

C. PIZZETTI

CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA
E REFRIGERAZIONE

TEORIA E CALCOLO DEGLI IMPIANTI

ed. MASSON 1983

Capitolo 1

Psicrometria - Il diagramma dell'aria umida ⁽¹⁾

1.1 Psicrometria

L'aria atmosferica, nella quale viviamo, è costituita da un miscuglio di aria secca e di vapor d'acqua. Il peso di quest'ultimo è inferiore al 3% del peso dell'aria atmosferica anche nei climi più umidi, ma la sua influenza sul benessere umano è sostanziale. La Psicrometria studia appunto le proprietà dei miscugli di aria e di vapore, con particolare riguardo alle necessità ambientali umane o tecnologiche.

1.2 Composizione dell'aria secca

Il primo componente del miscuglio, l'aria secca, ha al livello del mare la composizione seguente:

Tabella 1.1 Composizione dell'aria secca

Componente	Formula	Percentuale in volume	Percentuale in peso
Ossigeno	O ₂	20,99	23,19
Azoto	N ₂	78,03	75,47
Argon	A	0,94	1,29
Anidride carbonica .	CO ₂	0,03	0,05
Idrogeno	H ₂	0,01	0,00

(¹) I paragrafi da 1.1 a 1.21 sono adattati da "Fundamentals of Psychrometrics" di James H. Carpenter 1950 Copyright Carrier Corporation, per autorizzazione della Carrier Corporation, Syracuse, New York, USA.

1.3 Volume specifico dell'aria secca

Per l'aria secca — che ha una temperatura relativamente prossima alla sua temperatura critica — è applicabile l'equazione di stato dei gas perfetti.

Quindi:

$$V_a = \frac{R_a T}{p_a}$$

dove: V_a è il volume specifico dell'aria secca, m^3/kg
 T è la temperatura assoluta, $^{\circ}K$
 p_a è la pressione dell'aria secca, kg/m^2
 R_a è la costante dei gas per l'aria, che vale $29,27 m/^{\circ}K$.

1.4 Calore specifico dell'aria secca

Alla pressione atmosferica di 760 mm di Hg, il calore specifico dell'aria secca c_{pa} varia tra $0,238 kcal/kg ^{\circ}C$ (a $-40 ^{\circ}C$) e $0,244 kcal/kg ^{\circ}C$ (a $+60 ^{\circ}C$). Nei calcoli usuali, può assumersi pari a $0,24 kcal/kg ^{\circ}C$.

1.5 Entalpia dell'aria secca

In Europa, si assume normalmente come valore zero dell'entalpia dell'aria quello corrispondente a $0 ^{\circ}C$ e a 760 mm di Hg di pressione.

Pertanto, l'entalpia di un kg di aria secca alla temperatura t sarà espressa da:

$$i_a = 0,24 t$$

dove: i_a è l'entalpia dell'aria secca, $kcal/kg$
 t è la sua temperatura al bulbo asciutto, $^{\circ}C$.⁽¹⁾

1.6 Proprietà del vapor d'acqua

Come si è detto all'inizio del capitolo, l'aria atmosferica contiene una certa quantità di vapor d'acqua, normalmente allo stato di vapore surriscaldato, avente una bassa pressione parziale e una bassa temperatura.

Qui di seguito vengono considerate le proprietà fisiche di questo componente del miscuglio.

⁽¹⁾ La temperatura al bulbo asciutto (o al bulbo secco) è quella indicata da un comune termometro.

1.7 Volume specifico del vapor d'acqua

Nel campo del condizionamento dell'aria, anche per il vapor d'acqua — essendo la pressione bassa in rapporto alla pressione critica — può ritenersi valida l'equazione dei gas perfetti e pertanto:

$$V_v = \frac{R_v T}{p_v}$$

dove: V_v = volume specifico del vapor d'acqua, m^3/kg
 T = temperatura assoluta, $^{\circ}K$
 p_v = pressione del vapor d'acqua, kg/m^2
 R_v = costante dei gas per il vapor d'acqua pari a $47,1 m/^{\circ}K$.

1.8 Calore specifico del vapor d'acqua

Sperimentalmente, nel campo del condizionamento dell'aria, si è convenuto di adottare il valore costante:

$$c_{pv} = 0,46 kcal/kg ^{\circ}C.$$

1.9 Entalpia del vapor d'acqua

Assumendo eguale a zero l'entalpia del liquido saturo a $0 ^{\circ}C$, nel campo del condizionamento dell'aria l'entalpia del vapore saturo o surriscaldato alla temperatura t è espressa con buona approssimazione dalla relazione:

$$i_v = 595 + 0,46 t kcal/kg.$$

1.10 La legge di Dalton

Secondo la legge di Dalton, la pressione totale di un miscuglio di gas è uguale alla somma delle pressioni parziali che i gas componenti eserciterebbero se ciascuno occupasse da solo, alla stessa temperatura, il volume occupato dal miscuglio.

Nel caso dell'aria atmosferica che — come si è detto — è un miscuglio di aria secca e di vapor d'acqua, questa legge vale con ottima approssimazione. Può quindi scriversi:

$$p = p_a + p_v \quad (1.1)$$

dove: p è la pressione atmosferica
 p_a è la pressione parziale dell'aria secca
 p_v è la pressione parziale del vapore d'acqua.

Per la legge di Dalton, dunque, sia l'aria secca che il vapor d'acqua occupano lo stesso volume totale, alle rispettive pressioni parziali.

Pertanto, il volume specifico della miscela può essere calcolato in termini di m^3 per kg di aria secca impiegando le pressioni parziali di uno o dell'altro componente.

Per ciò che riguarda l'entalpia della miscela aria-vapore, essa è eguale alla somma dell'entalpia dell'aria secca e dell'entalpia del vapor d'acqua.

Sulla base di quanto detto precedentemente, si potrà scrivere:

$$J = 0,24 t + 595 x + 0,46 t \cdot x \quad (1.2)$$

essendo:

J , entalpia della miscela ⁽¹⁾, kcal/kg aria secca

t , temperatura al bulbo asciutto della miscela, °C

x , umidità specifica della miscela, $\frac{\text{kg di vapor d'acqua}}{\text{kg di aria secca}}$

1.11 L'aria « satura »

Nel campo del condizionamento dell'aria, è normale parlare di « aria satura ».

Con questa locuzione, impropria, si intende dire che il vapore è saturo, e cioè che la pressione parziale del vapore nel miscuglio aria-vapore è eguale alla pressione di saturazione del vapore corrispondente alla temperatura del miscuglio. In questo caso, se si aggiunge vapore al miscuglio si avrà condensazione o formazione di nebbia. Se il vapore presente nell'aria è surriscaldato, si potrà normalmente aggiungere vapore sinché il vapore non risulti saturo.

1.12 Punto di rugiada

Se una miscela di aria e di vapore d'acqua è raffreddata a pressione costante, la temperatura alla quale il vapore diventa saturo viene detta temperatura o punto di rugiada dell'aria. Tale temperatura è evidentemente la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione parziale del vapor d'acqua nel miscuglio aria-vapore.

1.13 Umidità specifica

È definita come la quantità di vapor d'acqua (espressa in kilogrammi o in grammi) contenuta in un kg di aria secca.

(1) Definita anche come "Entalpia specifica dell'aria umida" ovvero come "Entalpia massica dell'aria umida".

La sua espressione analitica può essere determinata facilmente ricordando che, in base alla (1.1):

$$p_a = p - p_v \quad (1.3)$$

e che:

$$p_a V = R_a T \quad (1.4)$$

da cui:

$$V = \frac{R_a T}{p - p_v} \quad (1.5)$$

dove V è il volume, in m^3 , occupato da un kg di aria secca e p_a la pressione parziale dell'aria nel miscuglio aria-vapore.

La quantità x di vapore — espressa in kg — contenuta in un kg di aria secca (avente il volume V), può essere determinata dalla:

$$p_v V = x R_v T$$

da cui:

$$x = \frac{p_v V}{R_v T} \quad (1.6)$$

Sostituendo nella (1.6) la (1.5), si ottiene:

$$x = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{R_a}{R_v} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (1.7)$$

dove: x è l'umidità specifica, espressa in kg di vapore per kg di aria secca

e p_v e p sono, rispettivamente, la pressione parziale del vapor di acqua e la pressione atmosferica espresse in kg/m^2 o, comunque, entrambe nella stessa unità di misura.

1.14 Umidità relativa

È definita come il rapporto percentuale tra la pressione parziale del vapor d'acqua nel miscuglio e la pressione di saturazione del vapor d'acqua corrispondente alla temperatura al bulbo asciutto del miscuglio:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}} \times 100 \quad (1.8)$$

dove: φ = umidità relativa percentuale

p_v = pressione parziale del vapor d'acqua nel miscuglio, kg/m^2

p_{vs} = pressione di saturazione del vapor d'acqua alla temperatura al bulbo asciutto del miscuglio, kg/m^2 .

Esempio 1.1

La temperatura di un ambiente è 26 °C, l'umidità relativa è del 50% e la pressione è di 760 mm di Hg.

Determinare:

- La pressione parziale del vapor d'acqua.
- La quantità di vapor d'acqua contenuto in un m³ di miscela.
- L'umidità specifica.
- La temperatura di rugiada.
- Il volume specifico del miscuglio, in m³ per kg di aria secca.

Soluzione:

a) Per la (1.8) la pressione parziale del vapor d'acqua corrisponderà al 50% della pressione di saturazione del vapor d'acqua a 26 °C. Dalla tavola A.1 dell'Appendice si determina che la pressione del vapor d'acqua saturo a 26 °C è pari a 0,03426 kg/cm².

Pertanto:

$$p_v = \frac{50}{100} \times 0,03426 = 0,01713 \text{ kg/cm}^2$$

pari a 171,3 kg/m².

b) La quantità w di vapore, espressa in kg, contenuta in un m³ di miscela, potrà determinarsi dalla

$$p_v V = w R_v T$$

ponendo $V = 1 \text{ m}^3$.

Si ha:

$$171,3 \times 1 = w \times 47,1 \times (273 + 26).$$

Si ricava quindi:

$$w = 1,217 \cdot 10^{-2} \text{ kg}.$$

c) L'umidità specifica x potrà ricavarsi in base alla (1.7):

$$x = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \frac{0,01713}{1,033 - 0,01713} = 0,01048 \frac{\text{kg vapore}}{\text{kg aria secca}}$$

pari quindi a 10,48 grammi per kg di aria secca.

d) La temperatura di rugiada si può determinare facilmente identificando sulla Tavola del vapor d'acqua (Tavola A.1 dell'Appendice) la

temperatura alla quale corrisponda una pressione di saturazione del vapore pari a 0,01713 kg/cm².

Per interpolazione si trova: 14,7 °C circa.

e) Il volume del miscuglio per kg di aria secca può determinarsi applicando, ad esempio, la (1.4):

$$p_a V = R_a T$$

$$10158,7 \times V = 29,27 \times 299 \quad (\text{dove } 10158,7 = 10330 - 171,3)$$

da cui:

$$V = 0,863 \frac{\text{m}^3}{\text{kg aria secca}}$$

1.15 Il processo di saturazione adiabatica

La fig. 1.1 rappresenta una camera perfettamente isolata dal punto di vista termico e munita di ugelli nebulizzatori dell'acqua alimentati da una pompa, per la quale supporremo trascurabile l'apporto di energia al sistema.

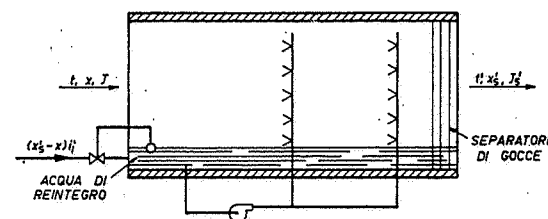


Fig. 1.1. - Saturatore adiabatico.

Dell'aria non satura entra nella camera alla temperatura t , con umidità specifica x e con entalpia J e, attraversando la camera, viene in intimo contatto con l'acqua polverizzata.

L'esperienza indica che nella camera evaporerà una quantità d'acqua praticamente sufficiente a saturare l'aria.

L'acqua di reintegro perverrà alla camera nella quantità $x' - x$ per compensare quella evaporata.

È possibile fare le seguenti importanti osservazioni:

1) La temperatura dell'aria uscente, t' , è inferiore a quella dell'aria entrante t , poiché l'aria deve fornire il calore sensibile necessario a far evaporare l'acqua.

2) L'umidità specifica dell'aria uscente, x'_s , è maggiore di quella dell'aria entrante x .

Pertanto, per rendere continuo il processo, è necessario un reintegro di acqua nella quantità $x'_s - x$.

3) L'entalpia dell'aria uscente dalla camera non è eguale a quella dell'aria entrante, poichè l'acqua di rinnovo, supposta fornita alla temperatura t' di equilibrio tra aria satura e acqua residua, ha un'entalpia i'_i .

L'entalpia dell'acqua di rinnovo è pari a $(x'_s - x) i'_i$ (kcal per kg di aria secca).

Trascurando le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale si può scrivere:

$$J + (x'_s - x) i'_i = J'_s \quad (1.9)$$

dove:

$$J = i_a + x i_v$$

$$J'_s = i'_s + x'_s i'_v$$

e quindi:

$$J - x i'_i = J'_s - x'_s i'_i. \quad (1.10)$$

Riferendosi al secondo termine dell'equazione (1.10) si può osservare che per ogni temperatura t' vi è un solo valore delle seguenti grandezze ⁽¹⁾:

- 1) L'entalpia dell'aria satura J'_s .
- 2) L'umidità specifica x'_s .
- 3) L'entalpia del liquido i'_i .

Pertanto, il secondo termine della (1.10) ha un solo valore per ogni data temperatura t' .

Posto:

$$J'_s - x'_s i'_i = \Sigma \quad (1.11)$$

si nota che vi è un infinito numero di miscele aria-vapor d'acqua, tutte aventi lo stesso valore di Σ , che lasceranno il saturatore adiabatico alla stessa temperatura. Queste miscele possono variare dall'aria perfettamente secca per la quale $i_a = J'_s - x'_s i'_i$ all'aria satura avente una temperatura t' e umidità specifica x'_s .

Pertanto tutte le miscele aria-vapore che hanno lo stesso valore di Σ hanno la stessa temperatura di saturazione adiabatica.

⁽¹⁾ Si noti che ci si riferisce ad un valore costante della pressione atmosferica.

1.16 La temperatura al bulbo umido

In effetti, per determinare la temperatura di saturazione adiabatica, non è necessario procedere all'esperienza indicata nel paragrafo precedente, in quanto, per le miscele di aria e di vapor d'acqua e ai fini pratici, la temperatura di saturazione adiabatica t' si può considerare eguale alla temperatura al bulbo umido della miscela stessa.⁽¹⁾

Quest'ultima si può facilmente determinare ricorrendo ad un termometro (noto, appunto, come termometro a bulbo umido) avente il bulbo ricoperto da una garza imbevuta d'acqua.

Facendo passare sul bulbo la miscela aria-vapore in esame, a velocità sufficientemente elevata, si nota — nel caso che l'aria non sia satura — un abbassamento della temperatura rispetto a quella indicata dal normale termometro a bulbo asciutto, a causa del raffreddamento provocato dalla evaporazione nell'aria dell'acqua di imbibizione della garza.

Dopo un certo tempo, viene raggiunto uno stato di equilibrio dinamico, e la temperatura segnata dal termometro a bulbo umido resta costante.

Impiegando velocità dell'aria sul bulbo non inferiori a 5 m/s e una garza sufficientemente estesa sul bulbo stesso per minimizzare gli effetti convettivi lungo lo stelo del termometro, la temperatura al bulbo umido indicata dal termometro può assumersi, senza apprezzabile errore, eguale alla temperatura di saturazione adiabatica t' .

La (1.11) può anche scriversi:

$$\Sigma = i_a + x i_v - x i'_i \quad (1.11')$$

dove i_a ed i_v dipendono dalla temperatura al bulbo asciutto, mentre i'_i dipende dalla temperatura al bulbo umido.

1.17 La temperatura di saturazione adiabatica

L'equazione (1.9), che esprime il bilancio termico nel processo di saturazione adiabatica, può essere convenientemente impiegata per determinare l'umidità specifica di una miscela aria-vapor d'acqua in funzione delle sue temperature al bulbo asciutto e al bulbo umido.

Tenendo conto delle espressioni dei termini J ed J'_s , possiamo scrivere:

$$c_{pa} t + x i_v + (x'_s - x) i'_i = c_{pa} t' + x'_s i'_v$$

⁽¹⁾ Si noti che queste due temperature sono apprezzabilmente diverse per altre miscele di gas e di vapori.

da cui, risolvendo rispetto ad x :

$$x = \frac{x'_s (i'_s - i'_i) - c_{pa} (t - t')}{i'_s - i'_i} \quad (1.12)$$

L'equazione (1.12) viene impiegata per determinare le linee a temperatura al bulbo umido costante sui diagrammi psicrometrici.

1.18 La deviazione dall'entalpia di saturazione

L'equazione (1.9):

$$J + (x'_s - x) i'_i = J'_s \quad (1.9)$$

mette in rilievo che nel processo adiabatico, l'entalpia dell'aria uscente è maggiore di quella dell'aria entrante nella misura $(x'_s - x) i'_i$, dove i'_i è l'entalpia dell'acqua di rinnovo, supposta fornita alla temperatura t' .

D'altra parte, nel processo di saturazione adiabatica che — come detto — si può considerare un processo a temperatura al bulbo umido costante — si mantiene costante la funzione Σ , definita dalla (1.11), ma per quanto ora notato — non l'entalpia.

Posto $d = (x - x'_s) i'_i$ e chiamata tale grandezza « deviazione » (1), la entalpia dell'aria non satura potrà essere ottenuta da quella dell'aria satura avente la stessa temperatura al bulbo umido, sommandovi algebricamente la deviazione.

Cioè:

$$J = J'_s + d. \quad (1.13)$$

In pratica, e come sarà evidente dall'esempio che segue, il valore della deviazione è molto piccolo, relativamente all'entalpia di saturazione, nella maggior parte dei processi psicrometrici considerati nella pratica.

Esempio 1.2.

Si consideri un miscuglio di aria e di vapor d'acqua alla temperatura di 19 °C al bulbo asciutto e alla pressione di 760 mm di colonna di mercurio. La temperatura al bulbo umido sia di 19 °C.

Si determinino:

- L'umidità specifica del miscuglio (saturo).
- L'entalpia.
- Il valore della funzione Σ .

Soluzione:

a) Dall'equazione (1.7) si ricava:

$$x = 0,622 \frac{0,02239}{1,033 - 0,02239} = 0,0138 \frac{\text{kg}}{\text{kg aria secca}} = 13,8 \frac{\text{g}}{\text{kg aria secca}}$$

b) Dall'equazione (1.2):

$$J = (0,24 \times 19) + (595 \times 0,0138) + (0,46 \times 19 \times 0,0138) = 12,89 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}}$$

c) Dall'equazione (1.11') si ha:

$$\Sigma = 12,89 - (0,0138 \times 19) = 12,628 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}}$$

Esempio 1.3

Si consideri un miscuglio d'aria e di vapor d'acqua alla temperatura di 27 °C al bulbo asciutto e alla pressione di 760 mm di colonna di mercurio. La temperatura al bulbo umido sia di 19 °C.

Si determinino:

- L'umidità specifica.
- L'entalpia.
- Il valore della funzione Σ .

Soluzione:

a) Dall'equazione (1.12) si ha:

$$x = \frac{0,0138 (595 + 0,46 \times 19 - 19) - 0,24 (27 - 19)}{595 + 0,46 \times 27 - 19} = 0,01045 \frac{\text{kg}}{\text{kg aria secca}} = 10,45 \frac{\text{g}}{\text{kg aria secca}}$$

b) Dall'equazione (1.2):

$$J = (0,24 \times 27) + (595 \times 0,01045) + (0,46 \times 27 \times 0,01045) = 12,826 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}}$$

(1) Palmatier and Wile « A New Psychrometric Chart », Refrigerating Engineering, July, 1948.

c) Dall'equazione (1.11') si ha:

$$\Sigma = J - x i' = 12,628 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}}$$

1.19 I diagrammi psicrometrici

Nei paragrafi precedenti si è determinata l'espressione analitica di varie grandezze che interessano il campo della psicrometria.

In pratica, nello studio dei problemi relativi al condizionamento dell'aria, si ricorre ai cosiddetti diagrammi psicrometrici (o dell'aria umida) che consentono una risoluzione grafica e spedita dei problemi stessi.

I diagrammi normalmente disponibili sono riferiti alla pressione normale di 760 mm di colonna di mercurio e ad un kg di aria secca che contiene una quantità variabile di vapore d'acqua.

Questi diagrammi consentono, note due grandezze del miscuglio aria-vapore considerato (ad esempio la sua temperatura al bulbo secco e la sua umidità relativa), di identificare tutte le altre grandezze (entalpia, volume specifico, ecc.) del miscuglio stesso.

Come è stato ricordato nel paragrafo 1.18, le linee a temperatura a bulbo umido costante non coincidono con le linee ad entalpia costante, ed esistono, per l'appunto, diagrammi psicrometrici che riportano le due famiglie di curve (diagramma ASHRAE).

Altri diagrammi riportano invece solo le linee a bulbo umido costante (ad es. il diagramma Carrier) e l'entalpia di saturazione. Su tale diagramma sono riportate anche le linee a deviazione costante e — qualora richiesto dall'accuratezza del calcolo — l'entalpia di un miscuglio d'aria e di vapore non saturo può ottenersi dall'entalpia di saturazione (corrispondente alla temperatura al bulbo umido del miscuglio) aggiungendo algebricamente il valore della deviazione nel punto che individua il miscuglio stesso.

Nel diagramma di Mollier sono invece tracciate le linee ad entalpia costante.

In seguito verranno presi in particolare esame il diagramma Carrier e il diagramma di Mollier. Ciò, per convenienza dei tecnici abituati all'uso dell'uno o dell'altro diagramma.

Inutile dire che per la soluzione dei problemi di psicrometria basterà conseguire sufficiente pratica nell'uso di uno dei due diagrammi. Di recente introduzione in Italia è il diagramma ASHRAE nella versione metrica curata dal Gruppo C.A.R.R.

1.20 La costruzione del diagramma psicrometrico

Le relazioni riportate nei paragrafi precedenti consentono, come si è detto, la costruzione di un diagramma psicrometrico del tipo di quelli poc'anzi descritti. Per fissare le idee, si rappresentino sull'asse delle ascisse le temperature al bulbo secco t (espresse in °C) e sull'asse delle ordinate le umidità specifiche x (espresse in kg di vapor d'acqua per kg di aria secca).

Le varie linee vengono tracciate come più sotto indicato:

Curva di saturazione (fig. 1.2)

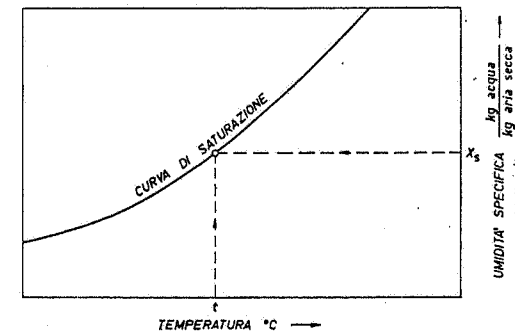


Fig. 1.2. — Tracciamento della curva di saturazione.

La curva di saturazione, che limita superiormente il diagramma psicrometrico, può tracciarsi ricorrendo alla (1.7), che può scriversi:

$$x_s = 0,622 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad (1.14)$$

Precisamente, per ogni valore della temperatura al bulbo secco t , si determina dalle tavole del vapore d'acqua (v. Appendice) la pressione di saturazione p_{vs} e quindi, dalla (1.14), x_s .

Linee di eguale umidità relativa (fig. 1.3)

Possono essere tracciate applicando la (1.8). Ad esempio, alla temperatura di 30°C e in condizioni di saturazione l'umidità specifica è pari a 0,0275 $\frac{\text{kg vapore}}{\text{kg aria secca}}$ e la tensione del vapore d'acqua è pari a 0,04325 kg/cm².

Per definizione di umidità relativa, la pressione parziale del vapore d'acqua al 50% di umidità relativa sarà pari al 50% del valore di saturazione e cioè pari a $0,02163 \text{ kg/cm}^2$.

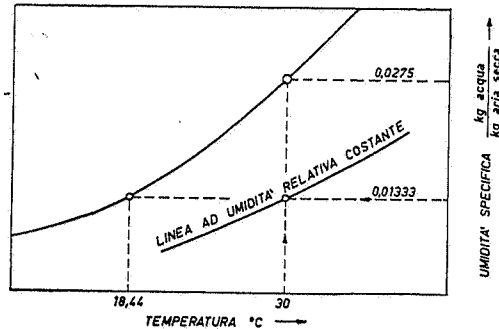


Fig. 1.3. - Tracciamento di linea ad umidità relativa costante.

Per interpolazione nelle tavole del vapore (v. Appendice) si determina che questo valore corrisponde alla pressione del vapore saturo alla temperatura (di rugiada) di $18,44 \text{ }^\circ\text{C}$.

Il corrispondente valore dell'umidità specifica è — in base alla (1.14) —

$$0,01333 \frac{\text{kg}}{\text{kg aria secca}}$$

L'intersezione della retta verticale corrispondente a una temperatura al bulbo asciutto di $30 \text{ }^\circ\text{C}$ con la retta orizzontale corrispondente ad una umidità specifica di $0,01333 \frac{\text{kg}}{\text{kg aria secca}}$ identifica il punto cercato.

Altri punti possono essere determinati in modo analogo.

Linee a temperatura al bulbo umido costante (fig. 1.4)

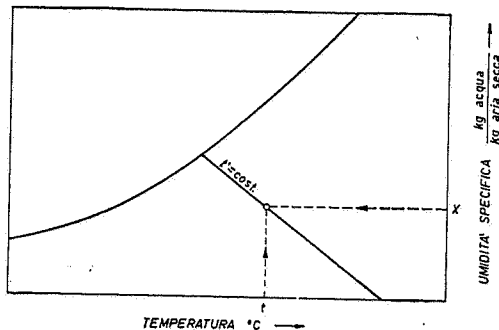


Fig. 1.4. - Tracciamento di linea a temperatura a bulbo umido costante.

Queste linee, leggermente curve, si ottengono per punti applicando la (1.12).

Precisamente, fissato un valore della temperatura al bulbo umido t' , per ogni valore di t (naturalmente, superiore a t') si determina in base alla (1.12) il corrispondente valore di x .

L'intersezione della retta verticale condotta per t con la retta orizzontale condotta per x localizza un punto della linea $t' = \text{costante}$. Il procedimento, sempre mantenendo costante il valore di t' , va ripetuto per altri punti essendo, come detto, le linee a temperatura al bulbo umido costante leggermente curve.

Linee a volume specifico costante (fig. 1.5)

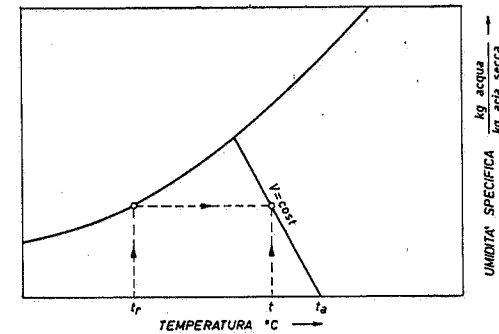


Fig. 1.5. - Tracciamento di linea a volume specifico costante.

Lungo ciascuna di tali linee è costante il volume della miscela aria-vapore, espresso in m^3 per kg di aria secca.

Fissato un valore numerico di V e posto p_a eguale alla pressione atmosferica (assenza di umidità), dalla (1.4) si può ricavare il valore di T , valore che, ridotto in $^\circ\text{C}$, indicato con t_a e riportato sull'asse delle ascisse, identifica, sull'asse stesso, l'origine della linea $V = \text{costante}$.

Si assume quindi, arbitrariamente, un valore della temperatura di rugiada t_r e si determina dalle tavole del vapore saturo la corrispondente pressione del vapore. Si può allora ricavare dalla (1.1) la pressione parziale dell'aria, p_a . Dalla (1.5) si può quindi determinare il valore di T corrispondente, sempre mantenendo $V = \text{costante}$.

Detto t tale valore espresso in $^\circ\text{C}$, l'intersezione della retta verticale condotta per t con la retta orizzontale per il punto di rugiada inizialmente assunto identifica un punto della linea $V = \text{costante}$.

Il procedimento, sempre mantenendo costante il valore di V , va ripetuto per altri punti, essendo le linee a volume specifico costante leggermente curve.

Scala delle entalpie a saturazione

Si determina in base alla:

$$J_s = 0,24 t + x_s i_s.$$

La scala può essere disegnata perpendicolarmente alle linee a temperatura al bulbo umido costante, opportunamente prolungate.

Il contenuto del presente paragrafo consente, ad esempio, di tracciare diagrammi psicrometrici per alta quota. A questo proposito, è opportuno notare che, per una data temperatura al bulbo umido e al bulbo asciutto, x , J e V sono notevolmente influenzati dalla pressione atmosferica.

1.21 Il diagramma Carrier

In questo tipo di diagramma psicrometrico, riportato schematicamente in fig. 1.6, le temperature al bulbo secco sono riportate sull'asse delle ascisse, mentre le umidità specifiche sono riportate sull'asse delle ordinate.

Fissato il punto A del diagramma le varie grandezze relative alla miscela aria-vapore considerata possono essere lette così come indicato in fig. 1.6.

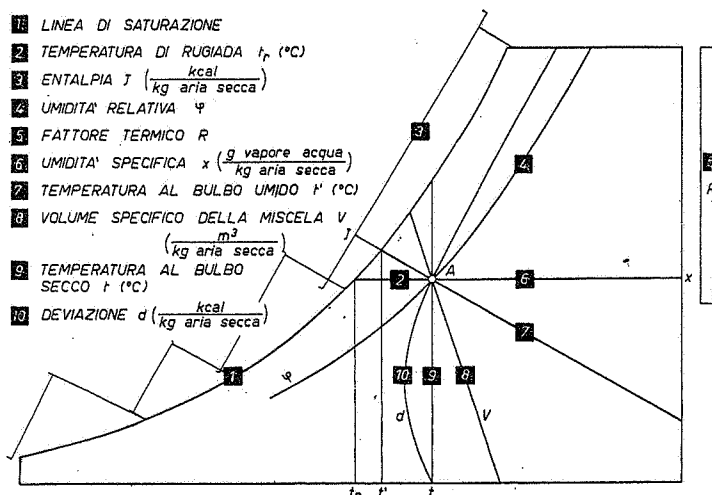


Fig. 1.6. - Diagramma Carrier.

Il diagramma è riferito a un kg di aria secca (che contiene naturalmente una quantità variabile di vapor d'acqua) e alla pressione di 760 mm di Hg.

Per ciò che riguarda, in particolare, l'entalpia dell'aria nelle condizioni del punto A di fig. 1.6, si ricorda che essa è eguale all'entalpia a saturazione — che si legge sulla scala 3 della stessa fig. 1.6 — sommata algebricamente alla deviazione d che si legge sulla curva 10 passante per il punto A .

Nei processi psicrometrici per i quali si ha un aumento o una diminuzione dell'umidità specifica dell'aria, il calore aggiunto ($+q$) o sottratto ($-q$) è la differenza tra le entalpie finali ed iniziali dell'aria diminuita dell'entalpia dell'umidità (acqua o ghiaccio) aggiunta ($+i_1$) o sottratta ($-i_1$). Pertanto $\pm q = J_2 - J_1 - (\pm i_1)$.

Nel diagramma originale Carrier, l'entalpia dell'umidità aggiunta o sottratta è riportata al disopra del diagramma stesso.

Comunque, l'entalpia dell'umidità aggiunta o sottratta durante il processo psicrometrico e le deviazioni dall'entalpia a saturazione sono normalmente trascurate nei calcoli per i quali non si richiedono risultati estremamente esatti — quali sono, generalmente, i calcoli relativi al condizionamento di comfort.

Pertanto, impiegando il diagramma Carrier in seguito si assumerà sempre l'entalpia di un miscuglio aria-vapore d'acqua eguale alla sua entalpia di saturazione alla stessa temperatura al bulbo umido senza riportare le correzioni (trascurabili) sopra indicate.

Le correzioni stesse diventano di qualche rilievo per bulbi umidi dell'aria inferiori a 0 °C.

Sul margine destro del diagramma è riportata la scala del «fattore termico» R , rapporto tra il calore sensibile e il calore totale assorbiti o ceduti dall'aria durante un processo psicrometrico. Il polo di questa scala ausiliare che congiunto con l'opportuno valore della scala indica l'inclinazione ricercata corrisponde a 26 °C, 50% u.r.

Il diagramma originale Carrier fornisce anche i fattori correttivi per le varie grandezze nel caso che la pressione barometrica sia diversa da 760 mm di Hg.

Il diagramma riportato nell'Appendice (Tavola A.2) è ricavato dal diagramma originale Carrier con le semplificazioni sopra indicate; il suo uso è notevolmente diffuso nel nostro Paese. Si noti che come valore zero dell'entalpia è stato in esso assunto quello corrispondente a 0 °C e al 100% di u.r. Le entalpie hanno pertanto valori assoluti diversi da quelli ricavabili dai successivi diagrammi ASHRAE o di Mollier o dai valori determinati negli esempi che precedono, ma le differenze di entalpia conservano gli stessi valori a meno delle approssimazioni introdotte.

Esempio 1.4

Si consideri il miscuglio di aria e di vapore d'acqua dell'esempio 1.3.
Si determinino dal diagramma Carrier:

- L'umidità specifica x
- L'entalpia J
- L'umidità relativa φ
- La temperatura di rugiada t_r
- Il volume specifico V .

Soluzione:

a) Sul diagramma psicrometrico Carrier (v. Appendice Tavola A.2) il punto A rappresentativo del miscuglio viene individuato dall'intersezione della linea obliqua corrispondente alla temperatura al bulbo umido costante di 19°C e dalla retta verticale condotta per il punto $t = 27^\circ\text{C}$. Conducendo da tale punto A una retta orizzontale, sino a intersecare l'asse delle umidità specifiche x , si legge: $x \approx 10,5 \frac{\text{g H}_2\text{O}}{\text{kg aria secca}}$

b) Spostandosi dal punto A lungo la linea a bulbo umido costante sino ad intersecare la scala delle entalpie di saturazione, si legge: $J = 10,64 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}}$

c) L'umidità relativa corrispondente al punto A può essere determinata per interpolazione e risulta del 47,5%.

d) Muovendosi orizzontalmente da A sino ad intersecare la curva di saturazione, si legge $t_r = 14,7^\circ\text{C}$.

e) Il volume specifico del miscuglio corrispondente al punto A può essere determinato per interpolazione e risulta pari a $0,865 \frac{\text{m}^3}{\text{kg aria secca}}$

1.22 Il diagramma di Mollier

In questo tipo di diagramma psicrometrico, riportato schematicamente in fig. 1.7, i due assi di riferimento (asse delle entalpie e asse delle umidità specifiche) formano tra loro un angolo di 40° anzichè di 90° , per ottenere una maggiore chiarezza di rappresentazione.

Fissato un punto A del diagramma, le varie grandezze relative al miscuglio aria-vapore considerato possono essere lette così come indicato in fig. 1.7.

Il diagramma è riferito a un kg di aria secca e alla pressione di 760 mm. di Hg.

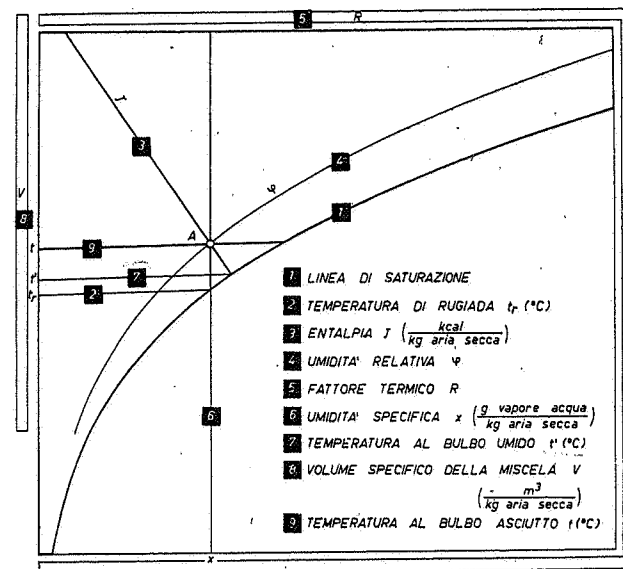


Fig. 1.7. - Diagramma di Mollier.

Su di esso risultano rettilinee, oltre che le linee ad umidità specifica costante e ad entalpia costante, anche le linee a temperatura costante, debolmente inclinate.

Nel diagramma di Mollier riportato in Appendice (Tavola A.3) i volumi specifici della miscela sono riferiti a un kg di aria secca al 50% di umidità relativa, e sono leggibili su una scala ausiliaria riportata sulla sinistra del diagramma stesso.

La scala del fattore termico R , rapporto tra il calore sensibile e il calore totale assorbiti o ceduti dall'aria durante un processo psicrometrico, è pure riportata in margine al diagramma.

Il polo di questa scala ausiliaria, che congiunto con l'opportuno valore della scala indica l'inclinazione ricercata, corrisponde a: 0°C , $x = 0 \frac{\text{g vapore}}{\text{kg aria secca}}$.

Dal diagramma riportato in Appendice (Tavola A.3) si nota che come valore zero dell'entalpia è stato qui assunto quello corrispondente a 0°C , $x = 0$ grammi vapore/kg aria secca.

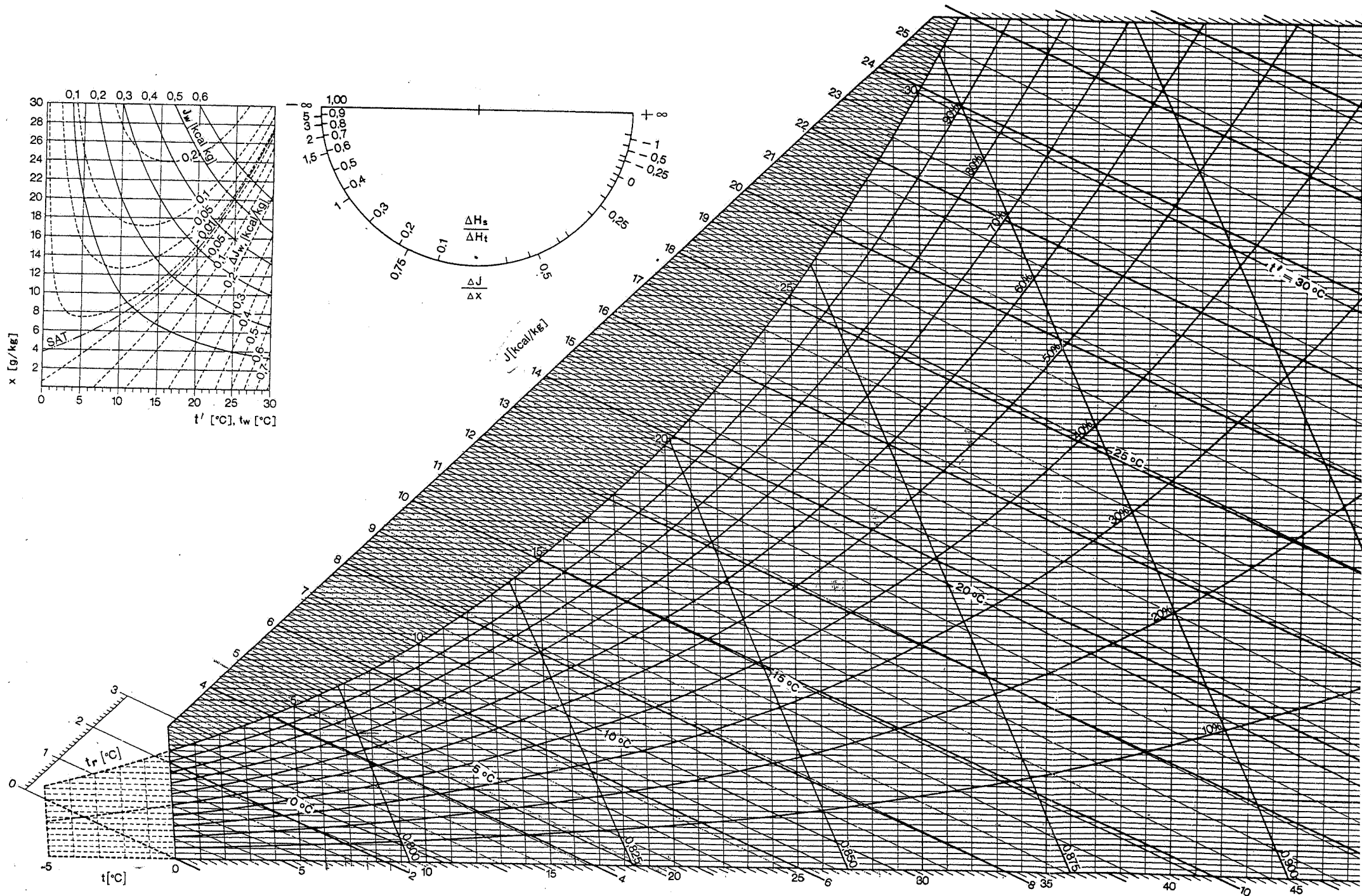


Fig. 1.8. - A.I.CARR: Diagramma psicrometrico basato sulla ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART N. 1

Esempio 1.5

Si consideri un miscuglio di aria e di vapor d'acqua caratterizzato dalle seguenti condizioni:

Temperatura al bulbo secco $t = 32\text{ }^\circ\text{C}$
Umidità relativa $\varphi = 50\%$

Si determinino dal diagramma di Mollier:

- L'umidità specifica x .
- L'entalpia J .
- La temperatura di rugiada t_r .
- Il volume specifico V .

Soluzione:

a) Sul diagramma di Mollier (Appendice, Tavola A.3) il punto A rappresentativo del miscuglio viene individuato dalla intersezione della retta obliqua corrispondente a $t = 32\text{ }^\circ\text{C}$ e dalla curva corrispondente a $\varphi = 50\%$ u.r.

Conducendo da tale punto una retta verticale si legge sull'asse delle ascisse $x = 15\text{ g/kg}$ aria secca.

b) Per interpolazione si legge $J = 16,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}}$.

c) Muovendosi verticalmente da A sino a intersecare la curva di saturazione si legge $t_r = 20,2\text{ }^\circ\text{C}$.

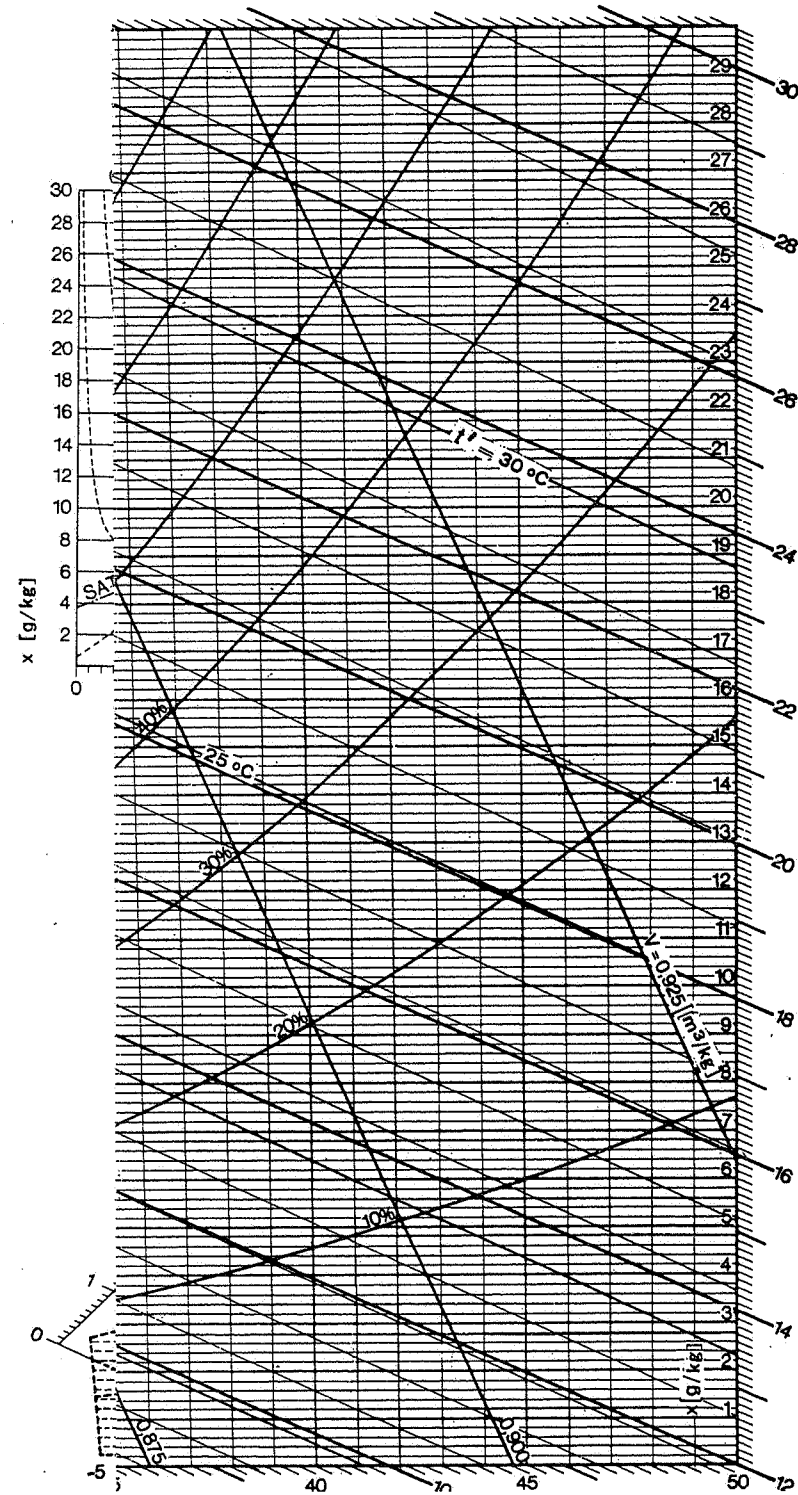
d) Il volume specifico V si legge sulla scala alla sinistra del diagramma in corrispondenza della linea inclinata a temperatura al bulbo secco costante $t = 32\text{ }^\circ\text{C}$.

Risulta $V = 0,885 \frac{\text{m}^3}{\text{kg aria secca}}$.

1.23 Il diagramma ASHRAE

Questo diagramma (fig. 1.8) introdotto in Italia nella versione metrica dall'A.I.CARR ha per coordinate oblique le umidità specifiche e le entalpie.

Le linee a umidità specifica costante sono orizzontali, mentre le linee a entalpia costante sono oblique e parallele tra loro; la scala delle entalpie è riportata tutt'intorno al diagramma per facilitarne la lettura.



Le linee a temperatura al bulbo asciutto costante sono rettilinee, quasi verticali e non esattamente parallele tra loro, mentre le linee a temperatura al bulbo umido costante sono oblique, rettilinee, e si discostano leggermente da quelle delle entalpie. Sono anche rappresentate le curve a umidità relativa costante e le linee a volume specifico costante, queste ultime essendo oblique, rettilinee, e non precisamente parallele tra loro.

Immediatamente a sinistra della curva di saturazione è la « regione della nebbia » dove coesistono due fasi: acqua liquida e aria « satura » in equilibrio.

Le isoterme nella regione della nebbia coincidono con il prolungamento delle linee a temperatura a bulbo umido costante.

Sulla parte sinistra del diagramma sono rappresentati:

- un settore circolare che possiede due scale: quella interna rappresenta il fattore termico, ossia il rapporto tra il calore sensibile e il calore totale assorbiti o ceduti dall'aria durante un dato processo psicrometrico, quella esterna rappresenta il rapporto tra la variazione di entalpia ΔJ e la variazione di umidità specifica Δx subite dall'aria durante il processo stesso.

Le due scale hanno per polo il centro del settore circolare: entrambe danno l'inclinazione della « retta di lavoro » sul diagramma psicrometrico.

- un nomogramma che ha due funzioni: una è quella di dare direttamente il valore dell'entalpia dell'acqua aggiunta o sottratta durante un dato processo psicrometrico; l'altra è quella di fornire un secondo metodo per la determinazione dell'entalpia dell'aria.

1.24 Le trasformazioni psicrometriche

Come è stato accennato, i diagrammi psicrometrici rappresentano un utilissimo strumento per risolvere graficamente i vari problemi psicrometrici inerenti agli impianti di condizionamento dell'aria.

Qui di seguito verranno considerate le trasformazioni psicrometriche di maggiore interesse pratico sia sul diagramma Carrier che sul diagramma di Mollier.

1.25 Miscela di due quantità di aria umida

Nel condizionamento dell'aria è frequente il caso che due quantità di aria in condizioni termometriche diverse si miscelino tra loro per dare luogo ad un'unica miscela risultante.

Con riferimento ai simboli della fig. 1.9 a e b possiamo scrivere:

$$\begin{aligned} G_A + G_B &= G_C \\ G_A x_A + G_B x_B &= G_C x_C \\ G_A J_A + G_B J_B &= G_C J_C \end{aligned}$$

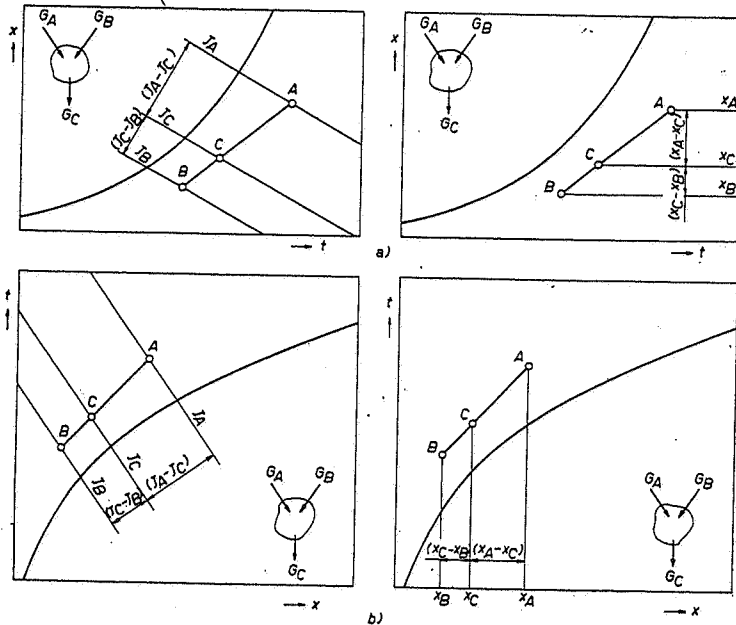


Fig. 1.9. - a) Miscela di due quantità di aria umida sul diagramma Carrier; b) Miscela di due quantità di aria umida sul diagramma di Mollier.

da cui si ottiene:

$$\frac{G_A}{G_B} = \frac{x_C - x_B}{x_A - x_C} = \frac{J_C - J_B}{J_A - J_C} \quad (1.15)$$

dove G , x e J rappresentano le quantità di aria secca, le umidità specifiche e le entalpie relative alle due quantità di aria che si miscelano.

Sul diagramma psicrometrico le scale dell'umidità specifica e dell'entalpia sono lineari ⁽¹⁾ e pertanto il punto rappresentativo della miscela

⁽¹⁾ Come si è detto, sul diagramma Carrier possono essere normalmente trascurate le deviazioni dall'entalpia di saturazione.

si troverà sul segmento di retta congiungente i punti rappresentativi delle due quantità iniziali, e tale punto dividerà il segmento in due parti che saranno tra loro nello stesso rapporto delle due quantità di aria secca prima della miscelazione.

Quando le due quantità di aria da miscelare sono espresse in m^3 anziché in kg, è possibile, per la maggior parte dei processi psicrometrici, determinare le condizioni della miscela sulla base dei volumi stessi anziché delle masse di aria secca. L'imprecisione di questo metodo dipende dalla diversità dei volumi specifici delle due quantità di aria che si miscelano, diversità che, per fini pratici e qualora si voglia impiegare questo metodo, non dovrebbe essere superiore a $0,03 m^3$ per kg di aria secca.

Esempio 1.6

400 kg di aria secca a $32^\circ C$ con il 50% di umidità relativa si miscelano con 800 kg di aria secca a $26^\circ C$ con il 50% di umidità relativa.

Si richiedono:

- L'entalpia della miscela.
- L'umidità specifica della miscela.
- La temperatura al bulbo asciutto della miscela.

Soluzione:

a) Risulta (v. diagramma Carrier, Appendice):

$$\begin{aligned} J_C &= \frac{G_A J_A + G_B J_B}{G_C} = \frac{400 \times 14,60 + 800 \times 10,36}{1200} \\ &= 11,78 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}} \end{aligned}$$

b)

$$\begin{aligned} x_C &= \frac{G_A x_A + G_B x_B}{G_C} = \frac{400 \times 15 + 800 \times 10,50}{1200} \\ &= 12 \frac{\text{g}}{\text{kg aria secca}} \end{aligned}$$

La coppia di valori (J_C, x_C) definisce un punto sul diagramma psicrometrico, dal quale si possono ricavare tutte le altre grandezze della miscela.

Si osservi che il punto C che individua la miscela può anche essere ottenuto graficamente congiungendo i punti rappresentativi delle due quantità che si miscelano e dividendo il segmento di retta congiungente i due punti



in tre parti eguali (le due masse d'aria stanno nel rapporto 2 : 1). La miscela sarà rappresentata (fig. 1.10) dal punto C per il quale risulta:

$$\frac{\overline{CA}}{\overline{AB}} = \frac{2}{3}$$

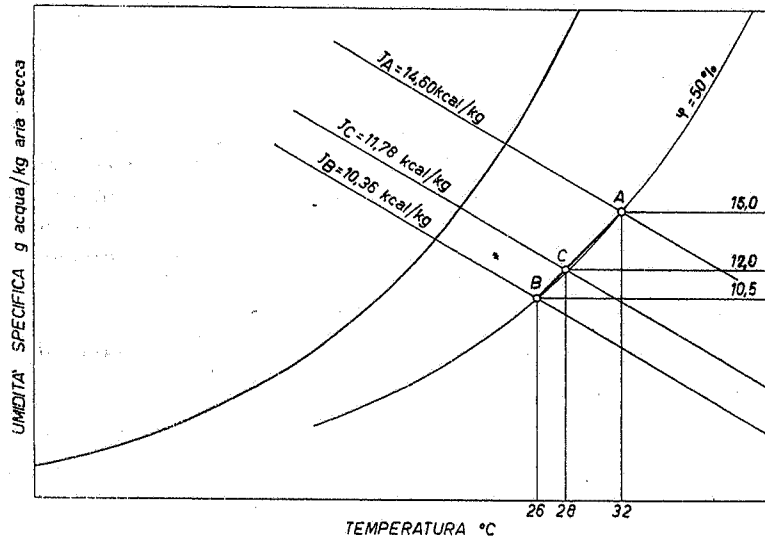


Fig. 1.10. - Miscela di due quantità di aria umida sul diagramma Carrier (v. esempio 1.6.).

c) La temperatura al bulbo asciutto della miscela t_C è ottenibile dalla lettura diretta del diagramma, una volta individuato il punto rappresentativo C .

Risulta $t_C = 28^\circ\text{C}$.

Si osservi che il procedimento, sul diagramma di Mollier, è del tutto analogo a quello sin qui svolto sul diagramma Carrier.

Risultano solo diverse, in valore assoluto, le entalpie J_A , J_B , J_C , data la diversa origine assunta per la scala delle entalpie.

1.26 Riscaldamento sensibile

Quando l'aria ambiente viene semplicemente riscaldata — ad es. mediante una batteria ad acqua calda — la sua umidità specifica non varia.

Sul diagramma Carrier questa trasformazione viene rappresentata mediante un segmento di retta orizzontale (fig. 1.11).

Sul diagramma di Mollier questa trasformazione viene rappresentata mediante un segmento di retta verticale (fig. 1.12).

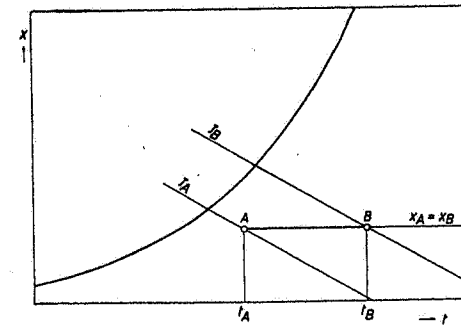


Fig. 1.11. - Riscaldamento sensibile sul diagramma Carrier.

La trasformazione avviene ovviamente nel senso da A verso B . Il calore somministrato all'aria può essere espresso mediante la:

$$q = W [0,24 (t_B - t_A) + 0,46 x (t_B - t_A)] \quad ($$

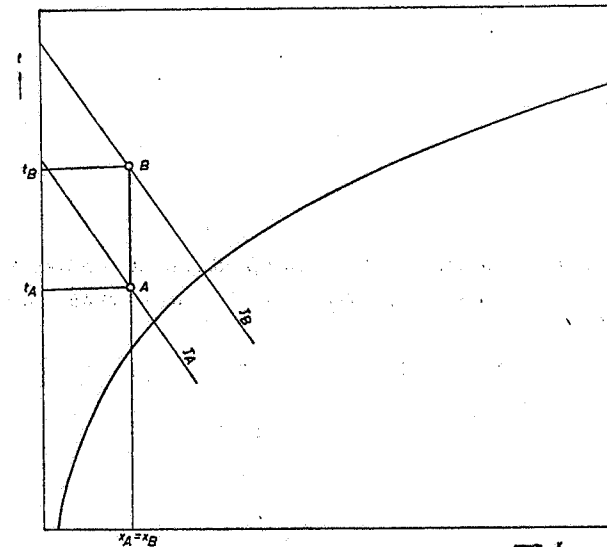


Fig. 1.12. - Riscaldamento sensibile sul diagramma di Mollier

dove: q è la quantità di calore somministrata, kcal/h
 W è la portata d'aria trattata, kg/h
 $0,24$ è il calore specifico dell'aria secca a pressione costante,
 $\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$
 $0,46$ è il calore specifico del vapor d'acqua, $\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$
 x è l'umidità specifica dell'aria, $\frac{\text{kg}}{\text{kg aria secca}}$.

In pratica il termine: $0,46 x (t_B - t_A)$ viene spesso trascurato, data la sua modesta incidenza sul risultato, e la (1.16) si semplifica in:

$$q = 0,24 W (t_B - t_A). \quad (1.17)$$

Gli stessi risultati possono essere ottenuti dal diagramma psicrometrico. Dette J_A ed J_B le entalpie pertinenti ai punti A e B , risulta infatti:

$$q = W (J_B - J_A). \quad (1.18)$$

È interessante a questo punto notare che in molti problemi di condizionamento dell'aria le portate d'aria vengono espresse in m^3/h piuttosto che in kg/h e che in U.S.A. (ed oggi, spesso anche in Italia) le prestazioni delle macchine per il condizionamento dell'aria vengono riferite alla cosiddetta «aria standard», definita come aria secca alla pressione di 760 mm di mercurio e alla temperatura di $21,1^\circ\text{C}$.

Il volume specifico dell'aria standard è pari a $0,833 \text{ m}^3/\text{kg}$. In tal caso, per ottenere il calore sensibile somministrato si può applicare la:

$$q = 0,24 \times \frac{1}{0,833} \times Q (t_B - t_A) = 0,29 \times Q (t_B - t_A) \quad (1.19)$$

dove: q è il calore somministrato, espresso in kcal/h
 Q è la portata oraria di «aria standard» espressa in m^3/h .

Esempio 1.7

Per mantenere un ambiente alla temperatura di 20°C è necessario compensare i disperdimenti termici dell'ambiente stesso, pari a 25.000

kcal/h, mediante introduzione di $5.400 \text{ kg}/\text{h}$ di aria esterna opportunamente riscaldata.

Determinare:

- La temperatura di introduzione dell'aria in ambiente.
- La quantità di calore che è necessario fornire all'aria, supponendo che questa pervenga alla batteria di riscaldamento alla temperatura di -3°C .

Soluzione:

a) Ovviamente, il riscaldamento dell'ambiente viene ottenuto introducendo l'aria ad una temperatura t_i , superiore alla temperatura dello ambiente.

Raffreddandosi sino alla temperatura ambiente t_a , la portata d'aria introdotta deve compensare i disperdimenti termici dell'ambiente, indicati in 25.000 kcal/h.

Dovrà quindi risultare (cfr. 1.17)

$$25.000 = 0,24 \times 5400 \times (t_i - 20)$$

da cui risulta:

$$t_i = 39,3^\circ\text{C circa.}$$

Si osservi che negli impianti di condizionamento di tipo convenzionale non è conveniente superare una temperatura di immissione dell'aria di 50°C .

b) In base ancora alla (1.17), la quantità di calore da somministrare all'aria è data da

$$q = 0,24 \times 5400 \times (39,3 - (-3)) = 0,24 \times 5400 \times 42,3 = \\ = 54.820 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

La batteria di riscaldamento andrà appunto dimensionata per dare questa prestazione.

È importante notare che la quantità di calore da somministrare all'aria ($54.820 \text{ kcal}/\text{h}$) è in questo caso assai maggiore di quella che serve per compensare i disperdimenti termici dell'ambiente ($25.000 \text{ kcal}/\text{h}$). La differenza rappresenta, come è facile rendersi conto, la quantità di calore necessaria per portare l'aria esterna dalla temperatura di -3°C alla temperatura ambiente di $+20^\circ\text{C}$. L'utilizzo di aria esterna comporta quindi un aumento del costo di impianto (la batteria di riscaldamento dovrà avere una maggiore potenzialità) e un aumento del costo di esercizio.

(1) Si osservi che risulta $1/0,833 = 1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$.

Ne consegue che la portata d'aria esterna dovrà normalmente non essere maggiore di quella richiesta per le esigenze di ventilazione (cfr. par. 2.7 e 2.8).

1.27 Raffreddamento senza deumidificazione (raffreddamento sensibile)

In questo tipo di trasformazione l'aria subisce un raffreddamento ad umidità specifica costante. Questo tipo di trasformazione è ottenibile — ad esempio — facendo passare l'aria su una batteria alettata percorsa da un fluido a temperatura superiore, eguale o poco inferiore al punto di rugiada dell'aria stessa.

Sul diagramma Carrier questa trasformazione viene rappresentata da un segmento di retta orizzontale (fig. 1.13).

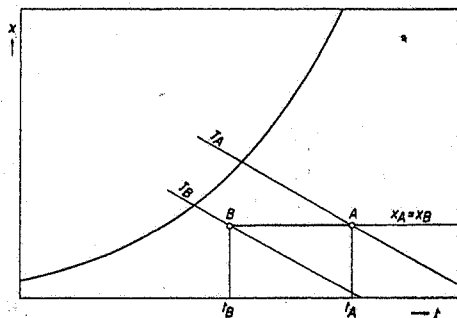


Fig. 1.13. - Raffreddamento sensibile sul diagramma Carrier

Sul diagramma di Mollier la trasformazione è rappresentata mediante un segmento di retta verticale (fig. 1.14).

Il calore sottratto all'aria può essere espresso mediante una delle equazioni:

$$q = W [0,24 (t_A - t_B) + 0,46 x (t_A - t_B)] \quad (1.20)$$

$$q = 0,24 W (t_A - t_B) \quad (1.21) ^{(1)}$$

$$q = W (J_A - J_B) \quad (1.22)$$

$$q = 0,29 Q (t_A - t_B) \quad (1.23) ^{(1)}$$

in perfetta analogia a quanto detto al paragrafo 1.26.

Esistono vari tipi di impianti di condizionamento di tipo centrale che

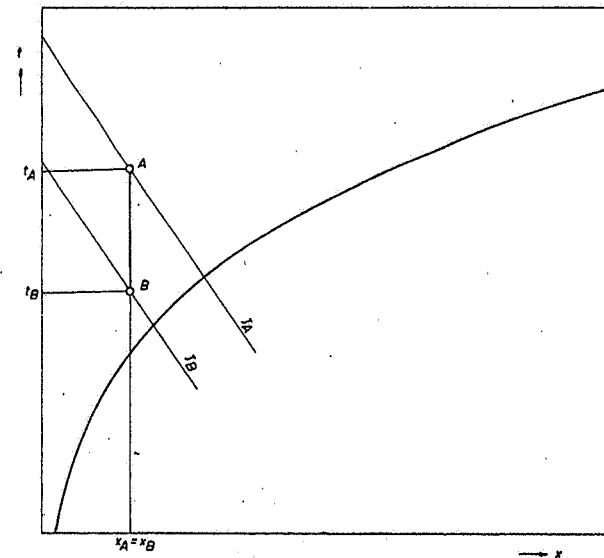


Fig. 1.14. - Raffreddamento sensibile sul diagramma di Mollier

La trasformazione avviene ovviamente nel senso da A verso B.

utilizzano nei singoli ambienti dei condizionatori secondari a batteria per la sottrazione di solo calore sensibile all'ambiente stesso (cfr. Cap. 15).

1.28 Raffreddamento con deumidificazione

Nella maggior parte degli impianti di condizionamento estivo dell'aria si richiedono, contemporaneamente, il raffreddamento e la deumidificazione dell'aria trattata.

Questa trasformazione si può ottenere, praticamente, portando l'aria a contatto con una batteria alettata avente la superficie a temperatura inferiore al punto di rugiada dell'aria stessa ovvero facendo passare l'aria attraverso una rete di ugelli che polverizzano acqua a temperatura inferiore al punto di rugiada dell'aria.

La fig. 1.15 rappresenta il processo di raffreddamento e deumidificazione sul diagramma Carrier — nel caso di batteria alettata — mentre la fig. 1.16 rappresenta lo stesso processo sul diagramma di Mollier.

Lo studio del fenomeno può essere semplificato — conseguendo risultati sufficientemente accurati per le applicazioni pratiche — supponendo che solo una parte dell'aria venga in contatto con la superficie raffreddante e che questa parte subisca un raffreddamento secondo il percorso ACL

⁽¹⁾ Si trascura il calore sottratto al vapor d'acqua.

portandosi alla temperatura media t_D della superficie della batteria (figg. 1.15 e 1.16); lungo CD ha anche luogo la deumidificazione.

La rimanente parte dell'aria, secondo lo schema semplificato qui impiegato, non entrando in contatto con la superficie raffreddante, non subisce alcuna trasformazione. All'uscita della batteria s'avrà quindi una

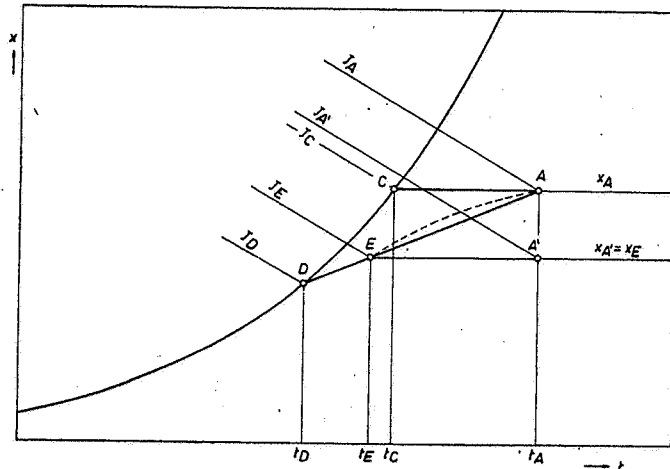


Fig. 1.15. - Raffreddamento con deumidificazione sul diagramma Carrier.

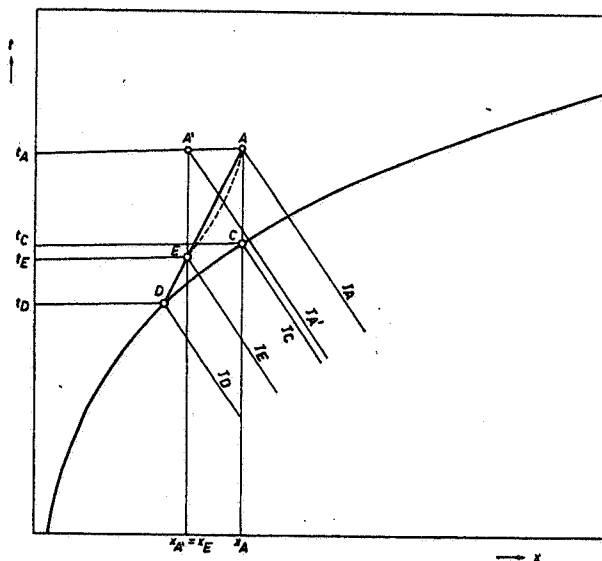


Fig. 1.16. - Raffreddamento con deumidificazione sul diagramma di Mollier.

miscela tra aria nelle condizioni D e aria nelle condizioni iniziali A , miscela corrispondente alle condizioni E . La frazione di aria che non è venuta a contatto con la superficie raffreddante prende il nome di «aria by-passata», e il fattore di by-pass (BF) ⁽¹⁾ è quindi definito come il rapporto tra il peso di aria bypassata e il peso totale di aria che attraversa la batteria.

Sperimentalmente, si è potuto appurare che il fattore di by-pass per batterie in tubi alettati con tubo da $5/8''$ con alette alte 10,3 mm e distanziate 3,17 mm e con una velocità di attraversamento frontale della batteria di 2,5 m/s, può essere espresso in modo sufficientemente accurato dalla relazione:

$$BF = 0,67^n$$

dove n è il numero di ranghi della batteria stessa (cfr. Tabella 16.5).

Ritornando alla trasformazione indicata in fig. 1.15 ed 1.16, si può affermare che il processo subito dall'aria avverrà in pratica secondo le linee tratteggiate $A-E$, con una continua miscelazione dell'aria che ha già subito il processo di raffreddamento con la porzione di aria non ancora trattata.

La temperatura del punto D , t_D , prende spesso il nome di «punto di rugiada dell'apparato» ⁽¹⁾ e rappresenta la temperatura media della superficie della batteria ovvero le condizioni di uscita dell'aria da una batteria con $BF = 0$. Si tratta di un valore limite al quale ci si può avvicinare aumentando il numero di ranghi della batteria.

Il calore totale sottratto all'aria nel processo di raffreddamento e deumidificazione — e quindi per portarla dalle condizioni A alle condizioni E — è dato da:

$$q_{tot} = W (J_A - J_E) \quad (1.24)$$

dove: q_{tot} è il calore totale sottratto, espresso in $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$

W è la portata di aria trattata, espressa in kg/h

J_A ed J_E sono, rispettivamente, l'entalpia iniziale e l'entalpia finale dell'aria, in $\frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}}$.

D'altra parte, risulta:

$$q_{tot} = q_s + q_l \quad (1.25)$$

⁽¹⁾ Anche definita: «temperatura di rugiada dell'apparecchio».

⁽¹⁾ Cfr. Carrier System Design Manual, part 1, 1962.

dove: q_s e q_l sono, rispettivamente, il calore sensibile e il calore latente sottratti all'aria. ⁽²⁾

Risulta anche:

$$q_s = W (J_{A'} - J_E) \cong 0,24 W (t_A - t_E) \quad (1.26)$$

$$q_l = W (J_A - J_{A'}) \cong 0,595 W (x_A - x_{A'}) \quad (1.27)$$

dove: i valori di J , t ed x sono quelli indicati in figg. 1.15 ed 1.16

0,24 è il calore specifico medio dell'aria in $\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$

0,595 ⁽¹⁾ è il calore latente di evaporazione dell'acqua in $\frac{\text{kcal}}{\text{g}}$.

x è espressa in grammi per kg di aria secca.

Di particolare importanza nei calcoli del condizionamento dell'aria, e per la scelta delle apparecchiature di trattamento necessarie, è il rapporto:

$$R = \frac{q_s}{q_{\text{tot}}} = \frac{J_{A'} - J_E}{J_A - J_E} \quad (1.28)$$

tra il calore sensibile e il calore totale sottratti in un processo di raffreddamento e di deumidificazione.

Tale rapporto, che abbiamo chiamato «fattore termico», può essere anche determinato graficamente ricorrendo all'apposita scala riportata sia sul diagramma Carrier che sul diagramma di Mollier.

Basterà a tale scopo condurre dal polo del diagramma la parallela alla trasformazione considerata (fig. 1.17 e fig. 1.18) sino a intersecare la scala relativa.

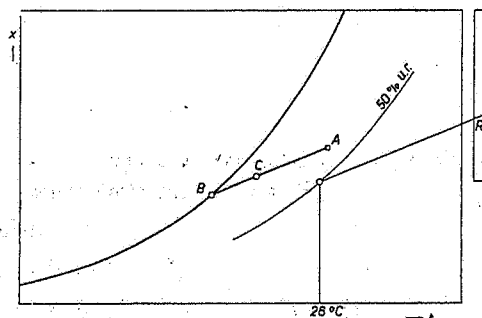


Fig. 1.17. - Determinazione del fattore termico R sul diagramma Carrier

⁽¹⁾ Nei calcoli spesso si assume 0,6.

⁽²⁾ In senso lato, si definisce calore sensibile quello che cambia la temperatura di una sostanza ove le venga somministrato o sottratto. Il calore latente, invece, ne cambia lo stato (ad es.: passaggio dell'acqua dallo stato di vapore allo stato liquido) senza variare la temperatura della sostanza stessa.

Il significato del fattore termico R verrà messo meglio in risalto dallo esempio che segue.

Esempio 1.8

Per mantenere un ambiente a 26°C con il 50% di umidità relativa è necessario sottrarre 20.000 kcal/h di calore sensibile e 10.000 kcal/h di calore latente.

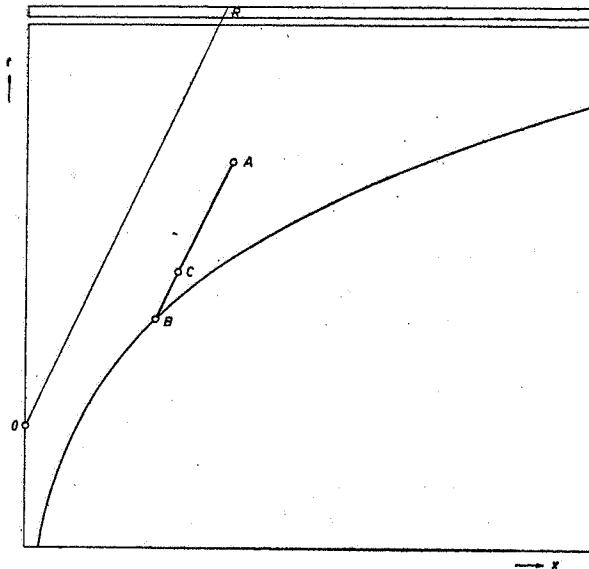


Fig. 1.18. - Determinazione del fattore termico R sul diagramma di Mollier.

La temperatura al bulbo secco dell'aria da immettere in ambiente sia fissata arbitrariamente in 20, 15 e 10°C .

Si richiede la determinazione della portata d'aria richiesta nei tre casi.

Soluzione:

Detta t_a la temperatura ambiente, pari a 26°C , e t_i la temperatura dell'aria di immissione, si consideri dapprima il caso in cui quest'ultima sia pari a 20°C .

La portata di aria di immissione capace di assorbire un carico sensibile di $20.000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ può essere determinata applicando la (1.21):

$$W = \frac{20.000}{0,24 (26 - 20)} = 13.887,5 \text{ kg/h.}$$

D'altra parte, perchè questa stessa portata d'aria sia contemporaneamente in grado di neutralizzare il carico latente dell'ambiente, è necessario che la sua umidità specifica sia sufficientemente inferiore all'umidità specifica dell'aria ambiente, che è pari a 10,5 grammi di vapor d'acqua per kg di aria secca.

Assunto pari a $0,6 \frac{\text{kcal}}{\text{g}}$ il calore latente di evaporazione dell'acqua, si trova che un carico latente di $10.000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ corrisponde a:

$$\frac{10.000}{0,6} = 16.666 \text{ g/h di acqua da sottrarre all'ambiente.}$$

Detta Δx la differenza di umidità specifica in grammi di vapor d'acqua per kg di aria secca tra aria ambiente e aria di immissione, dovrà risultare:

$$\Delta x = \frac{16.666}{13.887,5} = 1,2 \frac{\text{g}}{\text{kg aria secca}}$$

Sul diagramma psicrometrico, il punto rappresentativo dell'aria di immissione è pertanto quello indicato con la lettera C (figg. 1.19 e 1.20).

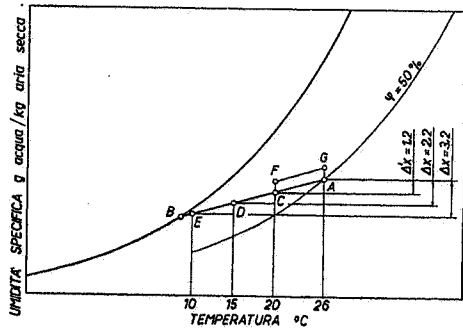


Fig. 1.19. - Raffreddamento con deumidificazione sul diagramma Carrier (v. esempio 1.8.).

Ripetendo lo stesso procedimento per temperature dell'aria di immissione di 15 °C e 10 °C si può arrivare alla compilazione della tabella 1.2.

Si può osservare quanto segue:

a) Esiste un infinito numero di condizioni dell'aria di immissione capaci di neutralizzare contemporaneamente il carico sensibile e il carico latente dell'ambiente.

Tabella 1.2

t_a temperatura aria di immissione °C	$t_a - t_r$ °C	W portata aria immissione kg/h	Δx g kg aria secca	Punto rappresentativo aria immissione
20	6	13.887,5	1,2	C
15	11	7.575,7	2,2	D
10	16	5.208,3	3,2	E

b) Tutti e soli i punti rappresentativi di condizioni dell'aria di immissione capaci di neutralizzare contemporaneamente il carico sensibile e il

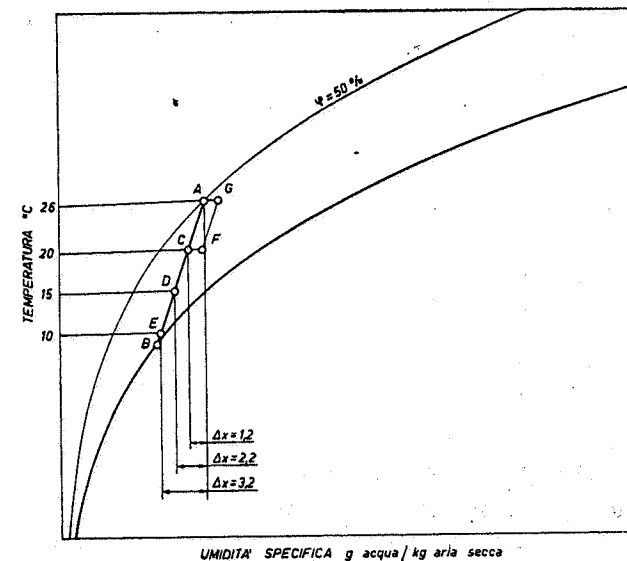


Fig. 1.20. - Raffreddamento con deumidificazione sul diagramma di Mollier (v. esempio 1.8).

carico latente dell'ambiente giacciono su un segmento di retta (segmento AB in fig. 1.19 e in fig. 1.20) passante per il punto rappresentativo delle condizioni ambiente ⁽¹⁾.

c) L'inclinazione di tale segmento di retta è quella corrispondente al valore di $R = \frac{q_s}{q_{tot}}$ caratteristico dell'ambiente considerato e definito come «fattore termico ambiente».

d) La portata di aria di immissione risulta minima se l'aria viene immessa alle condizioni del punto B , punto di intersezione della linea di saturazione con la retta di inclinazione R , passante per A .

e) Se l'aria viene, ad esempio, immessa con la portata corrispondente al punto C nella condizione F le condizioni ottenibili in ambiente saranno diverse da quelle prescritte A e si ottengono approssimativamente conducendo da F la parallela ad AB sino a intersecare la retta $t = 26$ °C (punto G).

Esempio 1.9

Dell'aria, alla temperatura di 32 °C e con il 50% di umidità relativa, viene fatta passare attraverso una batteria da cui esce alle condizioni di 14 °C con il 90% di u.r.

Determinare:

- La temperatura di rugiada dell'apparato, t_{ra} .
- La temperatura dell'aria uscente al bulbo umido, t' .
- Il fattore di by-pass, BF .
- La quantità di vapor d'acqua condensato per kg di aria secca trattato, Δx .
- Il calore totale sottratto dalla batteria, q_{tot} .
- Il fattore termico per il processo in esame, R .

Soluzione:

Dal diagramma psicrometrico (Carrier o Mollier) risulta, congiungendo il punto rappresentativo delle condizioni iniziali dell'aria con quello rap-

presentativo delle condizioni finali, e prolungando sino a intersecare la curva di saturazione nel punto di rugiada dell'apparato (cfr. figg. 1.15 e 1.16):

- $t_{ra} = 9,7$ °C
- $t' = 13$ °C
- $BF = \frac{14 - 9,7}{32 - 9,7} = 0,193$
- $\Delta x = 15,00 - 8,95 = 6,05$ grammi di vapor d'acqua condensato per kg di aria secca.
- $q_{tot} = \Delta J = 8,05 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aria secca}}$
- $R = \frac{q_s}{q_{tot}} = \frac{0,24 (32 - 14)}{8,05} = 0,536$

Il raffreddamento con deumidificazione è la trasformazione tipica degli impianti di condizionamento estivo dell'aria per applicazioni di comfort.

Tuttavia, nella maggior parte dei casi, il problema si presenta come indicato in figg. 1.21 e 1.22.

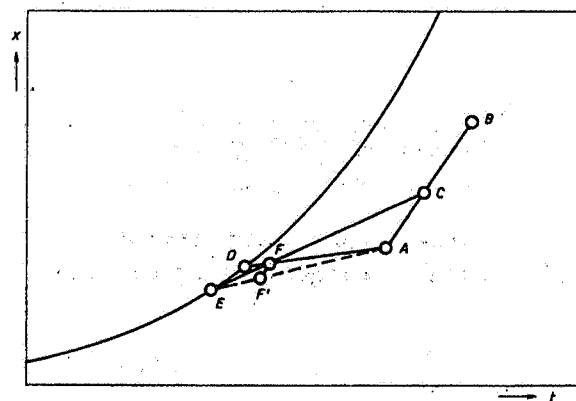


Fig. 1.21. - Raffreddamento con deumidificazione e immissione di aria esterna (diagramma Carrier).

In tali figure, il punto A rappresenta le condizioni dell'ambiente, il punto B rappresenta le condizioni esterne ed il punto C rappresenta la mi-

⁽¹⁾ Si noti che essendo:

$$R = \frac{0,24 W (26 - t_i)}{0,24 W (26 - t_i) + 0,6 W \Delta x} = \frac{1}{1 + \frac{0,6 \Delta x}{0,24 (26 - t_i)}}$$

se $R = \text{cost}$ deve essere $\Delta x = k (26 - t_i)$, e cioè vi deve essere proporzionalità tra Δx e $(26 - t_i)$.

sceola di aria esterna di ventilazione e di aria di ricircolo ⁽¹⁾ trattata dal condizionatore.

Per quanto detto precedentemente, se AD è l'inclinazione corrispondente al «fattore termico ambiente», e cioè al rapporto tra il calore sensibile ambiente e il calore totale ambiente, il punto rappresentativo dell'aria introdotta deve giacere su tale segmento, in modo da soddisfare contemporaneamente il calore sensibile ambiente e il calore latente ambiente.

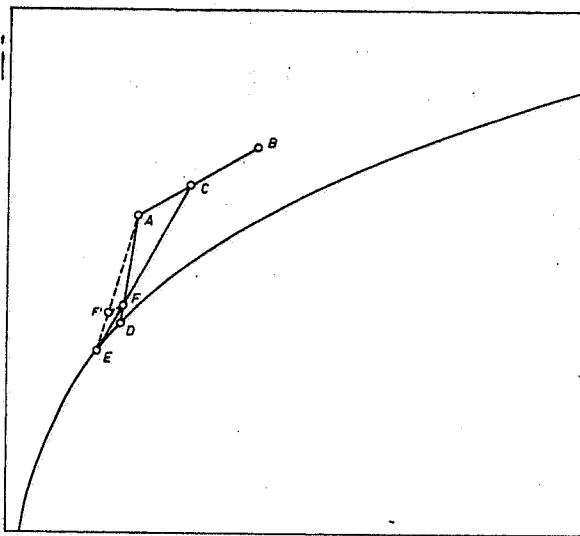


Fig. 1.22. — Raffreddamento con deumidificazione e immissione di aria esterna (diagramma di Mollier).

D'altra parte, il punto rappresentativo dell'aria uscente dal condizionatore giacerà sulla congiungente il punto C dell'aria entrante ed il punto E , corrispondente alla temperatura media della superficie della batteria di deumidificazione, precedentemente definita come «temperatura di rugiada dell'apparato».

L'inclinazione relativa a CE indica il «fattore termico generale» ⁽²⁾ R_g della trasformazione considerata, corrispondente al rapporto tra il calore sensibile e il calore totale che il condizionatore deve sottrarre e che differi-

⁽¹⁾ L'aria di ricircolo è aria aspirata dagli ambienti condizionati — alle condizioni termogrometriche di questi — e trattata nel condizionatore assieme ad una certa portata di aria esterna di ventilazione. Negli impianti di tipo convenzionale l'aria di ricircolo rappresenta generalmente il 70÷80% della portata totale.

⁽²⁾ Cfr. Carrier System Design Manual, part 1, Load estimating, 1962.

sce generalmente dal «fattore termico ambiente». Il punto rappresentativo dell'aria uscente dal condizionatore, per quanto detto, dipenderà dal «fattore di by-pass» della batteria.

Per soddisfare le varie esigenze del problema è necessario che tale punto, F , giaccia sulla DA , soddisfacendo inoltre la relazione

$$BF = \frac{\overline{FE}}{\overline{CE}}$$

Pertanto, tracciata la AD , e fissata t_F , la portata di aria da trattare Q_{tot} si potrà determinare in base alla:

$$Q_{tot} = \frac{q_s}{0,29 (t_A - t_F)} \quad (1.29)$$

Poichè $Q_{tot} = Q_O = Q_B + Q_A$, e la portata di aria di ventilazione, Q_B , è normalmente imposta dalle esigenze dell'impianto, si potrà calcolare la temperatura t_C della miscela.

Congiungendo il punto C con il punto F , dovrà risultare $\frac{\overline{FE}}{\overline{CE}} = BF$,

dove BF è il fattore di by-pass proprio della batteria in esame (cfr. paragrafo 1.28). Se ciò non si verifica, sarà necessario ripetere il calcolo dopo aver variato t_F , procedendo per tentativi.

Il calcolo termico estivo dell'impianto di condizionamento verrà impostato secondo le modalità indicate nella tabella 1.3.

Il procedimento è del tutto intuitivo: calcolato il calore sensibile ambiente e il calore latente ambiente (secondo le modalità di cui al capitolo 3), il calore totale generale — che rappresenta il carico totale sulla batteria di raffreddamento — si otterrà sommando ai carichi ambiente di cui sopra il calore sensibile e il calore latente dell'aria esterna.

In tabella 1.3 la figura a rappresenta lo schema di riferimento, nel quale le condizioni dell'aria sono quelle di figura b (diagramma Carrier) o di figura c (diagramma di Mollier).

Si osserva, come del resto è già noto, che una certa portata di aria, attraversando la batteria, ne esce nelle condizioni E , mentre una portata minore esce alle condizioni di ingresso C (aria by-passata). Come si è già osservato, questo metodo di calcolo richiede, per la determinazione di Q_{tot} , un procedimento per tentativi.

In pratica, si può procedere speditamente alla determinazione della portata di aria Q_{tot} introducendo il concetto di «fattore termico ambiente effettivo» ⁽¹⁾, inteso come rapporto tra il calore sensibile ambiente effettivo

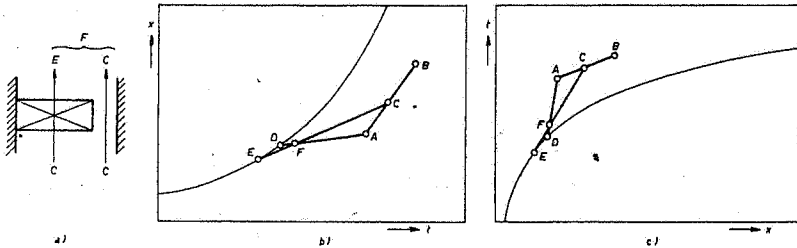
⁽¹⁾ Cfr. Carrier System Design Manual, part 1, 1962.

Tabella 1.3

Calore sensibile ambiente	(q_s)
+ Calore latente ambiente	(q_l)
= Calore totale ambiente	(q_{tot})
+ Calore sensibile aria esterna	(q_{sae})
+ Calore latente aria esterna	(q_{lae})
= Calore totale generale	(q_{tg})

$$Q_B \times 0,29 \times (t_B - t_A)$$

$$Q_B \times 1,2 \times 0,6 \times (x_B - x_A)$$



$$R = \frac{q_s}{q_{tot}}$$

$$Q_{tot} = Q_C = \frac{q_s}{0,29 (t_A - t_F)}$$

$$q_{tot} = Q_C \times 1,2 \times (J_A - J_F)$$

$$q_{ts} = Q_C \times 1,2 \times (J_C - J_F)$$

$$R_g^{(1)} = \frac{q_s + q_{sae}}{q_{ts}}$$

e il calore totale ambiente effettivo.

Il calore sensibile ambiente effettivo $q_{s\text{ eff}}$ è dato dalla somma del calore sensibile ambiente e del calore sensibile corrispondente alla porzione di aria esterna by-passata, porzione che penetra in ambiente senza subire trasformazioni.

Il calore latente ambiente effettivo $q_{l\text{ eff}}$ è dato dalla somma del calore latente ambiente e del calore latente corrispondente alla porzione di aria esterna by-passata.

Il calore totale ambiente effettivo $q_{tot\text{ eff}}$ è la somma dei due termini precedenti.

È possibile dimostrare che il segmento di retta condotto dal punto A con l'inclinazione del « fattore termico ambiente effettivo » corrisponde alla AE (figg. 1.21 e 1.22).

(1) Cfr. pag. 38 in fondo.

Tale segmento è immediatamente tracciabile, una volta eseguito il calcolo termico e avere assunto il fattore di by-pass.

La portata di aria Q_{tot} può essere allora calcolata in base alla

$$Q_{tot} = \frac{q_{s\text{ eff.}}}{0,29 (t_A - t_E) (1 - BF)} \quad (1.30)^{(1)}$$

Adottando questo secondo metodo per la determinazione della portata d'aria Q_{tot} , il calcolo termico estivo dell'impianto di condizionamento verrà impostato secondo le modalità indicate in tabella 1.4.

Si può notare (fig. a) che con questo schema di riferimento una parte del carico termico dovuto all'aria esterna — e precisamente quello relativo alla portata d'aria esterna by-passata $Q_B \times BF$ — viene considerato come carico termico dell'ambiente. L'aria in uscita dalla batteria di raffreddamento F' sarà quindi una miscela tra aria nelle condizioni E ed aria ambiente by-passata nelle condizioni A. Agli effetti del calcolo del calore totale generale bisognerà aggiungere al calore totale ambiente effettivo il calore dell'aria esterna, per la parte non by-passata in ambiente $Q_B \times (1 - BF)$.

Si osservi che il calore totale generale e la portata Q_{tot} coincidono, necessariamente, con quelli determinati con il metodo di cui alla tabella 1.3 mentre le condizioni (fittizie) di introduzione dell'aria in ambiente, F' , differiscono da quelle F di cui al metodo precedente.

Il procedimento qui indicato è seguito, ad es., sul modulo di calcolo di fig. 3.2 e sviluppato negli esempi 3.12, 3.13 e 3.14.

1.29 Raffreddamento ed umidificazione

Se dell'aria non satura viene inviata in un condizionatore d'aria contenente una rete ugelli che polverizza dell'acqua in ricircolo, l'umidità specifica dell'aria aumenterà mentre la sua temperatura al bulbo secco subirà una diminuzione.

Questo processo è stato dettagliatamente descritto al paragrafo 1.15.

Il raffreddamento, praticamente, avviene a temperatura al bulbo

(1) Posto $F'E/AE = BF$, F' rappresenta le condizioni equivalenti di uscita dell'aria dal condizionatore; risulta, evidentemente, $(t_A - t_E) (1 - BF) = t_A - t_{F'}$. Le condizioni reali, F , sarebbero determinabili solo mediante un procedimento per approssimazioni successive (dovute al fatto che si dovrebbe assumere un certo fattore di by-pass e poi verificarlo con quello effettivo della batteria di raffreddamento per la portata d'aria calcolata) e ciò consiglia l'adozione del metodo qui descritto basato sul computo di $q_{s\text{ eff}}$.

Tabella 1.4

$Q_B \times 0,29 \times BF' \times (t_B - t_A)$	+ Calore sensibile ambiente (q_s)	} ($q_{s\text{ eff}}$)
	+ Calore sensibile a.e. by-passata	
$Q_B \times 1,2 \times 0,6 \times BF' \times (x_B - x_A)$	+ Calore latente ambiente (q_l)	} ($q_{l\text{ eff}}$)
	+ Calore latente a.e. by-passata	
	= Calore totale ambiente effettivo	($q_{t\text{ eff}}$)
$Q_B \times 0,29 \times (1 - BF') (t_B - t_A)$	+ Calore sensibile a.e. non by-passata	} ($q_{t\text{ gen}}$)
$Q_B \times 1,2 \times 0,6 \times (1 - BF') (x_B - x_A)$	+ Calore latente a.e. non by-passata	
	= Calore totale generale	

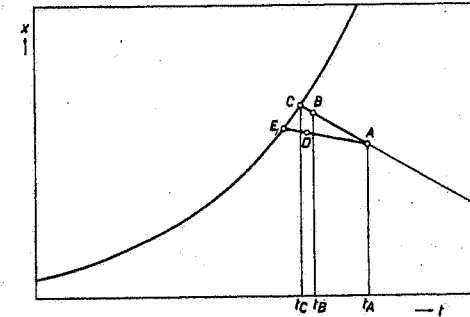
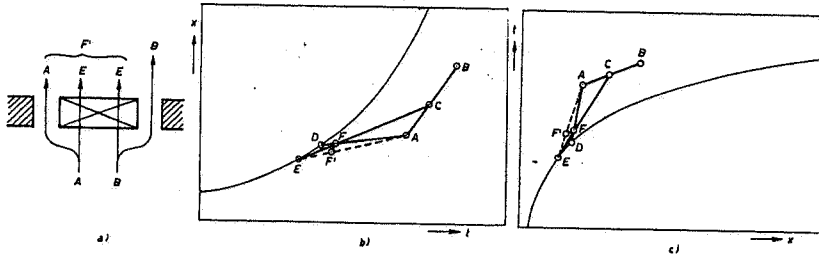


Fig. 1.23. - Raffreddamento ed umidificazione sul diagramma Carrier.

D'altra parte, per fini pratici, la trasformazione può anche essere considerata ad entalpia costante⁽¹⁾, e pertanto, assai sovente, sul diagramma di Mollier (fig. 1.24) essa è rappresentata mediante una trasformazione tipo AB ad entalpia costante.

Si definisce come efficienza di saturazione il rapporto:

$$E_{\text{sat}} = 100 \frac{t_A - t_B}{t_A - t_C}$$

dove: t_A è la temperatura in ingresso dell'aria al bulbo asciutto
 t_B è la temperatura in uscita dell'aria al bulbo asciutto
 t_C è la temperatura di ingresso dell'aria al bulbo umido, che coinciderebbe con la sua temperatura d'uscita al bulbo secco se l'aria uscisse completamente saturata.

In pratica, se il condizionatore-umidificatore è sufficientemente lungo, con almeno due banchi di ugelli atomizzatori, l'efficienza di saturazione può raggiungere e superare il 92%.

È interessante notare che il processo qui indicato è stato uno dei primi a venire impiegati negli impianti di condizionamento dell'aria, e che questo

(1) Cfr. par. 1.15.

$$R_{\text{eff}} = \frac{q_{s\text{ eff}}}{q_{t\text{ eff}}}$$

$$Q_{\text{tot}} = Q_C = \frac{q_{s\text{ eff}}}{0,29 (1 - BF') (t_A - t_E)} = \frac{q_{s\text{ eff}}}{0,29 (t_A - t_{F'})}$$

$$q_{t\text{ eff}} = Q_C \times 1,2 \times (J_A - J_{F'})$$

$$q_{t\text{ gen}} = Q_C \times 1,2 \times (J_C - J_{F'})$$

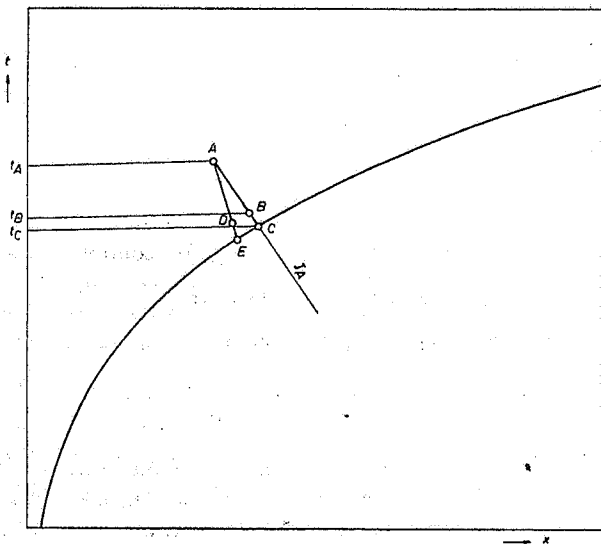


Fig. 1.24. - Raffreddamento ed umidificazione sul diagramma di Mollier.

metodo è ancora estesamente impiegato nell'industria tessile e in altre industrie che richiedono per i loro cicli di produzione elevate umidità relative in ambiente oltre che un buon lavaggio dell'aria trattata.

Qui di seguito viene riportato un esempio che descrive il metodo di calcolo della portata d'aria in un simile processo.

Esempio 1.10

Uno stabilimento tessile ha un carico sensibile interno di $150.000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$

Le condizioni esterne sono di 32°C con il 50% di u.r.

I vari reparti devono essere mantenuti ad una umidità relativa del 60%.

Si richiedono:

- 1) La portata totale di aria da inviare in ambiente nell'ipotesi che l'aria esca dal condizionatore completamente satura.
- 2) La portata d'aria da inviare in ambiente nell'ipotesi che l'efficienza di saturazione del condizionatore sia del 95%.

Soluzione:

- 1) Dal diagramma psicrometrico risulta (cfr. figg. 1.23 e 1.24):
 $t_C = 23,7^\circ\text{C}$ circa.

Condotta da t_C la retta a umidità specifica $x_C = \text{costante}$, questa interseca la curva a umidità relativa costante $\varphi = 60\%$ in corrispondenza di una temperatura al bulbo asciutto di $32,5^\circ\text{C}$ circa.

Le condizioni in ambiente saranno pertanto: temperatura al bulbo asciutto $32,5^\circ\text{C}$; umidità relativa 60%.

La portata d'aria necessaria è data da:

$$Q = \frac{150.000}{0,29 (32,5 - 23,7)} \cong 5870 \text{ m}^3/\text{h}.$$

2) Nel caso che l'efficienza di saturazione sia del 95%, le condizioni dell'aria all'uscita dal condizionatore potranno determinarsi graficamente (cfr. figg. 1.23 e 1.24) dovendo risultare:

$$100 \frac{t_A - t_B}{t_A - t_C} = 95.$$

Risulta $t_B \cong 24^\circ\text{C}$.

Le condizioni in ambiente, ottenute come in 1), saranno: temperatura al bulbo asciutto $32,3^\circ\text{C}$ circa; umidità relativa 60%.

La portata d'aria necessaria è data da:

$$Q = \frac{150.000}{0,29 (32,3 - 24)} \cong 6230 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Si noti che l'acqua spruzzata dagli ugelli può anche essere mantenuta ad una temperatura inferiore alla temperatura al bulbo umido dell'aria entrante, ma superiore alla sua temperatura di rugiada.

In tal caso il processo di raffreddamento ed umidificazione potrà avvenire lungo linee come la AE di fig. 1.23 (diagramma Carrier) o di fig. 1.24 (diagramma di Mollier).

1.30 Raffreddamento ed umidificazione - Sistema combinato

Il processo di raffreddamento ed umidificazione adiabatici descritto al paragrafo 1.29, se applicato ad ambienti con elevate umidità relative (ad es., l'80%) porta al trattamento di portate d'aria molto ingenti, ciò che non è conveniente per l'economia dell'impianto.

Quanto detto risulta molto evidente esaminando le fig. 1.25 (diagramma Carrier) o 1.26 (diagramma di Mollier).

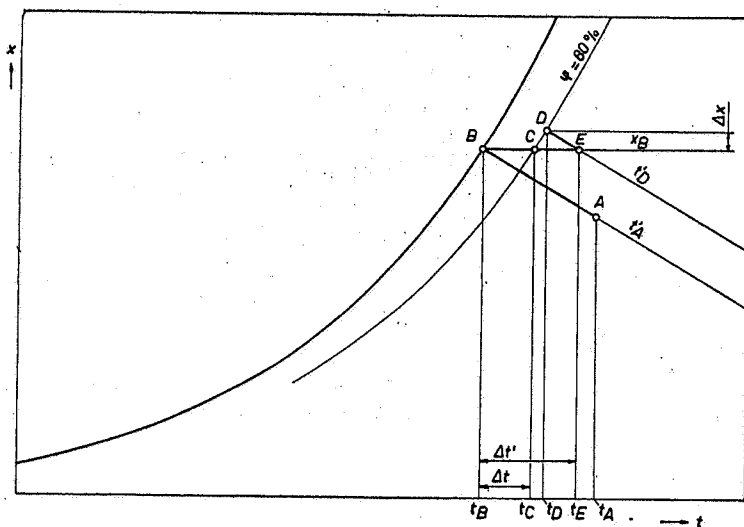


Fig. 1.25. - Sistema combinato - Rappresentazione sul diagramma Carrier.

Si osserva infatti che se il punto A rappresenta le condizioni dell'aria esterna e t_B è la sua temperatura al bulbo umido, la portata d'aria che è necessario immettere in ambiente per mantenere un'umidità relativa ambiente dell'80% deve essere calcolata sulla base della differenza di temperatura ($t_C - t_B$) dove si è supposta per semplicità un'efficienza di saturazione pari al 100%.

La portata d'aria necessaria può essere notevolmente ridotta integrando il condizionatore centrale con un sistema di nebulizzazione d'acqua in ambiente. L'acqua polverizzata in ambiente evapora assorbendo calore sensibile dall'aria dell'ambiente stesso. In pratica, la quantità d'acqua introdotta in tal modo, che diremo Δx , si fa variare per motivi pratici tra 1 e 2 grammi per ogni kg di aria secca introdotta negli ambienti condizionati.

Posto, ad esempio, $\Delta x = 1$ grammo acqua/kg aria secca, e fissata l'umidità relativa richiesta in ambiente, si potrà determinare il punto D , rappresentante le condizioni ottenibili in ambiente. Il punto D (fig. 1.25 e 1.26) giace infatti sulla curva a umidità relativa costante prefissata e ha una umidità specifica maggiore di Δx rispetto a quella del punto B , rappresentante le condizioni di uscita dell'aria dal condizionatore centrale. Dal punto D si conduce quindi la linea a temperatura al bulbo umido costante sino a intersecare in E la retta ad umidità specifica costante passante per B .

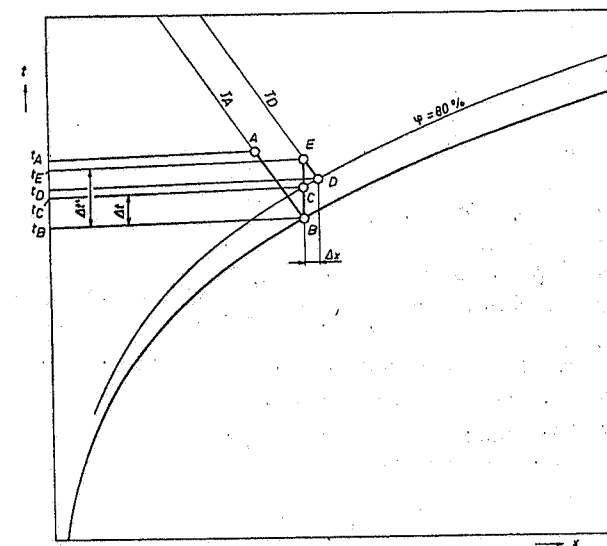


Fig. 1.26. - Sistema combinato - Rappresentazione sul diagramma di Mollier.

La portata d'aria necessaria con l'impianto combinato potrà essere calcolata sulla base della differenza di temperatura ($t_E - t_B$). Le condizioni ottenibili in ambiente sono quelle corrispondenti al punto D .

Esempio 1.11

Uno stabilimento tessile ha un carico sensibile interno di 200.000 kcal/h. Le condizioni esterne sono di 32 °C con il 50% di u.r.

Richiesta:

La portata d'aria necessaria per mantenere in ambiente un'umidità relativa dell'80%, qualora nell'ambiente stesso sia installato un impianto pneumatico di polverizzazione dell'acqua e la quantità di acqua introdotta in tal modo sia di un grammo per ogni kg di aria secca immesso.

Soluzione:

Con i simboli di fig. 1.25 (o di fig. 1.26 se si impiega il diagramma di Mollier) risulta:

$$t_B = 23,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta x = \frac{1 \text{ g}}{\text{kg aria secca}}$$

$$t_D = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_E = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(t_E - t_B) = 6,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$W = \frac{200.000}{0,24 \times 6,8} = 122.500 \text{ kg/h di aria secca.}$$

Poichè il volume specifico dell'aria nelle condizioni B è di circa $0,865 \frac{\text{m}^3}{\text{kg aria secca}}$, la portata richiesta sarà:

$$Q = 122.500 \times 0,865 = 106.000 \text{ m}^3/\text{h.}$$

1.31 Riscaldamento ed umidificazione

L'aria può essere simultaneamente riscaldata ed umidificata facendola passare attraverso un condizionatore con rete ugelli, la cui acqua venga riscaldata, ad esempio, mediante uno scambiatore acqua-vapore o mediante un'iniezione di vapore.

Questo processo è caratterizzato da un aumento di entalpia e di umidità specifica dell'aria trattata, mentre la sua temperatura finale al bulbo asciutto potrà essere minore, eguale o maggiore di quella iniziale, e ciò in dipendenza delle temperature iniziali dell'aria, dell'acqua e delle rispettive portate.

Se la portata d'acqua spruzzata è esuberante rispetto alla portata d'aria, l'aria uscirà quasi satura alla temperatura dell'acqua.

In fig. 1.27 (diagramma Carrier) e in fig. 1.28 (diagramma di Mollier) sono rappresentati i diversi casi possibili.

Precisamente, AB rappresenta la trasformazione subita dall'aria nel caso in cui la temperatura dell'acqua spruzzata sia inferiore alla temperatura al bulbo asciutto dell'aria entrante.

AC ed AD rappresentano le analoghe trasformazioni nel caso in cui l'acqua spruzzata sia rispettivamente a temperatura eguale o maggiore della temperatura al bulbo asciutto dell'aria entrante.

Come nel caso del processo di raffreddamento adiabatico, l'aria non uscirà satura dal condizionatore. La capacità saturante di questi potrà essere ancora espressa in termini di efficienza di saturazione.

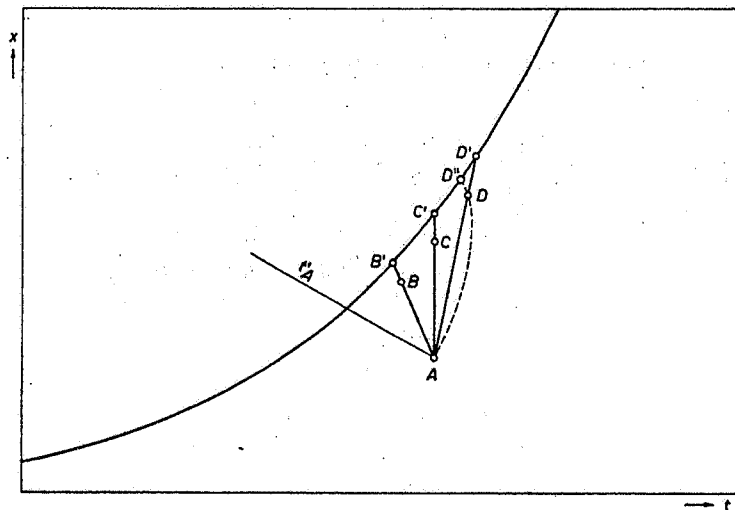


Fig. 1.27. - Riscaldamento ed umidificazione sul diagramma Carrier.

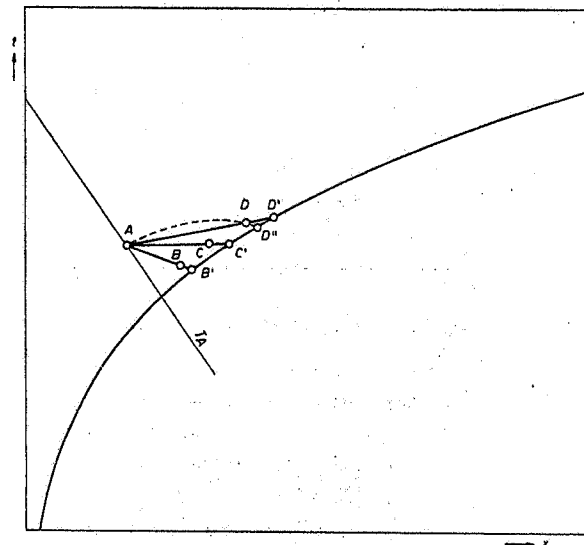


Fig. 1.28. - Riscaldamento ed umidificazione sul diagramma di Mollier.

Se la portata di acqua spruzzata è relativamente piccola rispetto alla portata d'aria trattata, l'acqua si raffredderà in modo non trascurabile durante il contatto con l'aria, e il processo sarà rappresentabile mediante la linea tratteggiata di fig. 1.27 o di fig. 1.28 dove D'' rappresenta la temperatura di uscita dell'acqua dal condizionatore.

L'aria può essere riscaldata ed umidificata anche mediante iniezione diretta di vapore o facendola passare su superfici di acqua riscaldata mediante serpentine ad acqua calda o vapore (pan humidifiers).

In tal caso il punto rappresentativo dell'aria che ha subito il trattamento può determinarsi sul diagramma psicrometrico facendo un bilancio di entalpie e di umidità specifiche.

Alla soluzione, generalmente, si arriva mediante un procedimento per approssimazioni successive.

1.32 Riscaldamento e deumidificazione

Quando dell'aria atmosferica viene fatta passare su adsorbenti solidi — quali silica gel e allumina attivata — o assorbenti liquidi — come cloruro di calcio o di litio — essa viene simultaneamente deumidificata e riscaldata.

Il processo è rappresentato in fig. 1.29 (diagramma Carrier) e in fig. 1.30 (diagramma di Mollier).

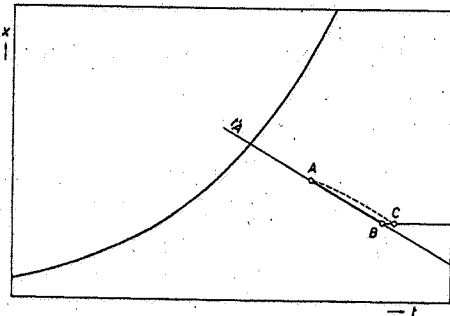


Fig. 1.29. — Riscaldamento e deumidificazione sul diagramma Carrier.

Si osserva che l'umidità atmosferica, condensando, cede all'aria il suo calore latente di condensazione. In questo senso, il processo qui esaminato si potrebbe considerare l'inverso di quello di raffreddamento adiabatico.

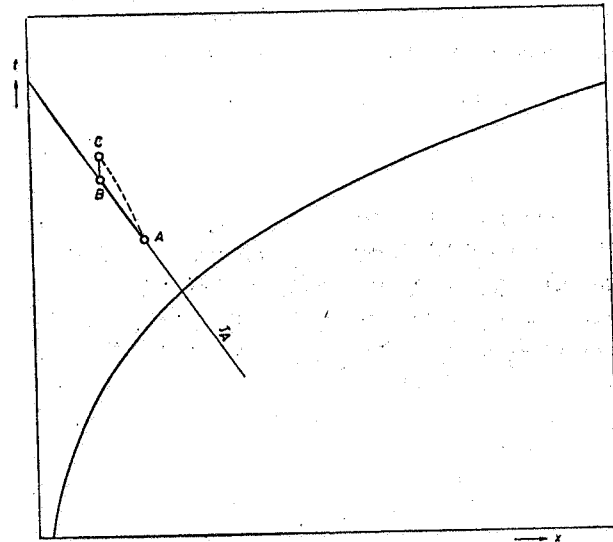


Fig. 1.30. — Riscaldamento e deumidificazione sul diagramma di Mollier.

Tuttavia, lo stato finale dell'aria è rappresentato non dal punto B, ma dal punto C, al quale compete una entalpia maggiore di quella del punto A.

Ciò poichè il calore liberato durante il processo di adsorbimento o assorbimento è maggiore del calore latente di condensazione del vapor d'acqua e anche perchè in pratica i materiali impiegati allo scopo cedono all'aria una parte del calore assorbito durante il loro ciclo di rigenerazione.