la sua densità diminuisce ed esso tende a spostarsi verso l'alto per effetto della differenza di densità col fluido adiacente.

Il coefficiente di scambio è influenzato dalla forza di tipo gravitazionale dovuta all'espansione differenziata, dalla viscosità del fluido (che ostacola il moto) e dalla diffusione termica.

Il coefficiente di espansione termica, la viscosità cinematica, la diffusività termica e l'accelerazione di gravità sono le variabili da cui dipendono i numeri adimensionali caratteristici del fenomeno.

Il coefficiente di scambio dipende infatti dal numero di Nusselt, funzione a sua volta dei numeri di Prandtl e Grashof secondo una relazione del tipo:

$$\text{Nu} = c \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n \quad (6)$$

ove c ed n dipendono dalla configurazione fisica e dalla natura del flusso.

In particolare l'esponente n varia da 0.33 per moto turbolento a 0.25 per moto laminare. Può assumere valori ancora più bassi (0.1) in regioni che hanno un prodotto $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$ inferiore al caso di convezione naturale laminare.

Convezione forzata

Quando un fluido scorre su una superficie piana, si forma uno "strato limite" adiacente alla parete.

La velocità del fluido in corrispondenza della parete è nulla e cresce fino a raggiungere il suo valore massimo (quello della corrente libera) immediatamente oltre il confine dello strato limite.

Se lo strato limite è spesso, la resistenza termica è elevata e il coefficiente di scambio termico è basso.

Al bordo d'attacco della lastra piana lo spessore dello strato limite è teoricamente nullo e il coefficiente di scambio risulta infinito. Immediatamente a valle del bordo d'attacco il flusso è laminare e si ha quindi la "convezione forzata laminare". Al procedere lungo la piastra lo spessore dello strato limite cresce fino ad un valore critico. Oltre questo valore si sviluppa turbolenza all'interno dello strato, eccetto che per uno spessore molto sottile a ridosso della parete ("sottostrato laminare").

La regione intermedia fra l'interruzione dello strato limite e lo stabilizzarsi dello strato limite turbolento viene detta "zona di transizione". Poichè nel flusso principale la turbolenza incrementa notevolmente il flusso di calore, il coefficiente di scambio cresce rapidamente nella zona di transizione.

Lo strato limite turbolento inizia ad una distanza dal bordo d'attacco che corrisponde a numeri di Reynolds fra 300'000 e 500'000 se il bordo è ben sagomato; può iniziare in corrispondenza di numeri di Reynolds inferiori se il bordo è a spigolo vivo.

Per correnti in tubi o canali di piccolo diametro idraulico, se la velocità è sufficientemente bassa, lo strato limite laminare cresce fino ad incontrare quello della parete opposta. Successivamente al verificarsi di queste condizioni, la distribuzione di velocità nella corrente non varia più e non ha luogo la transizione a regime turbolento.

Per tubi di grande diametro o per velocità elevate si ha invece questa transizione, e si sviluppa in tutto il condotto un regime turbolento.

La dimensione geometrica che determina il numero di Reynolds critico è quindi il diametro idraulico del condotto, pari al diametro della tubazione se questa è a sezione circolare, altrimenti pari al diametro equivalente, che sarà definito nei prossimi paragrafi. Per tubi a

sezione circolare il flusso è laminare sotto un numero di Reynolds di circa 2100 e turbolento al di sopra di 10'000.

Esistono diversi sistemi per promuovere la turbolenza e quindi incrementare lo scambio termico: si tratta di dispositivi che complicano il percorso del fluido o lo frammentano, e che comunque lo ostacolano. Generalmente l'impiego di questi dispositivi comporta una maggiore richiesta di energia di pompaggio rispetto al caso normale.

Uno dei sistemi più economici per aumentare lo scambio termico, adatto per l'uso commerciale, è la modifica delle superfici lambite dalla corrente fluida: essa può spaziare dalla particolare finitura superficiale all'incremento dell'area delle superfici mediante l'aggiunta di alette.

Queste ultime vengono poste generalmente dal lato dello scambiatore di calore ove i coefficienti di scambio sono più bassi (come ad esempio il lato aria in uno scambiatore aria-acqua).

Lo scambio termico in monofase

Negli scambiatori recuperatori della soluzione concentrata e nel sottoraffreddatore del refrigerante si ha uno scambio termico in monofase in circolazione forzata.

Se gli scambiatori sono a tubi concentrici si utilizzano le correlazioni per deflusso interno ai tubi con i relativi diametri equivalenti (del tubo interno e dell'anulo).

Se si è in presenza di una configurazione tubi - mantello, si utilizzano per il fluido esterno ai tubi le correlazioni riportate nei medesimi paragrafi.

Valutazione del coefficiente di scambio in convezione forzata all'interno e all'esterno di un fascio tubiero

Si definiscono:

a) sezione fittizia

$$a_s = (P - d_e) \cdot b \cdot D_s/p \quad (7)$$

ove D_s è il diametro interno del mantello, b la distanza tra i setti, d_e è il diametro esterno dei tubi e p il passo;

b) velocità fittizia

$$v_s = W/(\rho_s \cdot a_s) \quad (8)$$

ove W è la portata in massa del fluido lato mantello e ρ_s la sua densità;

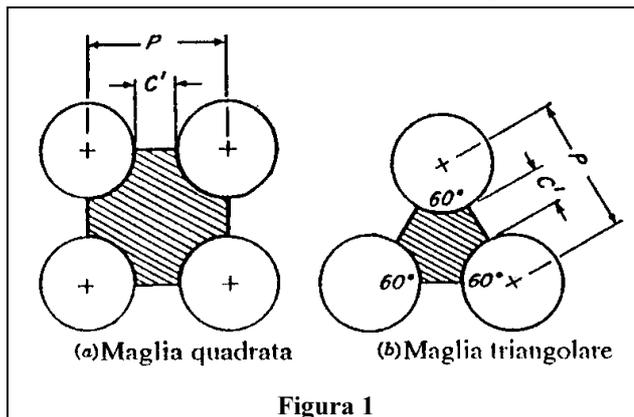
c) diametro equivalente

maglia quadrata o a quinconce:
$$D_e = 4(p^2 - \pi \cdot d_e^2/4)/(\pi \cdot d_e) \quad (9)$$

$$\text{maglia triangolare: } D_e = 8 \cdot \frac{(0.433p^2 - \pi \cdot d_e^2/8)}{\pi \cdot d_e} \quad (10)$$

$$\text{maglia generica (formula di Clarke-Davidson): } D_e = 1.15 \cdot p \sqrt{N} \quad (11)$$

ove N è il numero dei tubi (vedi fig. 1).



I valori dei coefficienti di scambio h_e ed h_i vengono allora determinati mediante il metodo di Kern nel quale si tiene anche conto dell'effetto delle variazioni di viscosità con la temperatura tramite il termine (μ/μ_w) . Tale metodo ha alcune limitazioni e fornisce indicazioni molto conservative per il progetto dello scambiatore, ma è semplice da usare, anche con calcoli manuali.

Per h_e si ha allora:

$$(j_h)_s = \frac{h_e \cdot D_e}{K_s} \cdot \left(\frac{C \cdot \mu_s}{K_s} \right)^{-1/3} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{-0.14} \quad (12)$$

da cui:

$$h_e = \frac{K_s \cdot (j_h)_s}{D_e} \cdot \left(\frac{C \cdot \mu_s}{K_s} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14} \quad (13)$$

ove (per il fluido lato mantello):

D_e : diametro equivalente, inteso come rapporto tra quattro volte l'area di passaggio del fluido ed il perimetro bagnato (si introduce il concetto di diametro equivalente quando il condotto in cui scorre il fluido non è a sezione circolare); si ricorda che il perimetro bagnato che si deve prendere in considerazione e quindi D_e è diverso a seconda che la formula in cui va utilizzato si riferisca allo scambio termico, come in questo caso, o alle perdite di carico);

μ_s : viscosità del fluido;

μ_{ws} : viscosità del fluido alla temperatura della parete di scambio;

K_s : conducibilità termica del fluido;

C : calore specifico;

$(j_h)_s$: fattore di scambio termico.

Quest'ultimo è espresso dalle seguenti relazioni:

$$(j_h)_s = 0.641 \cdot Re_s^{0.46} \quad 10 \leq Re_s \leq 200 \quad (14)$$

$$(j_h)_s = 0.491 \cdot Re_s^{0.51} \quad 200 < Re_s < 5000 \quad (15)$$

$$(j_h)_s = 0.351 \cdot Re_s^{0.55} \quad 5000 \leq Re_s \leq 10^6 \quad (16)$$

ove $Re_s = G_s \cdot D_e / \mu_s$ è il numero di Reynolds lato mantello, in cui $G_s = W/a_s$ è la portata specifica di massa.

Per h_i si ha parimenti:

$$h_i = \frac{K_t \cdot (j_h)_t}{d_i} \cdot \left(\frac{C \cdot \mu_t}{K_t} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0.14} \quad (17)$$

ove però le grandezze in gioco sono riferite al fluido lato tubi e precisamente:

- d_i : diametro interno dei tubi;
- μ_t : viscosità;
- μ_{wt} : viscosità del fluido alla temperatura della parete di scambio;
- K_t : conducibilità termica del fluido;
- C : calore specifico;
- $(j_h)_t$: fattore di scambio termico.

Il valore di $(j_h)_t$ è ben interpolato dalle seguenti relazioni:

$$(j_h)_t = 1.86 \cdot Re_t^{1/3} (L/d_i)^{-1/3} \quad Re_t < 2100 \quad (18)$$

$$(j_h)_t = 0.116 \cdot (Re_t^{2/5} - 125) \cdot [(1 + (d_i/L)^2)^{2/3}] \quad 2100 \leq Re_t \leq 10000 \quad (19)$$

$$(j_h)_t = 0.027 \cdot Re_t^{0.8} \quad Re_t > 10000 \quad (20)$$

ove L è la lunghezza del fascio tubiero, $Re_t = G_t \cdot d_i / \mu_t$ è il numero di Reynolds lato tubi, in cui $G_t = w/a_t$ è la portata specifica di massa (essendo w la portata in massa ed $a_t = \pi \cdot N \cdot d_i^2/4$ l'area di passaggio del fluido lato tubi).

Per h_i si può anche utilizzare la correlazione di Dittus-Boelter:

$$h_i \cdot d_i / K_t = 0.023 \cdot Re_t^{0.8} \cdot Pr^{0.3 \div 0.4} \quad (21)$$

nella quale l'esponente del numero di Prandtl si assume pari a 0.3 o 0.4 a seconda che il fluido si vada raffreddando o riscaldando.

Valutazione del coefficiente di scambio esternamente a tubi alettati con alette circolari trasversali

La valutazione del coefficiente di scambio termico esternamente a tubi alettati (con alette circolari trasversali), può essere effettuata tramite una correlazione che interpola i dati sperimentali di Jameson, posta nella forma:

$$j_H = \frac{h_f \cdot D_e}{K} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{K} \right)^{-1/3} = f(\text{Re}) \quad (22)$$

ove:

h_f	:	coefficiente di scambio termico	[W/(m ² ·°C)];
K	:	conducibilità termica del fluido	[W/(m·°C)];
C_p	:	calore specifico del fluido	[J/(kg·°C)];
μ	:	viscosità del fluido	[kg/(m·s)];
D_e	:	diametro equivalente	[m];
Re	:	numero di Reynolds.	

Il diametro equivalente è definito come:

$$D_e = \frac{2(A_f + A_0)}{\pi \cdot P_p} \quad (23)$$

in cui:

A_f	:	superficie delle alette per unità di lunghezza del tubo;
A_0	:	superficie esterna del tubo non occupata dalle alette per unità di lunghezza del tubo;
P_p	:	perimetro proiettato, per unità di lunghezza del tubo.

La figura 2 mostra le grandezze significative necessarie alla valutazione di D_e .

$$A_f = \frac{\pi}{4} \cdot [(d_t + 2a)^2 - d_t^2] \cdot 2 \cdot 1/S \quad [\text{m}^2/\text{m}]$$

(24);

$$A_0 = \pi \cdot d_t \cdot [1 - b/S] \quad [\text{m}^2/\text{m}]$$

(25);

$$P_p = 2a \cdot 2 \cdot 1/s + 2 \cdot (1 - b/S) \quad [\text{m}/\text{m}] \quad (26).$$

Si noti che $n = L/S$ è il numero di alette presenti nella lunghezza L e quindi $1/S$ è il numero di alette per unità di lunghezza del tubo.

Il numero di Reynolds è definito come:

$$\text{Re} = D_e \cdot G/\mu$$

ove G è definita come la velocità di massa [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$] attraverso l'area di passaggio ortogonale ai tubi.

Ad esempio, con riferimento alla figura 3, in cui una fila di N_t tubi è posta ortogonalmente al deflusso in un condotto di dimensioni $H \times W$, l'area di passaggio da considerare è:

$$A_p = (H \cdot W) - (N_t \cdot d_t \cdot W) - N_t \cdot (2 \cdot a \cdot b \cdot 1/S \cdot W) \quad (27)$$

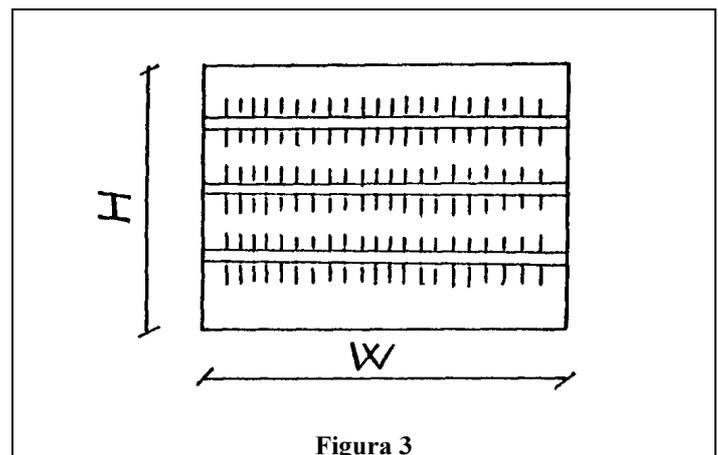
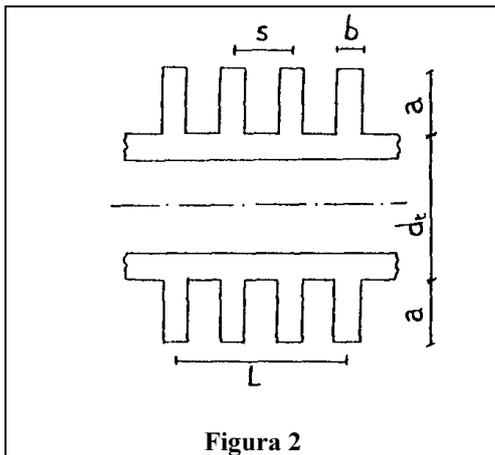
ove i simboli d_t , a , b , S hanno il medesimo significato visto in precedenza.

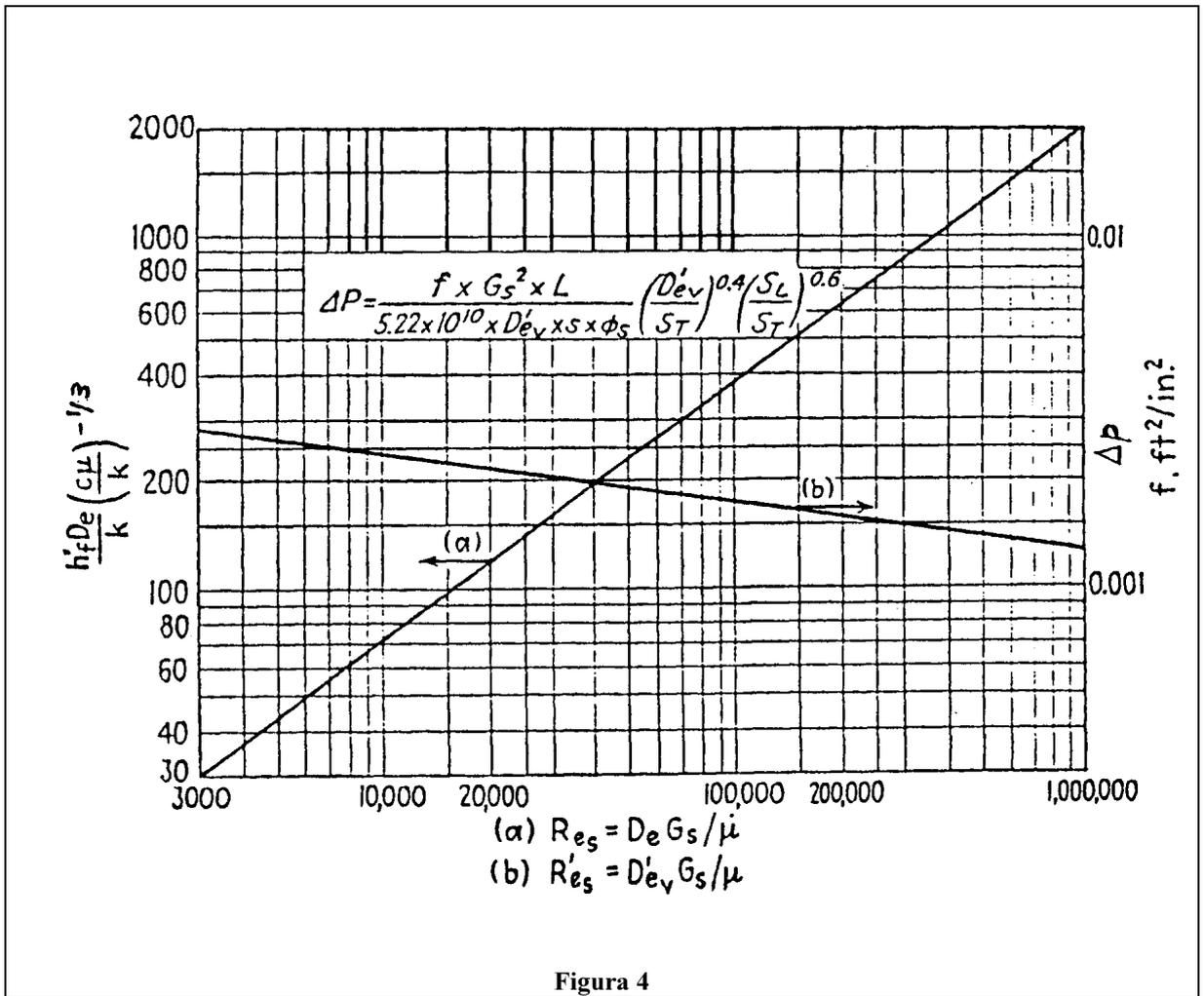
La correlazione utilizzata, ottenuta dal grafico allegato (fig. 4, curva a) è la seguente:

$$j_H = 0.08625 \cdot \text{Re}^{0.73015} \quad (28)$$

da cui:

$$h_f = \frac{K}{D_e} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{K} \right)^{1/3} \cdot 0.08625 \cdot \text{Re}^{0.73015} \quad (29)$$





Valutazione del coefficiente di scambio esternamente a tubi alettati con alette longitudinali

Nel caso di alette longitudinali si può utilizzare ancora la (21) per valutare il coefficiente di scambio h_f , sostituendo però al diametro d_i il diametro equivalente termico dato dalla:

$$D_e = \frac{4A_p}{N_t \cdot (A_0 + A_f)} \tag{30}$$

A_p è l'area di passaggio, data da:

$$A_p = \frac{\pi D_m^2}{4} - \left(\frac{\pi d_i^2}{4} + s \cdot b \cdot a \right) \cdot N_t \tag{31}$$

ove D_m è il diametro del mantello. A_f e A_0 sono rispettivamente:

$$A_f = 2 \cdot a \cdot s \quad [m^2/m] \tag{32}$$

la superficie delle alette per unità di lunghezza del tubo, e:

$$A_0 = \pi \cdot d_t \cdot s \cdot b \quad [\text{m}^2/\text{m}] \quad (33)$$

la superficie esterna del tubo non occupata dalle alette per unità di lunghezza del tubo. Il significato delle grandezze s , b ed a è illustrato in figura 5.

Correzione del coefficiente di scambio termico per la presenza delle alette

Il coefficiente h_f calcolato in precedenza viene corretto per effetto della presenza delle alette, al fine di riferire il coefficiente di scambio termico globale all'area interna dei tubi.

Le alette sono caratterizzate da un'efficienza Ω di cui si tiene conto effettuando la correzione seguente:

$$h'_f = (\Omega \cdot A_f + A_0) \cdot \frac{h_f}{A_i} \quad (34)$$

ove A_f ed A_0 hanno il significato già richiamato in precedenza e A_i è l'area di scambio termico interna al tubo.

L'efficienza Ω delle alette circolari trasversali è fornita dal grafico seguente (fig. 6), dove è anche indicato il significato dei simboli e la relazione analitica che consente di valutare Ω . Con i simbolismi introdotti in questa sede, si ha:

$$U_b = \frac{d_i}{2} \cdot \sqrt{h_f \cdot (K_f \cdot 2/b)} \quad ; \quad U_e = U_b \cdot \left(\frac{d_i + 2a}{d_i} \right) \quad (35)$$

con K_f conducibilità termica delle alette.

L'efficienza Ω delle alette longitudinali si calcola invece con la:

$$\Omega = \frac{\tanh(M \cdot a)}{M \cdot a} \quad (36)$$

con:

$$M = \left(\frac{2h_f}{K_f \cdot b} \right)^{1/2} \quad (37)$$

e le altre grandezze sono quelle introdotte nel paragrafo precedente.

Detto h_i il coefficiente di scambio termico interno al tubo esternamente alettato, il coefficiente globale di scambio è riferito alla superficie interna:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_i} + \frac{r_i \cdot \ln(r_e/r_i)}{K_t} + R_f} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (38)$$

ove R_f è la resistenza di sporramento, r_e ed r_i sono rispettivamente il raggio esterno ed interno del tubo e K_t è la conducibilità termica del materiale del tubo.

Il fattore correttivo della ΔT_{LM}

Si riportano in figura 7 dei grafici che esprimono il fattore correttivo della ΔT_{LM} (differenza di temperatura logaritmica media) per le possibili disposizioni dei tubi rispetto al deflusso d'aria.

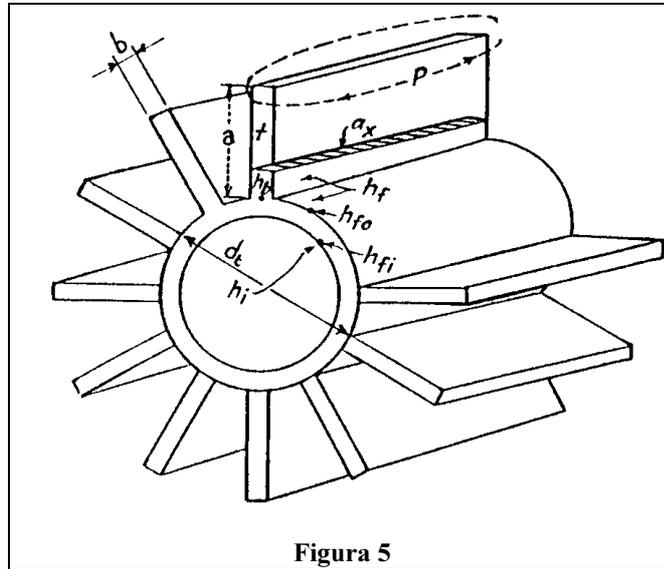


Figura 5

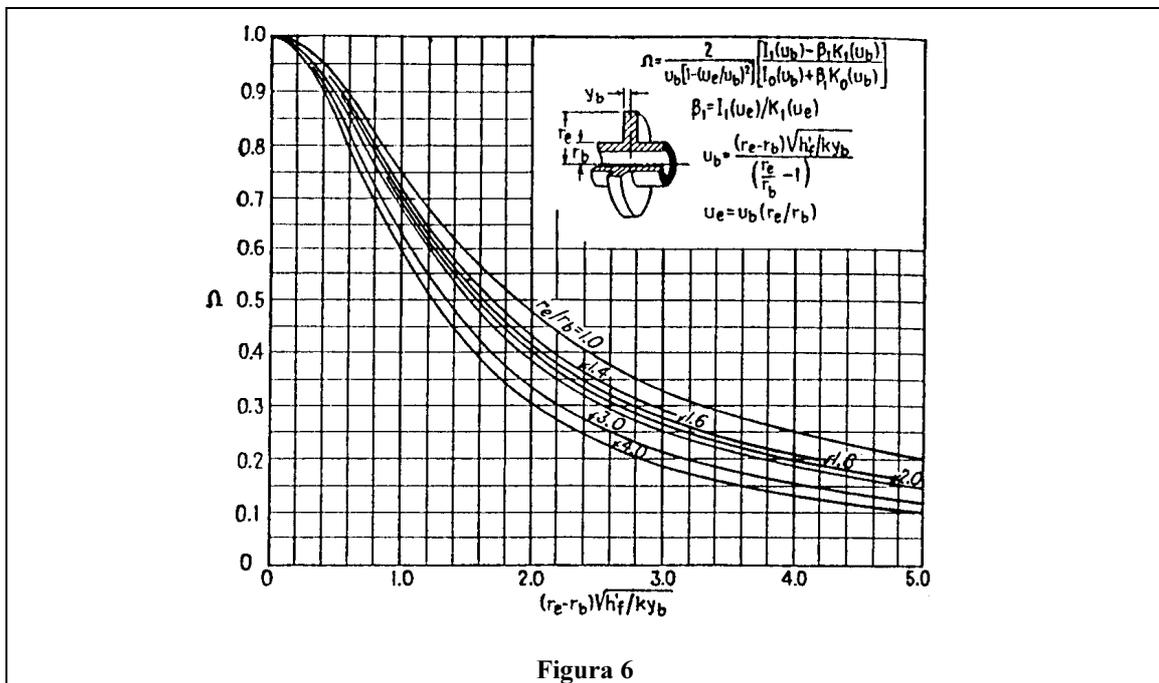


Figura 6

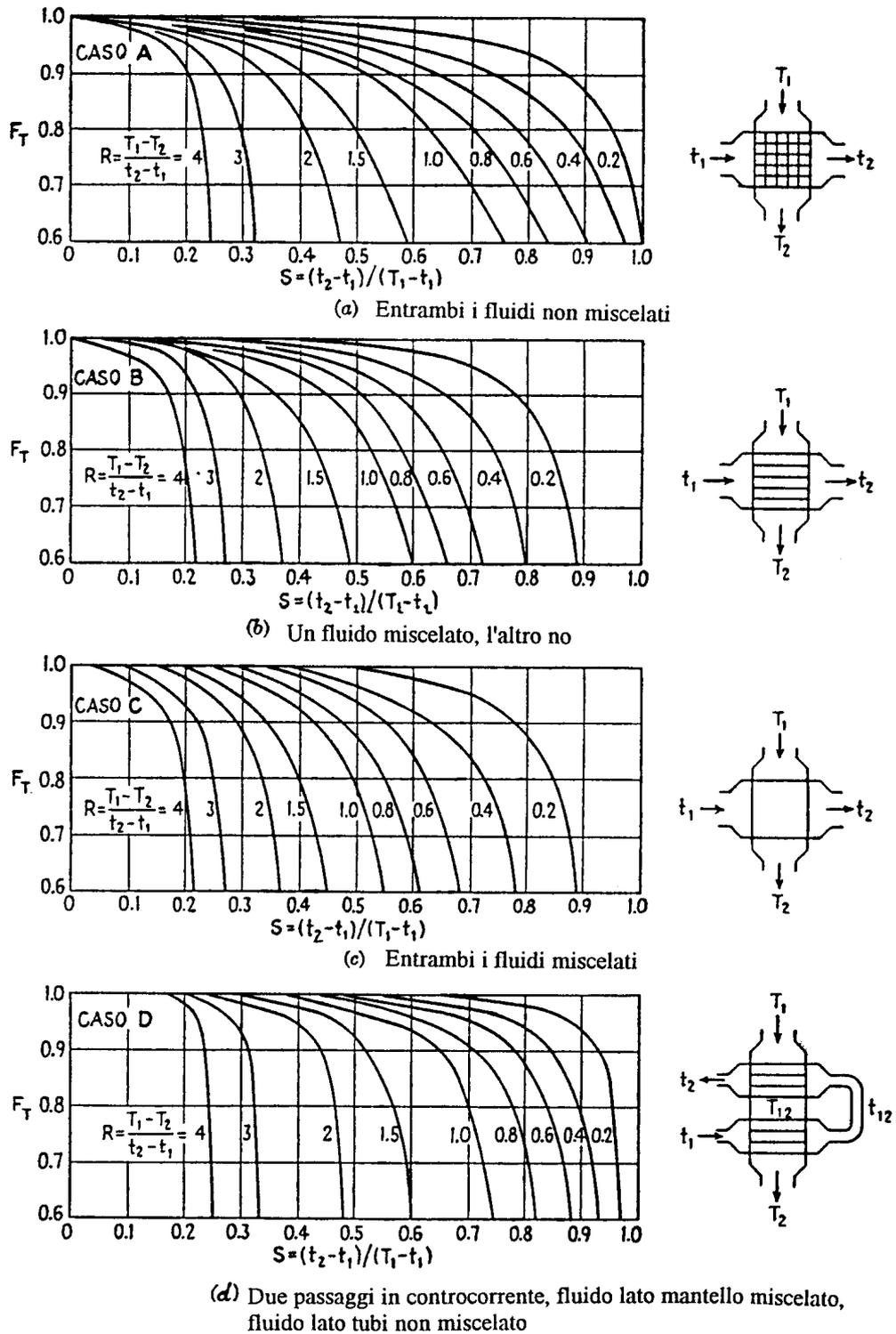


Figura 7

Lo scambio termico in cambiamento di fase

Il flusso di una miscela bifase è caratterizzato da diversi regimi di scambio termico e di corrente, sia che lo scambio avvenga in convezione naturale sia che avvenga in convezione forzata.

Le proprietà termodinamiche e di trasporto del vapore e del liquido, la rugosità e la bagnabilità delle superfici e altri parametri influenzano in maniera differente i coefficienti di scambio. E' quindi necessario considerare ogni regione diversamente caratterizzata separatamente dalle altre, per determinare il coefficiente di scambio ad essa relativo.

Nei condensatori delle macchine ad assorbimento si ha generalmente condensazione interna ai tubi; se il raffreddamento è ad aria, i tubi sono alettati e sono lambiti esternamente da aria in convezione forzata.

Per l'assorbitore il raffreddamento ad aria viene realizzato con una configurazione analoga a quella ora vista per il condensatore.

Per l'evaporatore (riscaldato ad acqua) si può utilizzare la correlazione riportata nel prossimo paragrafo nel caso si abbia evaporazione esterna ad una serpentina, all'interno della quale l'acqua da raffreddare segue le correlazioni presentate nei paragrafi relativi allo scambio in monofase.

Il generatore di bassa pressione viene dimensionato sulla base delle correlazioni per condensazione interna ai tubi ed evaporazione esterna ai tubi.

Evaporazione all'esterno di un fascio tubiero

Il coefficiente di scambio termico nell'evaporatore viene valutato ipotizzando una configurazione in cui l'acqua da raffreddare è interna ai tubi e il refrigerante da evaporare viene spruzzato all'esterno di questi. In tali condizioni, vista la piccola differenza di temperatura prevista, non si ha ebollizione, ma evaporazione superficiale del film di liquido.

Il coefficiente di scambio termico è espresso dalla:

$$Nu = 0.25 \cdot Re^{0.62} \cdot Pr^{0.38} \cdot (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (39)$$

nella quale si può assumere: Pr_w (no. di Prandtl di parete) $\cong Pr$, essendovi piccole differenze di temperatura tra parete e pelo evaporante (≈ 1 °C), per cui si può così semplificare:

$$\frac{h \cdot D_e}{k} = Nu = 0.25 \cdot Re^{0.62} \cdot Pr^{0.38} \quad (40)$$

Re	=	$\rho \cdot v \cdot d_e / \mu$;
Pr	=	$C_p \cdot \mu \cdot (1000 \cdot K)$;
μ	:	viscosità dinamica	[kg/(m·s)];
C_p	:	calore specifico	[kJ/(kg·°C)];
k	:	conducibilità termica	[W/(m ² ·°C)].

La velocità del liquido nell'attraversamento del fascio tubiero dell'evaporatore è definita da:

$$v = (v_0^2 + 2 \cdot 9.81 \cdot (\text{pasv} - d_e))^{0.5} \quad [\text{m/s}];$$

con:

$$v_0 = 4.492 \cdot (\Gamma_s^{0.48}) / (\mu / \rho)^{0.15} \quad [\text{m/s}];$$

$$\Gamma_s = \Gamma_l / (3600 \cdot \rho \cdot N_v \cdot L_t) \quad [\text{m}^3 / (\text{s} \cdot \text{m})];$$

pasv : passo verticale [m];

d_e : diametro esterno dei tubi [m];

Γ_l : portata di liquido [kg/h];

N_v : no. di file verticali del fascio tubiero;

L_t : lunghezza del fascio tubiero [m].

Condensazione all'interno dei tubi

Tubi verticali

Si utilizza la correlazione di Carpenter e Colburn:

$$h = 0.065 \cdot \left(\frac{C_{pl} \cdot k_l \cdot \rho_l \cdot f'}{2 \cdot \mu_l \cdot \rho_l} \right)^{0.5} \cdot G_m \quad [\text{unità di misura congruenti}] \quad (41)$$

in cui:

$$G_m = \sqrt{\frac{G_i^2 + G_o \cdot G_i + G_o^2}{3}} \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (42)$$

Le proprietà fisiche del liquido (C_{pl} , k_l , ρ_l , μ_l) sono valutate alla temperatura media del film:

$$t_f = t_{\text{SAT}} - 0.75 \cdot (t_{\text{SAT}} - t_w) \quad (43)$$

(t_w = temperatura di parete).

G è la portata specifica di massa del vapore (i = ingresso del tubo; o = uscita dal tubo) e il fattore f' è il fattore di attrito del vapore all'interno di un tubo contenente condensato:

$$f' = \frac{0.184}{4} \cdot \left(\frac{G_m \cdot D}{\mu_v} \right)^{-0.2} \quad (44)$$

Quest'ultimo può essere ottenuto tramite la figura 8, nella quale il parametro delle curve è $\Gamma_1/(\rho_l \cdot \sigma_r)$ dove Γ_1 è la portata di liquido, ρ_l la sua densità e σ_r la tensione superficiale del liquido relativa a quella dell'acqua. Il numero di Reynolds del vapore fa riferimento alle velocità del vapore come se non fosse presente il liquido.

Tubi orizzontali

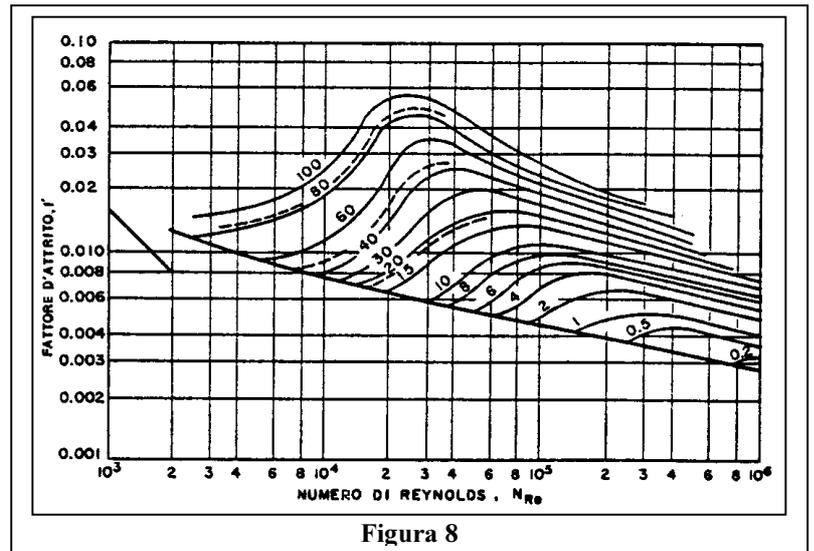


Figura 8

Il coefficiente di scambio termico dipende dal numero di Reynolds del vapore e del liquido.

$$a) \quad Re_l = \frac{D \cdot G_l}{\mu_l} < 5000$$

$$\text{se} \quad 1000 < \frac{D \cdot G_v}{\mu_l} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} < 20000 \quad :$$

$$\frac{h \cdot D}{k_l} = 13.8 \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\lambda}{C_p \cdot \Delta T} \right)^{1/6} \cdot \left[\frac{D \cdot G_v}{\mu_l} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{0.2}$$

$$\text{se} \quad 20000 < \frac{D \cdot G_v}{\mu_l} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} < 100000 ;$$

$$\frac{h \cdot D}{k_l} = 0.1 \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\lambda}{C_p \cdot \Delta T} \right)^{1/6} \cdot \left[\frac{D \cdot G_v}{\mu_l} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{2/3} \quad (45)$$

$$b) \quad Re_l > 5000$$

$$\text{se} \quad \frac{D \cdot G_v}{\mu_l} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} > 20000 \quad :$$

$$\frac{h \cdot D}{k_l} = 0.026 \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{D \cdot G_E}{\mu_l} \right)^{0.8} \quad (46)$$

ove:

$$\begin{aligned} G_E &= G_V (\rho_l / \rho_v) + G_l && ; \\ \Delta t &= T_{SAT} - T_W && ; \\ \lambda &: \text{calore latente di condensazione.} \end{aligned}$$

Le unità di misura sono quelle del sistema internazionale.

APPENDICE 2 - VALUTAZIONE DELLE CADUTE DI PRESSIONE

Le cadute di pressione distribuite

Poichè la maggioranza dei componenti fondamentali di una macchina ad assorbimento sono costituiti essenzialmente da tubazioni di diametro relativamente modesto e di lunghezza non indifferente, si capisce come il calcolo delle cadute di pressione sia un aspetto da non sottovalutare in sede di progettazione. Nei paragrafi che seguono sono riportate alcune correlazioni semi-empiriche per la valutazione delle cadute di pressione nei componenti di una macchina ad assorbimento.

Le cadute di pressione in monofase

Convezione forzata, interno ed esterno tubi

Le cadute di pressione lato mantello sono proporzionali al numero di volte che il fluido attraversa il fascio tubiero (e quindi al numero dei setti), alla distanza tra i diaframmi, al diametro interno del mantello, al taglio dei setti.

La caduta di pressione che tiene conto anche delle perdite nei bocchelli d'ingresso e d'uscita è espressa dalla seguente correlazione:

$$\Delta p = 8 \cdot (j_f)_s \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right) \cdot \left(\frac{D_s}{D_e} \right) \cdot \left(\frac{L}{b} \right) \cdot \left(\frac{G_s^2}{2 \cdot \rho_s} \right) \quad (1)$$

per ciascun passaggio lato mantello.

Il coefficiente di caduta di pressione $(j_f)_s$ secondo Kern, per setti trasversali tagliati per il 25%, è ben interpolato dalle seguenti relazioni:

$$(j_f)_s = 7.45 / \text{Re}_s^{0.983} \quad 10 \leq \text{Re}_s < 30 \quad (2);$$

$$(j_f)_s = 3.73 / \text{Re}_s^{0.78} \quad 30 \leq \text{Re}_s < 60 \quad (3);$$

$$(j_f)_s = 1.37 / \text{Re}_s^{0.536} \quad 60 \leq \text{Re}_s < 150 \quad (4);$$

$$(j_f)_s = 0.438 / \text{Re}_s^{0.308} \quad 150 \leq \text{Re}_s < 300 \quad (5);$$

$$(j_f)_s = 0.227 / \text{Re}_s^{0.193} \quad 300 \leq \text{Re}_s \leq 10^6 \quad (6);$$

Per quanto riguarda le cadute di pressione lato tubi si possono utilizzare le relazioni note per i tubi ed i condotti. Una di queste, per resistenze uniformemente distribuite, è quella di Moody:

$$\Delta p_t = 1/2 \cdot f_m \cdot \rho_t \cdot v_t^2 \cdot L/d_i \quad (7)$$

valida per ciascun passaggio lato tubi, essendo ρ_t la densità del fluido lato tubi e v_t la sua velocità.

Il fattore di Moody f_m può essere ricavato da appositi diagrammi ed è comunque ben espresso dalla relazione di Colebrook che è valida sia se il fluido è in moto laminare sia se è in moto turbolento:

$$1/\sqrt{f_m} = -2 \cdot \log_{10}[\epsilon/3.7 + 2.51/(\text{Re}_t \cdot \sqrt{f_m})] \quad (8)$$

dove $\epsilon = e/d_i$ è la rugosità relativa dei tubi essendo e la rugosità assoluta cioè l'altezza media delle asperità.

Per quanto riguarda le perdite concentrate, bisogna considerare quelle dovute all'imbocco ed allo sbocco oltre a quelle per variazione di direzione nel caso di più passaggi.

Siano:

$$\Delta p_{\text{imb}} = k_{\text{imb}} \cdot 1/2 \rho \cdot v^2 \quad (9),$$

$$\Delta p_{\text{sb}} = k_{\text{sb}} \cdot 1/2 \rho \cdot v^2 \quad (10);$$

con v = velocità del fluido nella sezione di passaggio minore. Si assumono conservativamente $k_{\text{imb}} = 0.5$ e $k_{\text{sb}} = 1$.

Tubi alettati esternamente con alette circolari trasversali

Si può utilizzare la correlazione di Gunter e Shaw:

$$\Delta p = \frac{f \cdot G^2 \cdot L_p}{2 \cdot D_{ev} \cdot \rho \cdot \Phi_s} \cdot \left(\frac{D_{ev}}{S_T}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.6} \quad [\text{Pa}] \quad (11)$$

ove:

L_p	:	lunghezza del percorso	[m];
G	:	portata specifica di massa	[kg/(m ² · s)];
D_{ev}	:	diametro equivalente volumetrico	[m];
S_T	:	passo fra due tubi della stessa fila trasversale	[m];
S_L	:	passo fra due tubi vicini di due file contigue	[m];
f	:	fattore di attrito (funzione del numero di Reynolds);	
Φ_s	:	fattore di correzione della viscosità (per aria $\Phi_s = 1$);	
ρ	:	densità del fluido	[kg/m ³].

Il fattore di attrito f è esprimibile mediante la relazione:

$$f = 1.23475 \cdot \text{Re}^{-0.1392} \quad (12)$$

ottenuta dal grafico allegato in precedenza (Appendice 1, fig. 4, curva b).

Il numero di Reynolds è:

$$\text{Re} = \frac{G \cdot D_{\text{ev}}}{\mu} \quad (13)$$

Il diametro equivalente volumetrico è definito come:

$$D_{\text{ev}} = \frac{4 \cdot V_1}{A_A} \quad (14)$$

In cui A_A è la superficie bagnata dal fluido sulla quale si hanno le cadute di pressione e V_1 è il volume libero compreso fra due successive file di tubi.

Con riferimento al simbolismo riportato in figura, per unità di lunghezza del tubo:

$$V_L = S_T \cdot S_L \cdot \sin\alpha - \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 - \frac{\pi}{4} \cdot [(d_t+2a)^2 - d_t^2] \cdot b \cdot \frac{1}{s} \quad [\text{m}^3/\text{m}] \quad (15)$$

ove A_f e A_0 hanno il medesimo significato riportato in precedenza, così come i simboli d_t , a , b ed s .

La lunghezza L_P è data da:

$$L_P = S_L \cdot \sin\alpha \cdot N_V \quad (16)$$

ove N_V è il numero di file verticali di tubi incontrate "in cross" dal deflusso esterno.

Le cadute di pressione in cambiamento di fase

Condensazione all'interno dei tubi

Per la valutazione delle cadute di pressione si considerano i termini di attrito, di accelerazione e gravitazionale:

$$-\frac{\partial p}{\partial z} = -\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_f - \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_a - \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_g \quad (17)$$

Per il calcolo delle cadute di pressione per attrito si utilizza la correlazione di Duchler:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_f = -\frac{2 \cdot G^2 \cdot f_0 \cdot a(\lambda) \cdot \beta}{D_i \cdot \rho} \quad [\text{Pa/m}] \quad (18)$$

ove:

$$f_0 = 0.0014 + 0.125 \cdot \left(\frac{4 \cdot \Gamma \cdot \beta}{\pi \cdot D_i \cdot \mu}\right)^{-0.32} \quad (19)$$

$$a(\lambda) = 1 - \frac{\ln(\lambda)}{1.281 + 0.478 \cdot \ln(\lambda) + 0.444 \cdot (\ln(\lambda))^2 + 0.094 \cdot (\ln(\lambda))^3 + 0.00843 \cdot (\ln(\lambda))^4} \quad (20)$$

$$\beta = \left(\frac{\rho_l}{\rho} \right) \cdot \frac{\lambda^2}{1 - \alpha} + \left(\frac{\rho_v}{\rho} \right) \cdot \frac{(1 - \lambda)^2}{\alpha} \quad (21)$$

$$\bar{\rho} = \rho_l \cdot \lambda + \rho_v \cdot (1 - \lambda) \quad : \quad \text{densità media della miscela;}$$

$$\bar{\mu} = \mu_l \cdot \lambda + \mu_v \cdot (1 - \lambda) \quad : \quad \text{viscosità media della miscela;}$$

$$\lambda = \frac{(1 - x) \cdot \rho_v}{x \cdot \rho_l} \quad : \quad \text{rapporto della portata volumetrica del liquido rispetto alla totale.}$$

La frazione di vuoto α può essere determinata tramite la relazione generale:

$$\alpha = \frac{1}{1 + A \cdot \left(\frac{1 - x}{x} \right)^B \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^C \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^D} \quad (22)$$

ove A, B, C e D sono delle costanti cui i diversi ricercatori hanno dato i valori riportati in tabella 1.

Il fattore f_0 è in realtà il fattore di attrito in condizioni adiabatiche. In presenza di scambio di calore si ha:

$$\frac{f_c}{f_0} = \exp\left(\frac{\varepsilon}{2 \cdot f_0} \right) - \frac{\xi}{f_0} \quad (23)$$

ove:

$$\xi = \frac{D_i \cdot \alpha}{2 \cdot x} \cdot \frac{dx}{dz} \quad \text{è la rugosità.}$$

Il gradiente dx/dz può essere approssimato con $(-1/L)$ ipotizzando che la variazione del titolo x sia lineare da 1 a 0 nel tratto di lunghezza L .

Modello	A	B	C	D
Omogeneo (Collier 1972)	1.0	1.0	1.0	0.
Lockhard- Martinelli (1949)	0.28	0.64	0.36	0.07
Baroczy (1963)	1.0	0.74	0.65	0.13
Thom (1964)	1.0	1.0	0.89	0.18
Zivi (1964)	1.0	1.0	0.67	0.
Turner-Wallis (1965)	1.0	0.72	0.40	0.08

Tabella 1 - Costanti A, B, C, D per la valutazione della frazione di vuoto

La perdita di carico per accelerazione è espressa dalla seguente formula:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_a = -G^2 \cdot \frac{dx}{dz} \cdot \left\{ \frac{2x}{\rho_v + \alpha} - \frac{2 \cdot (1-x)}{\rho_l \cdot (1-\alpha)} + B \cdot \left[\frac{\alpha \cdot (1-x)}{x \cdot \rho_l \cdot (1-\alpha)} - \frac{x \cdot (1-\alpha)}{\alpha \cdot \rho_v \cdot (1-x)} \right] \right\} \quad (24)$$

ove B ha il medesimo valore della costante citata in precedenza.

Le cadute di pressione gravitazionali sono esprimibili come:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_g = -\rho \cdot g \quad (25)$$

Le cadute di pressione negli scambiatori a piastre

In questo paragrafo vengono presi in considerazione esclusivamente scambiatori di calore a piastre funzionanti con tutti i passaggi di ciascun fluido "in parallelo". Ciò significa che la portata di ciascun fluido si distribuisce per tutta la lunghezza del pacco piastre, alimentando contemporaneamente tutti i canali predisposti per quel fluido. Normalmente si ha un numero di canali disponibili per il fluido primario pari a quello del fluido secondario.

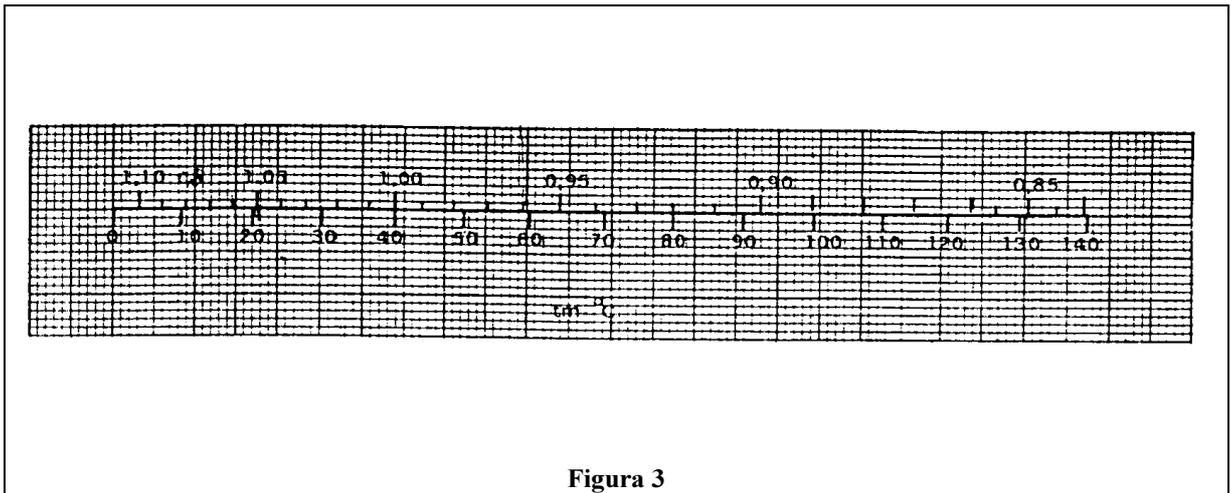
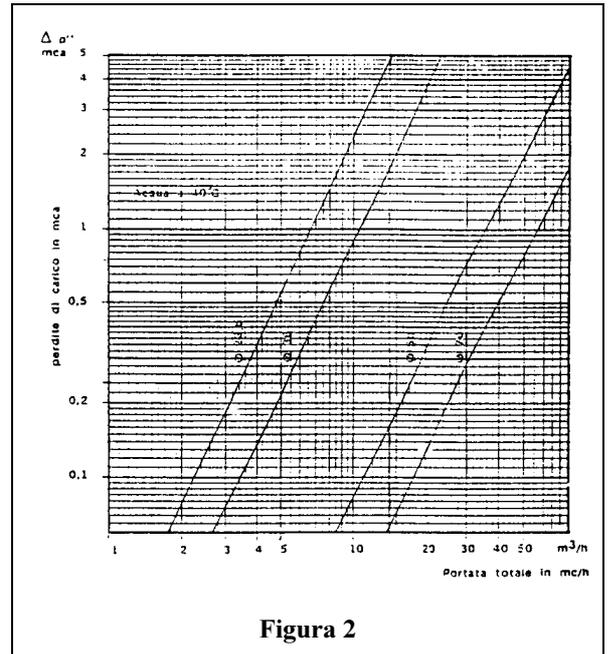
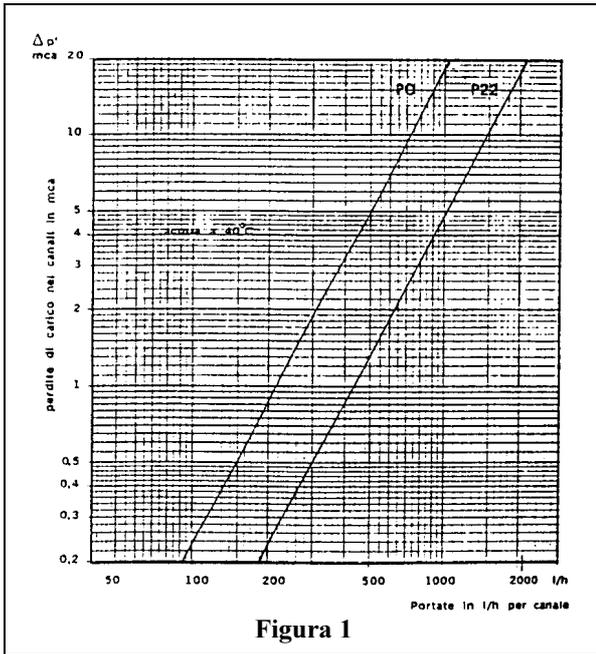
Le cadute di pressione sono costituite dalla somma di due valori: le cadute di pressione che si hanno nei canali e le cadute di pressione che si hanno nei bocchelli di alimentazione.

I diagrammi delle figg. 1 e 2 danno queste perdite per due tipi di scambiatore: il tipo P0, che ha piastre con superficie di 0.032 m², ed il tipo P22, con piastre da 0.12 m².

Il primo diagramma si riferisce ad acqua a 40°C e dà le cadute di pressione nei canali in mca in funzione della portata per canale $q = Q/\text{no. canali}$, essendo Q la portata totale in l/h.

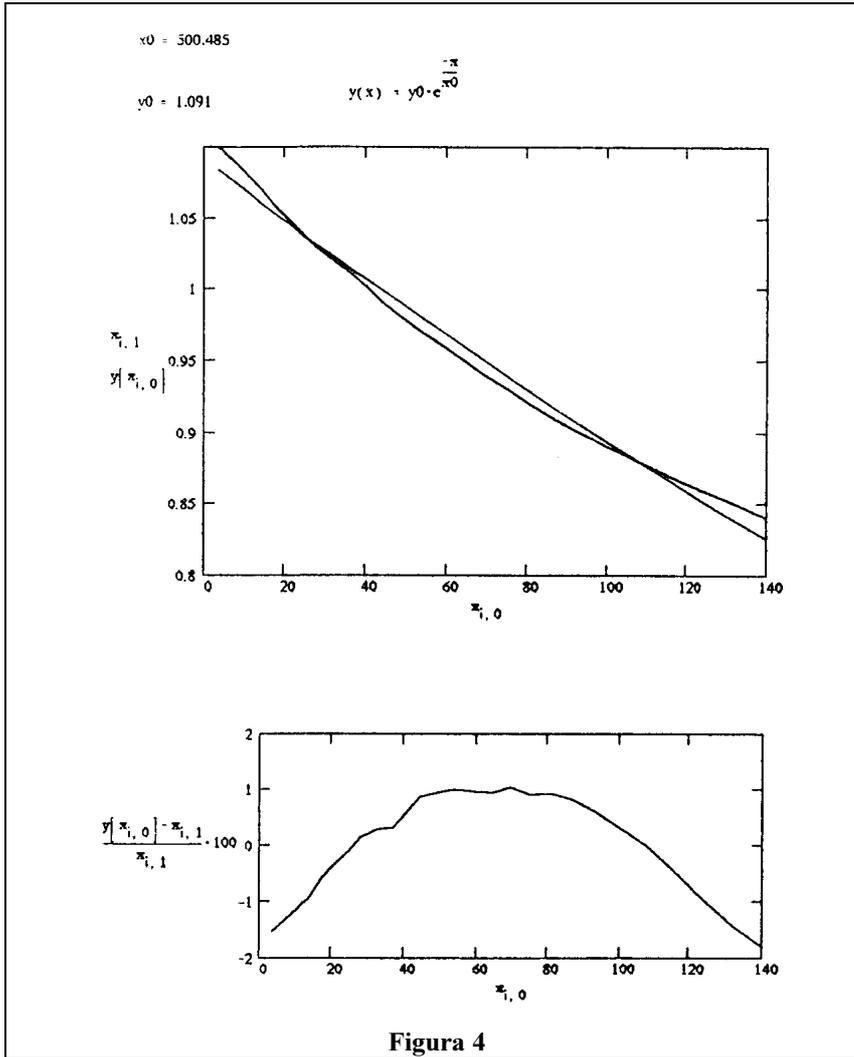
Il secondo diagramma, sempre riferito ad acqua a 40°C, dà le cadute di pressione nei bocchelli in mca in funzione della portata totale in m³/h e del diametro dei bocchelli (in mm).

Il diagramma di fig. 3 fornisce invece un coefficiente correttivo, da applicare ad entrambi i valori ricavati dai diagrammi precedenti, per una temperatura media (tra ingresso ed uscita del



fluido) diversa da 40°C. La forma analitica approssimata di tale coefficiente in funzione della temperatura media t_m compare in fig. 4 insieme alla rappresentazione grafica della stessa funzione, di quella reale e della funzione d'errore.

$$y(x) = y_0 \cdot e^{\frac{-x}{x_0}} \quad ; \quad x_0 = 500.485, \quad y_0 = 1.091$$

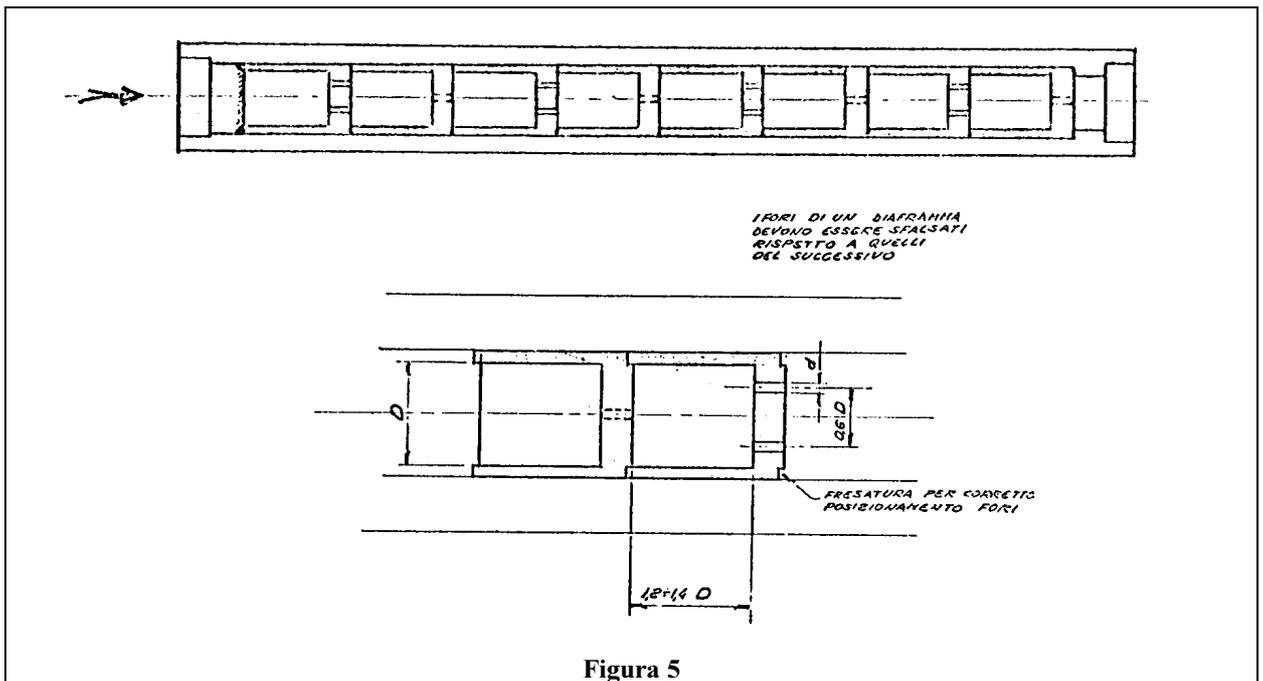


Le cadute di pressione concentrate

Le cadute di pressione attraverso i diaframmi

I diaframmi sono setti di spessore variabile in cui sono praticati uno o più fori di diametro anch'esso variabile. Assieme alla distanza fra un setto e l'altro, il diametro dei fori in particolare, ma anche lo spessore, determinano l'entità delle cadute di pressione, stabilite pressione e velocità del fluido. La trattazione teorica dei diaframmi è ben nota e non sarà qui ripetuta, si ritiene invece utile riportare succintamente alcuni formulismi semi-empirici che fanno parte delle norme ASME.

Tali formulismi si distinguono in diverse



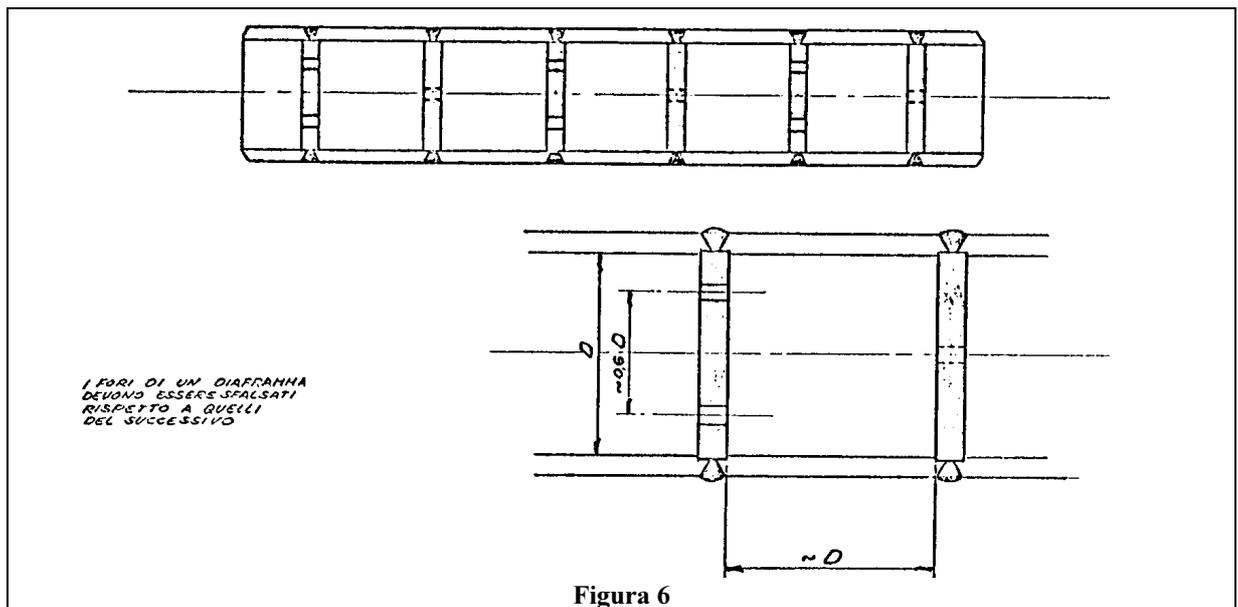


Figura 6

categorie a seconda che il fluido si mantenga monofase durante l'attraversamento degli orifizi o che sia monofase in ingresso e bifase in uscita, e a seconda del numero di "salti" in cui è suddivisa la caduta di pressione. Si forniscono inoltre i valori di coefficienti empirici per ben determinate caratteristiche geometriche e costruttive del restrittore (vedi figure 5 e 6).

La relazione portata/differenza di pressione che caratterizza un riduttore costituito da un unico diaframma con un foro circolare concentrico è la seguente:

$$\Gamma = 359 \cdot K \cdot Y \cdot \text{Fatt} \cdot X^2 \cdot D^2 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \gamma} \quad (26)$$

ove:

- Γ = portata in massa [lb/h]
- X = rapporto di strozzamento = d/D
- D = diametro interno del tubo [in]
- d = diametro del foro [in]
- K = coefficiente di scarico = $F \cdot C$
- F = coefficiente di velocità, che tiene conto dei fenomeni dissipativi e va moltiplicato per la velocità di Torricelli per ottenere la velocità del fluido nella sezione contratta
- C = coefficiente di contrazione = $1 - 0.22 \cdot \text{tg} \delta$ con: δ = semiapertura (per boccali conici)
- Y = fattore di espansione (per i liquidi $Y = 1$)
- Fatt = fattore di correzione per la temperatura
- Δp = differenza di pressione [inH₂O]
- γ = peso specifico del fluido a monte [lb/ft³]

Generalmente si può porre: $K = 0.61 \div 0.64$. A temperatura ambiente si ha: $\text{Fatt} = 1$, ma il valore di Fatt si discosta comunque poco dall'unità (ad esempio, per il vapor d'acqua surriscaldato, a 530°C, si ha $\text{Fatt} = 1.017$).

La (26) si risolve rispetto ad X, noti Γ , Δp , γ , D, pressione, temperatura e naturalmente il tipo di fluido. Per un diaframma riduttore di pressione il Δp si calcola come:

$$\Delta p = \alpha \cdot \Delta p_T \quad (27)$$

ove Δp_T è la caduta di pressione richiesta ed α è un parametro che caratterizza il recupero di pressione. Poichè α dipende da X, la (26) deve essere risolta per via iterativa.

Quando il diaframma è a più fori si usa la:

$$\Gamma_f = 359 \cdot K \cdot Y \cdot \text{Fatt} \cdot d^2 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \gamma} \quad (28)$$

ove Γ_f è la portata in massa attraverso ogni singolo foro.

Se in uscita il fluido è bifase si calcola prima la cosiddetta "capacità di scarico" CV, in uso per le valvole di regolazione, servendosi per il coefficiente di recupero dei valori validi per le valvole a farfalla. Si ha:

$$CV = \frac{1.17 \cdot \Gamma}{\sqrt{\Delta \cdot G}} \quad (29)$$

ove:

Γ	=	portata in massa	[t/h]
G	=	γ/γ_R = peso specifico del fluido a monte del diaframma relativo all'acqua ad 1 ata e 15°C	
Δ	=	$\min\{\Delta p, [p_1 - p_v \cdot (0.96 - 0.0186 \cdot \sqrt{p_1/p_0})] \cdot 0.42\}$	
Δ	=	$\min\{\Delta p, [p_1 - p_v \cdot (0.96 - 0.28 \cdot \sqrt{p_1/p_0})] \cdot 0.42\}$	per l'acqua
p_1	=	pressione a monte	[ata]
p_2	=	pressione a valle	[ata]
Δp	=	$p_1 - p_2$ differenza di pressione	[ata]
p_v	=	pressione di saturazione alla temperatura a monte	[ata]

Calcolato il CV, si esegue il dimensionamento del diaframma in modo che lo strozzamento possenga un CV pari a quello calcolato. Utilizzando la definizione di CV si impone che, con una differenza di pressione di 1 psi, nel diaframma transiti una portata (d'acqua a 15°C e a pressione atmosferica, U.S.g.p.m.) pari al CV richiesto. In tal caso è:

$$\Gamma = \frac{CV}{f} \cdot 500 \quad (30)$$

con f numero dei fori.

Se la riduzione di pressione da operare è molto forte, come capita normalmente nelle macchine ad assorbimento, si deve ricorrere ad un restrittore a salti multipli, cioè costituito da più diaframmi in serie.

Ciò al fine di limitare la velocità del fluido nella zona di riduzione, per abbattere la rumorosità e l'eventuale erosione. Si consideri per ora un fluido comprimibile. La velocità del fluido nei vari salti è funzione del rapporto di pressione r, espresso come:

$$r = \frac{P_{i+1}}{P_i} \quad (31)$$

ove p_i e p_{i+1} sono rispettivamente la pressione in ingresso e in uscita del salto i -esimo.

Mantenendo costante in ogni salto il rapporto r si ottiene una distribuzione pressocchè uniforme della velocità. Posto:

p_1 = pressione all'ingresso del riduttore
 p_{n+1} = pressione all'uscita del riduttore
 n = numero di salti in cui il riduttore è suddiviso

si ottiene per il valor medio:

$$\bar{r} = \left(\frac{p_{n+1}}{p_1} \right)^{1/n} \quad (32)$$

Poichè la microerosione nella zona del riduttore dipende dalla velocità del fluido e dalla sua densità, aumentando con esse, è utile far variare il rapporto medio, calcolato con la (32), in modo che diminuisca verso l'uscita del riduttore. Si ottiene in tal modo una velocità inferiore nei primi salti, con fluido a maggiore densità, e crescente verso gli ultimi salti man mano che la densità diminuisce. La legge di variazione dovrebbe produrre una microerosione uniforme in tutti i salti; per semplicità si impone una legge lineare. La formula:

$$r(i) = [1.05 - 0.0976 \cdot (i - 1)/(n - 1)] \cdot \bar{r} \quad (33)$$

si riferisce ad una variazione complessiva di r fra ingresso e uscita del 10 %.

Calcolati gli $r(i)$ e quindi le p_i , si procede al calcolo della pressione differenziale da introdurre nel calcolo per ogni singolo salto:

$$\Delta p_i = \theta \cdot (p_i + p_{i+1}) \quad (34)$$

Il coefficiente θ dipende dalla geometria del riduttore ed in particolare dal numero di salti in cui è suddivisa la caduta di pressione. Se si fissa in maniera appropriata la geometria del riduttore, si può assumere θ come dipendente unicamente dal numero di salti n (vedi figure 5 e 6).

Sulla base di alcuni rilievi sperimentali sono stati trovati per θ i seguenti valori, validi se $d \approx 0.1 \cdot D$:

n	2	3	4	5	6	7	8	9	10
θ	1.21	1.30	1.36	1.39	1.41	1.43	1.44	1.45	1.46

Per $d > 0.2 \cdot D$, θ assume valori maggiori.

Per ottenere l'abbattimento della rumorosità si suddivide la sezione di passaggio in più fori, che per ragioni costruttive possono essere anche in numero diverso per ogni salto.

Il calcolo del diametro si effettua utilizzando l'equazione seguente:

$$\Gamma_i = 359 \cdot K \cdot Y \cdot \text{Fatt} \cdot d_i^2 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \gamma} \quad [\text{lb/h}] \quad (35)$$

ove $\Gamma_i = \Gamma/f_i$ è la portata in massa nel singolo foro per il salto i -esimo.

Nel caso in cui il fluido sia incomprimibile, si utilizza la:

$$\Gamma_f = 359 \cdot K \cdot \text{Fatt} \cdot d^2 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \gamma} \quad [\text{lb/h}] \quad (36)$$

nella quale il differenziale di pressione si calcola come:

$$\Delta p = \theta \cdot \frac{\Delta p_T}{n} \quad (37)$$

essendo Δp_T la differenza di pressione richiesta ed n il numero di salti. Per θ in questo caso si possono assumere i valori della tabella seguente:

n	2	3	4	5	6	7	8	9	10
θ	1.71	2.22	2.58	2.86	3.08	3.26	3.41	3.53	3.64

Le cadute di pressione attraverso i filtri

I filtri sono costituiti da grigliati o retine che il fluido è costretto ad attraversare. Si tratta quindi di ostacoli uniformemente ripartiti nella sezione di un tubo.

La natura delle cadute di pressione attraverso una griglia è assimilabile a quella di un deflusso attraverso un diaframma: giunta alla griglia la corrente si contrae aumentando di velocità. Hanno così origine le cadute di pressione, legate tanto all'ingresso nelle aperture quanto all'allargamento brusco in uscita (vedi fig. 7).

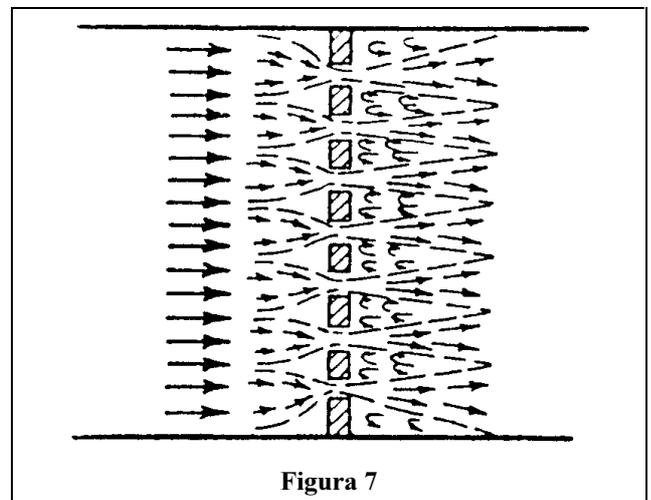


Figura 7

Il coefficiente di cadute di pressione di una griglia piana dipende dal suo "coefficiente di sezione libera", pari al rapporto tra l'area di passaggio totale attraverso le aperture e l'area frontale della griglia, dalla forma dei bordi delle aperture e dal numero di Reynolds; si può calcolare con le stesse formule valide per i diaframmi.

Quando il coefficiente di sezione libera ha un valore molto basso, la velocità di deflusso può essere elevatissima, specialmente nella sezione più ristretta, anche se quella prima della griglia è relativamente bassa. In certi casi la velocità di deflusso attraverso i fori si può avvicinare a quella del suono a

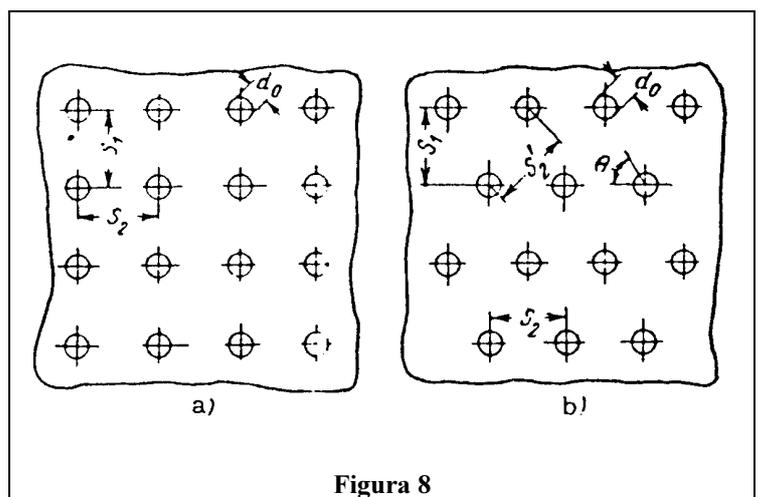


Figura 8

(numero di Mach vicino all'unità). In queste condizioni il coefficiente di cadute di pressione dipende anche dal numero di Mach $M_1 = w_1/a$ secondo la:

$$\zeta_M = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma_1 w_1^2}{2g}} = k_M \zeta \quad (38)$$

ove:

- ΔH : cadute di pressione [kgp/m];
 γ_1 : peso specifico del fluido dopo la griglia [kgp/m²];
 w_1 : velocità della corrente dopo la griglia [m/s];
 k_M : coefficiente di correzione per tenere conto dell'influenza del numero di Mach;
 ζ : coefficiente di cadute di pressione per $M_1 = 0$.

Per l'installazione d'una griglia perforata si può utilizzare una delle relazioni seguenti, che danno il numero di aperture z o il loro passo (distanza trasversale e longitudinale tra di esse) in funzione del diametro d_0 e del coefficiente di sezione libera f della griglia.

1) Numero d'aperture:

$$z = \frac{1,27 f F_p}{d_0^2} \quad (39)$$

ove $F_p = F_1$ è l'area frontale della griglia.

2) Distanza tra le aperture nei due casi seguenti (vedi fig. 8):

a) *disposizione rettangolare*

$$S_1 = \frac{0,785 d_0^2}{S_2 f} \quad (40)$$

$$S_2 = \frac{0,785 d_0^2}{S_1 f} \quad (41)$$

e nel caso particolare in cui $S_1 = S_2$:

$$S_1 = \frac{0,89 d_0}{\sqrt{f}} \quad (42)$$

b) *disposizione a quinconce (a losanghe)*

$$S_1 = \frac{1,25 d_0 \sqrt{\tan \theta}}{\sqrt{f}} \quad (43)$$

$$S_2 = \frac{0,625 d_0}{\sqrt{f \tan \theta}} \quad (44)$$

e nel caso particolare in cui la distanza trasversale è uguale a quella diagonale ($S_1 = S_2$):

$$S_1 = \frac{0,95d_0}{\sqrt{f}} \quad (45)$$

$$S_2 = \frac{0,82d_0}{\sqrt{f}} \quad (46)$$

per $S_1 = S_2$ vale ugualmente la (42).

Nel caso di grigliati il coefficiente di cadute di pressione si calcola con la formula seguente:

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma w_1^2}{2g}} = k_0 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + \left(\frac{F_1}{F_0} - 1\right)^2 \quad (47)$$

ove F_0 è la sezione totale di passaggio ed F_1 è come per le griglie perforate l'area frontale.

Il coefficiente k_0 vale 1,3 per grigliati costituiti da fili metallici a sezione circolare in corso d'utilizzo ma non incrostati, vale 1 se i fili sono nuovi ed infine vale 2,1 per grigliati in filo di seta. Tale coefficiente è indipendente dal numero di Reynolds fintantochè quest'ultimo si mantiene inferiore a 400 (per fili metallici) o a 1500 (per fili di seta). In caso contrario il coefficiente di cadute di pressione ha la forma:

$$\zeta = k_{Re} \cdot \zeta \quad (48)$$

ove ζ è quello della formula precedente e k_{Re} è un fattore dipendente dal numero di Reynolds che si ricava da appositi diagrammi.

Infine, come nel caso delle griglie perforate, si deve tener conto dell'influenza del numero di Mach se questo si avvicina all'unità:

$$\zeta_M = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma_1 w_1^2}{2g}} = k_M \zeta \quad (49)$$

L'installazione di due grigliati simili giustapposti non produce, nel caso ideale, un accrescimento delle cadute di pressione, dal momento che si suppone che i fili siano perfettamente sovrapposti, e quindi l'effetto finale è semplicemente un aumento della dimensione dei fili nel senso del deflusso. Nella realtà i fili sono leggermente sfalsati, perciò la sezione diminuisce leggermente e le cadute di pressione aumentano, ma raramente si raddoppiano. Installando invece due griglie ad una certa distanza l'una dall'altra (all'incirca superiore a quindici volte il diametro dei fili), le cadute di pressione devono considerarsi raddoppiate. Di conseguenza, il coefficiente di cadute di pressione totale di n grigliati disposti in serie è:

$$\zeta_{tot} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \quad (50)$$

Le cadute di pressione attraverso i piatti forati

Quando si utilizzano griglie o grigliati come piatti forati di gorgogliamento in apparecchi ove si effettua un processo di scambio di massa (deflemmazione, assorbimento, umidificazione dei gas, ecc.), le cadute di pressione dipendono in primo luogo dalle condizioni di funzionamento dei piatti (piatti a secco, piatti bagnati dal liquido che discende lungo la colonna con o senza gorgogliamento), ed in secondo luogo dalle proprietà fisiche dei fluidi e dalle dimensioni del piatto. Le cadute di pressione di un piatto umido con delle piccole aperture sono maggiori di quelle di un piatto asciutto, dato che nelle aperture si forma una pellicola liquida la cui rottura richiede una spesa energetica da parte della corrente gassosa che le attraversa. Il coefficiente di cadute di pressione si può calcolare con la formula seguente:

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma_g w_0^2}{2g}} = \zeta_{asc} \cdot \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\frac{\sigma}{a_0}}{\frac{\gamma_g w_0^2}{2g}} \quad (51)$$

ove:

ζ_{asc} = ζ (coefficiente ordinario per una griglia) ;

σ : coefficiente di tensione superficiale del liquido [kg/m] ;

γ_g : peso specifico del gas [kgp/m³] ;

a_0 : raggio di un'apertura circolare o larghezza di un'apertura a fessura [m] .

Se non vi sono dispositivi speciali per il travaso nei piatti sottostanti (discendenti), il coefficiente di cadute di pressione si può calcolare con la formula:

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma_g w_0^2}{2g}} = 2\zeta_{asc} \cdot \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 \cdot \frac{1}{(1 - \overline{f'})^2} + \frac{4 \frac{\sigma}{a_0}}{\frac{\gamma_g w_0^2}{2g}} \quad (52)$$

ove $\overline{f'}$ è la parte di sezione libera del piatto attraverso la quale il liquido defluisce; tale grandezza è data da:

$$\overline{f'} = \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{L_0}{G_0} \right)^2 \cdot \frac{\gamma_g}{\gamma_l} \cdot \frac{0,5}{\zeta_{asc} \cdot \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 \cdot \mu_l^2}}}{1 + \sqrt[3]{\left(\frac{L_0}{G_0} \right)^2 \cdot \frac{\gamma_g}{\gamma_l} \cdot \frac{0,5}{\zeta_{asc} \cdot \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 \cdot \mu_l^2}}} \quad (53)$$

ove:

G_0, L_0 : portate specifiche del gas e del liquido [kg/(m²·h)] ;

μ_l : coefficiente di deflusso attraverso le aperture del piatto.