

Appunti ed Esercizi di *Fisica Tecnica e Macchine Termiche*

Cap. 14. Elementi di psicrometria, condizionamento dell'aria e benessere ambientale

Nicola Forgone

Paolo Di Marco

Versione 2006.00 – 18.05.07.

NB: i paragrafi contrassegnati con (°) sono stati inclusi per completezza ma non fanno parte del programma di esame per il corso in Ingegneria Elettrica.

La presente dispensa è redatta ad esclusivo uso didattico per gli allievi dei corsi di studi universitari dell'Università di Pisa. Gli autori se ne riservano tutti i diritti. Essa può essere riprodotta solo totalmente ed al fine summenzionato, non può essere alterata in alcuna maniera o essere rivenduta ad un costo superiore a quello netto della riproduzione.

Ogni altra forma di uso e riproduzione deve essere autorizzata per scritto dall'autore.

Gli autori saranno grati a chiunque segnali loro errori, inesattezze o possibili miglioramenti.

1. Definizione

La psicrometria è la scienza che studia le proprietà termodinamiche delle miscele aria-vapore e gli effetti di queste miscele sui materiali e sul comfort umano.

2. Miscela aria-vapore

L'aria è una miscela di azoto (78 % in volume), ossigeno (21 % in volume) e di piccoli quantitativi di altri gas. **L'aria atmosferica** contiene anche vapore d'acqua (o umidità). Nel caso che l'aria non contenga vapore viene detta **aria secca** mentre nel caso opposto viene detta **aria umida**.

Lo studio dell'aria atmosferica come miscela gas-vapore è alla base delle applicazioni di condizionamento dell'aria. Infatti, sebbene la quantità di acqua contenuta nell'aria ambiente sia piccola essa riveste un'importanza fondamentale per il benessere dell'uomo.

La temperatura dell'aria nelle applicazioni di condizionamento varia tra circa $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Essa risulta quindi sempre più alta della temperatura critica dell'aria secca ($-141\text{ }^{\circ}\text{C}$) per cui l'aria è in fase gassosa. Inoltre sia l'aria che il vapore si trovano ad una pressione molto minore di quella critica ($p_{a,cr} = 37.7 \cdot 10^5\text{ Pa}$, $p_{v,cr} = 221 \cdot 10^5\text{ Pa}$). L'aria atmosferica può quindi essere trattata come una miscela di gas perfetti la cui pressione è, per la legge di Dalton, la somma delle pressioni parziali dell'aria secca e di quella del vapore.

$$p = p_a + p_v \left\{ \begin{array}{l} p_a V = m_a R_a T, \quad R_a = 287.06 \text{ J/(kg K)} \\ p_v V = m_v R_v T, \quad R_v = 461.52 \text{ J/(kg K)} \end{array} \right.$$

Dal momento che sia l'aria che il vapore si considerano dei gas perfetti, la loro entalpia sarà funzione solo della temperatura. Se si prende $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ come temperatura di riferimento si ha (le entalpie sono in kJ/(kg aria secca), mentre le temperature sono in $^{\circ}\text{C}$):

$$h_a = c_{pa} t = 1.005 t, \quad h_v = h_v + c_{pv} t = 2501.3 + 1.820 t \quad -10 \leq t \leq 50\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Nel seguito verranno definiti per punti le principali proprietà utilizzate per caratterizzare lo stato termodinamico dell'aria umida.

- Il **titolo** dell'aria umida o **umidità specifica**, ω , è la massa di vapore d'acqua contenuta nell'unità di massa d'aria secca:

$$\omega \equiv \frac{m_v}{m_a} = \frac{R_a p_v}{R_v p_a} = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} \Rightarrow \begin{cases} p_a = \frac{0.622}{0.622 + \omega} p \\ p_v = \frac{\omega}{0.622 + \omega} p \end{cases}$$

In una trasformazione a pressione (totale) costante (trasformazioni più comuni) p_a e p_v rimangono separatamente costanti finché rimane costante il titolo ω .

L'umidità specifica è una quantità adimensionale (kg vapore/kg aria secca) ma in taluni casi viene espressa in (g vapore/kg aria secca); in tal caso il suo valore deve essere diviso per 1000 prima di utilizzarlo nei calcoli.

- Il **volume specifico** dell'aria umida, v , viene valutato con riferimento all'unità di massa dell'aria secca:

$$v \equiv \frac{V}{m_a} = \frac{R_a T}{p_a} = \frac{R_a T}{p - p_v} = \frac{R_a T}{0.622 p} (0.622 + \omega) \quad [\text{m}^3/(\text{kg aria secca})]$$

Nella formula precedente T è in gradi Kelvin.

- La **densità** dell'aria umida, ρ , è definita come la massa d'aria umida contenuta nell'unità di volume:

$$\rho \equiv \frac{m_a + m_v}{V} = \frac{m_a}{V} (1 + \omega) = \frac{(1 + \omega)}{v} = \frac{0.622 p}{R_a T} \left(\frac{1 + \omega}{0.622 + \omega} \right) \quad [\text{kg/m}^3]$$

Dalla formula precedente si vede che, a parità di temperatura e di pressione totale della miscela aria-vapore, la densità è una funzione decrescente di ω e, quindi, che l'aria più umida è anche più leggera. Questo comportamento è importante per mantenere le condizioni di flusso nelle torri di raffreddamento a circolazione naturale, come si vedrà nel seguito.

E', inoltre, importante notare come, in base alle precedenti definizioni, deriva che la densità dell'aria umida *non* risulta uguale al reciproco del volume specifico dell'aria umida.

- L'**entalpia** dell'aria umida, h , per unità di massa dell'aria secca è data dalla somma dell'entalpia dell'aria secca e dell'entalpia del vapor d'acqua:

$$h \equiv \frac{H_a + H_v}{m_a} = h_a + h_v \omega = 1.005 t + 2501.3 \omega + 1.82 t \omega \quad [\text{kJ}/(\text{kg aria secca})]$$

- Se ad 1 kg d'aria secca si aggiunge del vapore la pressione parziale del vapore tende ad aumentare fino ad arrivare alla pressione di saturazione corrispondente alla temperatura della miscela. In queste condizioni qualunque altra quantità di vapore aggiunta all'aria condenserà (nebbia). Quando l'aria non sarà più in grado di contenere altro vapore si dirà **satura**. L'**umidità relativa** dell'aria umida, ϕ , è la quantità di vapore che l'aria effettivamente contiene diviso la quantità massima che essa potrebbe contenere alla stessa temperatura:

$$\phi \equiv \frac{m_v}{m_{v,sat}} = \frac{p_v}{p_{v,sat}} \quad \Rightarrow \quad \omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}} \quad [\text{adim.}]$$

La pressione di saturazione dell'acqua può essere determinata mediante la seguente formula approssimata: $p_{v,sat} \cong 1000 \cdot \exp[16.6536 - 4030.183/(t + 235)]$.

- La **temperatura di rugiada**, t_r , è definita come quella temperatura alla quale inizia la condensazione quando si impone all'aria un raffreddamento isobaro (temperatura di saturazione alla pressione parziale del vapore):

$$t_r \equiv t_{sat}(p_v)$$

- La **temperatura di bulbo umido**, t_{bu} , è la temperatura misurata con un termometro il cui bulbo sia stato ricoperto con una garza bagnata con acqua pura ed esposto ad una corrente d'aria. Si ha: $t_r \leq t_{bu} \leq t$. Per l'aria satura risulta: $t_{bu} = t_r = t$.

3. I diagrammi psicrometrici

L'aria umida è un fluido termodinamico *trivariante*, ovvero sono necessarie tre variabili per determinarne lo stato (la terza variabile può essere ad esempio la quantità di vapore presente nell'unità di massa di aria). Tuttavia, *se si fissa la pressione totale della miscela* rimangono da precisare due sole variabili di stato e si può rappresentare lo stato del sistema su diagrammi piani.

Nello studio dei problemi relativi al condizionamento dell'aria si ricorre ai cosiddetti diagrammi psicrometrici (riferiti normalmente alla pressione di 1 atm = 101325 Pa) che consentono una risoluzione grafica dei problemi stessi. Questi diagrammi permettono, note due grandezze tra t , t_{bu} , t_r , ϕ , ω , v , h del miscuglio aria-vapore, di identificare tutte le altre grandezze.

I diagrammi psicrometrici più comunemente usati sono tre. Il diagramma psicrometrico **di Mollier** è un diagramma ad assi obliqui le cui coordinate sono umidità specifica ed entalpia (v. figura 1), generalmente noto nel formato dovuto all'**ASHRAE** (v. figura 2). Il **diagramma psicrometrico Carrier** (v. figura 3) è l'unico che usa le coordinate rettangolari (temperatura di bulbo secco ed umidità specifica).

La differenza tra i diagrammi suddetti è quasi impercettibile: nel diagramma di Mollier, le linee isoentalpiche sono parallele e quelle a temperatura di bulbo asciutto lievemente divergenti; nel diagramma Carrier avviene l'opposto.

Nel diagramma Carrier sull'asse delle ascisse è riportata la temperatura di bulbo secco e sull'asse delle ordinate l'umidità specifica; all'interno sono disegnate diverse famiglie di linee, facilmente distinguibili, il cui significato è riportato nello schema semplificato di figura 4.

Su questo diagramma, oltre alle linee a temperatura e ad umidità specifica costante vengono riportate le linee ad umidità relativa costante, quelle a temperatura di bulbo umido costante e le linee a volume specifico costante. In diagrammi dettagliati vengono pure riportate le linee di deviazione dell'entalpia rispetto ai valori di saturazione (su scale disegnate perpendicolarmente alle linee a temperatura di bulbo umido costante): si tiene così conto del fatto che le isoentalpiche non sono parallele, come precedentemente esposto.

Sul diagramma Carrier è disegnato un **punto di riferimento** o **polo** (in corrispondenza di una temperatura di bulbo secco $t = 24$ °C e di un'umidità relativa $\phi = 50$ %) che, una volta noto il fattore termico (che sarà definito in seguito), consente di rappresentare l'evoluzione dell'aria nei vari processi di condizionamento.

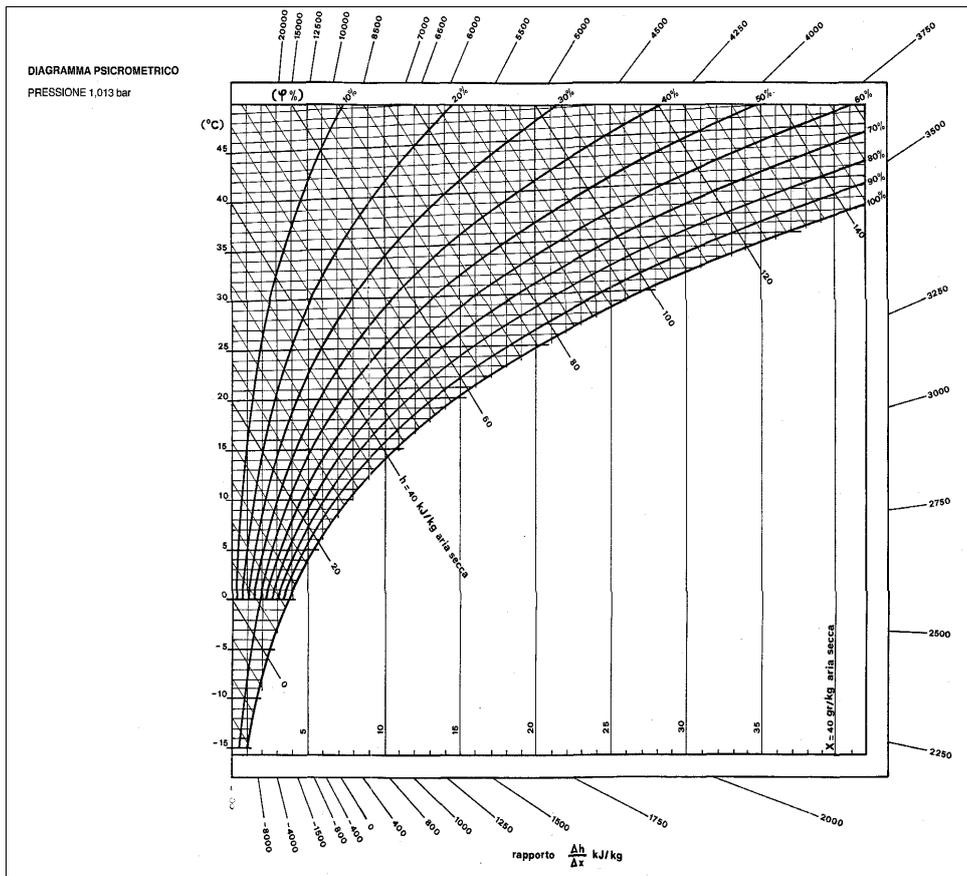


Figura 1: Diagramma psicrometrico di Mollier.

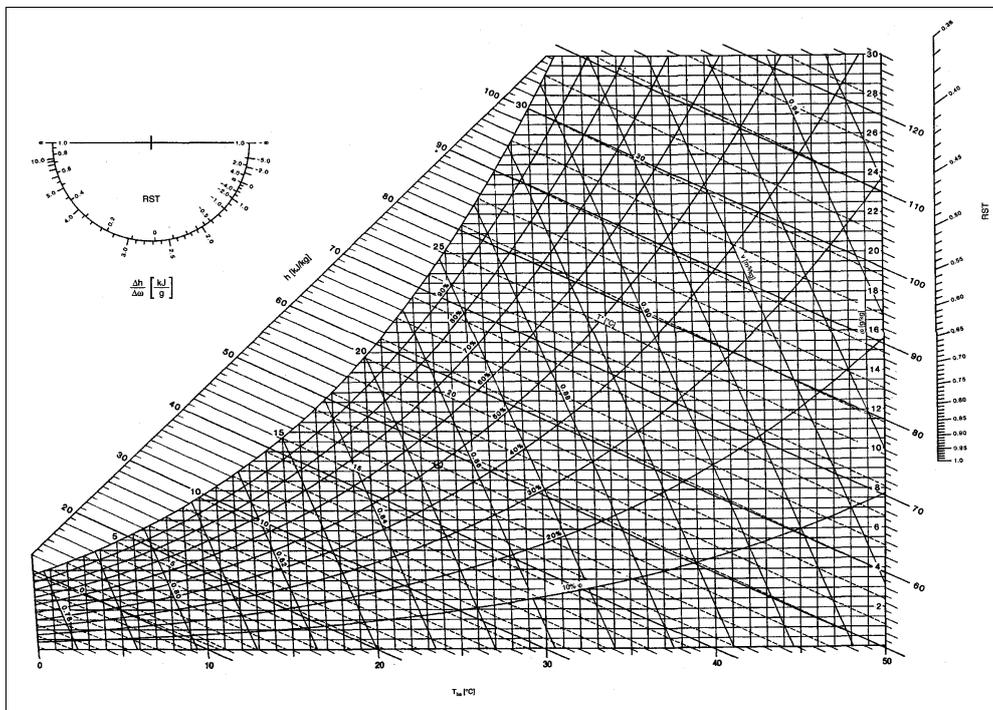


Figura 2: Diagramma psicrometrico di Mollier, versione ASHRAE.

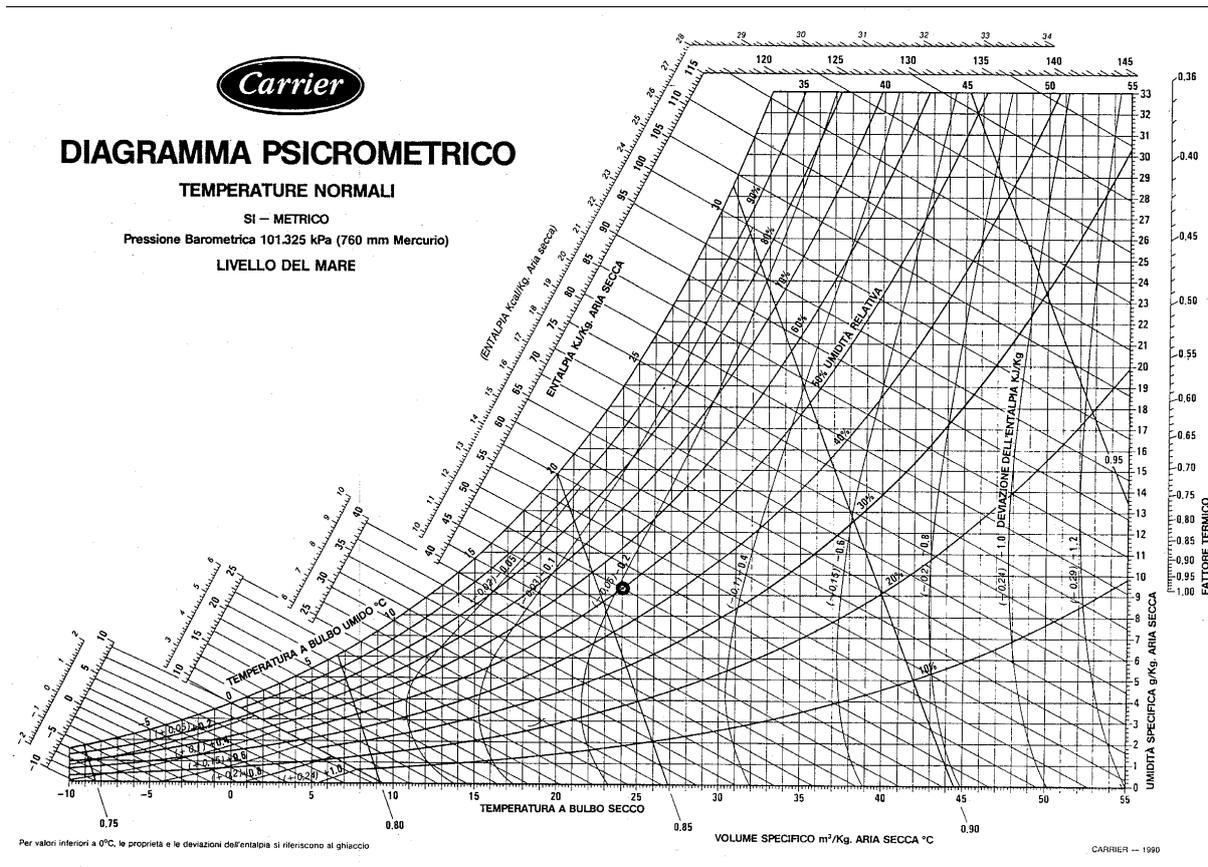


Figura 3: Diagramma psicrometrico Carrier.

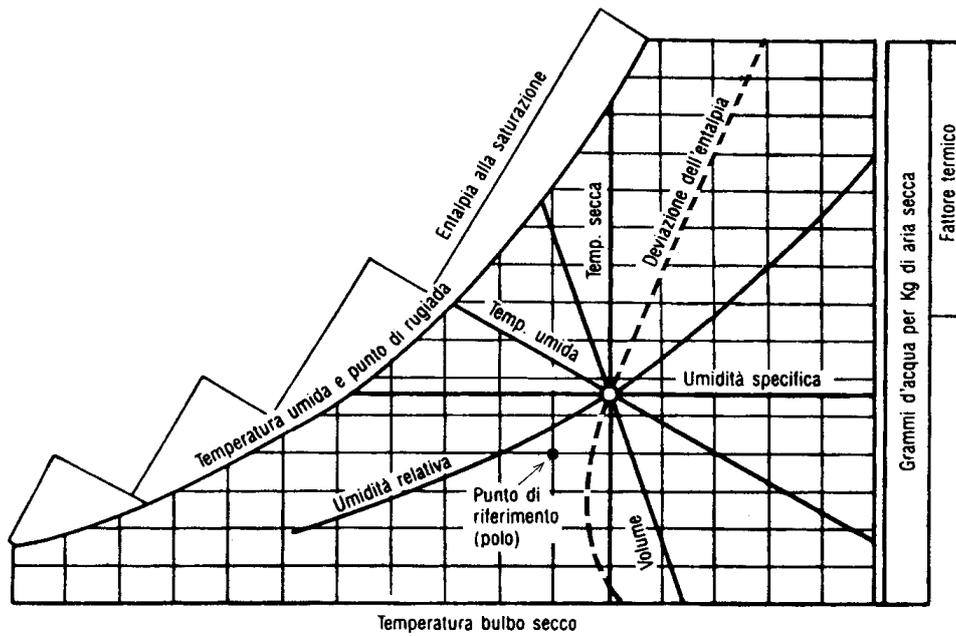


Figura 4: Significato delle linee sul diagramma psicrometrico Carrier.

4. Equazioni di bilancio delle trasformazioni per il condizionamento dell'aria

Si consideri un sistema aperto a regime in cui entrano delle portate G_i ed escono delle portate G_u d'aria. Inoltre nel sistema entrano (o escono) delle portate G_l di acqua (allo stato liquido o vapore). Il sistema scambia con l'ambiente una potenza termica W_t ed una potenza meccanica W'_m . In queste condizioni, possiamo scrivere i bilanci di massa (aria secca ed acqua) ed energia come segue.

Bilancio di massa dell'aria secca

$$\sum_i G_i - \sum_u G_u = 0$$

Bilancio di massa dell'acqua

$$\sum_i G_i \omega_i - \sum_u G_u \omega_u \pm \sum G_l = 0$$

Bilancio di energia dell'aria umida

$$\sum_i G_i h_i - \sum_u G_u h_u \pm \sum G_l h_l + W_t - W'_m = 0$$

Le portate massiche di aria, G , sono espresse in (kg di aria secca / s) e quindi per una corrente di aria umida non rappresenta la portata massica totale. Questa scelta risiede nel fatto che la portata massica espressa in termini della sola aria secca rimane costante in presenza di umidificazione o deumidificazione della corrente di aria umida.

La temperatura di saturazione adiabatica

Un metodo pratico per determinare l'umidità specifica e l'umidità relativa dell'aria umida che si trovi in certe condizioni termoigrometriche (stato 1) è quello di far subire all'aria una trasformazione di saturazione adiabatica (vedi figura 5).

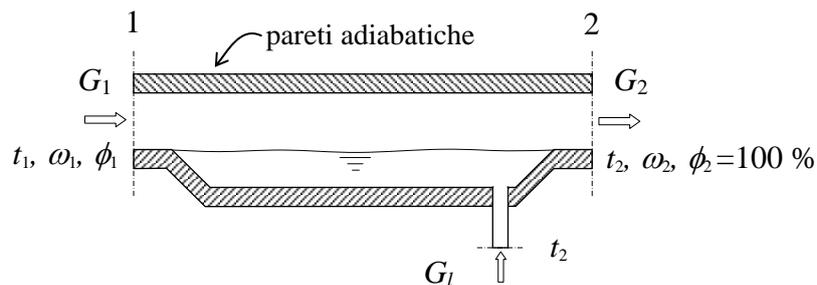


Figura 5: Saturatore adiabatico.

Risolvendo infatti le equazioni di bilancio per un saturatore adiabatico:

$$\begin{cases} G_1 - G_2 = 0 & \text{(bilancio in massa dell'aria secca)} \\ G_1 \omega_1 - G_2 \omega_2 + G_l = 0 & \text{(bilancio in massa dell'acqua)} \\ G_1 h_1 - G_2 h_2 - G_l h_{l,2} = 0 & \text{(bilancio di energia dell'aria umida)} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} G_2 = G_1 = G \\ G_l = G(\omega_2 - \omega_1) \\ h_2 - h_1 = h_{l,2}(\omega_2 - \omega_1) \end{cases}$$

$$\Rightarrow \omega_1 = \omega_2 - \frac{(h_2 - h_1)}{h_{l,2}}$$

Se si ipotizza che l'aria in uscita sia satura ($\phi_2=100\%$) e che l'acqua di reintegro si trovi alla temperatura t_2 , l'unica incognita nelle precedenti equazioni è ω_1 (si noti che h_1 può essere scritta in funzione di ω_1). L'umidità specifica e quella relativa per lo stato 1 possono quindi essere determinate, in modo indiretto, misurando la pressione e la temperatura dell'aria all'ingresso ed all'uscita di un sistema che realizza una trasformazione di saturazione adiabatica.

La temperatura di uscita del saturatore adiabatico, detta **temperatura di saturazione adiabatica**, è una proprietà termodinamica dell'aria umida nello stato di ingresso. La temperatura di saturazione adiabatica è compresa tra la temperatura di bulbo secco e la temperatura di rugiada (vedi figura 6). Per miscele aria-vapore alla pressione atmosferica la temperatura di saturazione adiabatica è molto vicina alla temperatura di bulbo umido (misurabile ad esempio con uno psicrometro a fionda).

Notare che dal punto di vista teorico la temperatura di saturazione adiabatica e quella di bulbo umido sono due concetti differenti, anche se nella pratica i due valori coincidono. Dato il piccolo valore della $h_{l,2}$, in pratica una trasformazione di saturazione adiabatica è anche pressoché isoentalpica.

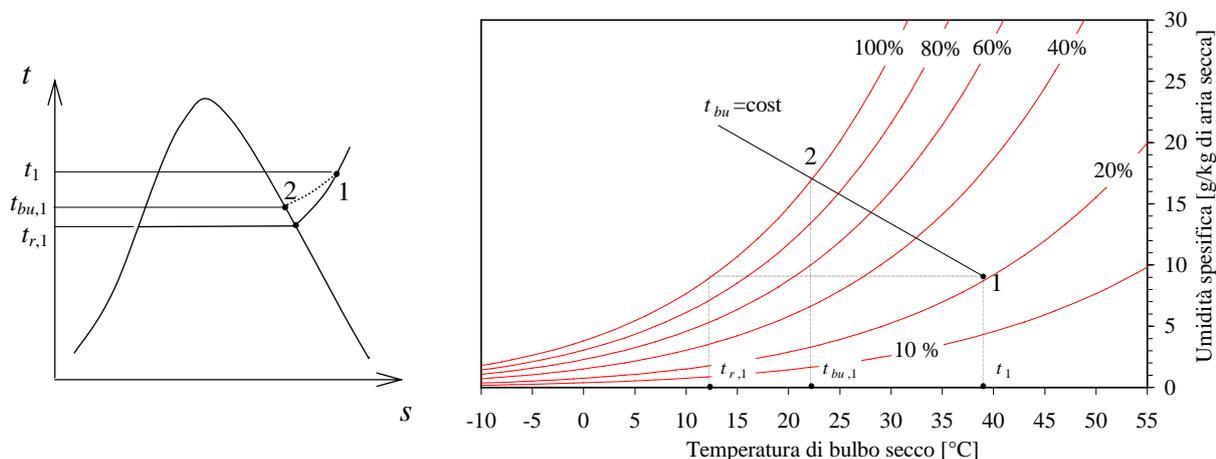


Figura 6: Temperature di bulbo secco, di bulbo umido e di rugiada.

5. Principali processi di trasformazione dell'aria umida

Processo di riscaldamento sensibile (o raffreddamento sensibile) dell'aria umida

Questi processi avvengono senza sottrazione o addizione di acqua ($G_i = 0$). Il processo è analogo a quello che avviene in uno scambiatore di calore a superficie. L'elemento scaldante può essere costituito da una serpentina in cui scorre acqua calda o da una resistenza elettrica, mentre quello refrigerante può essere costituito da una serpentina in cui scorre acqua fredda, o dall'evaporatore di un impianto frigorifero.

Bilancio di massa dell'aria secca

$$G_1 - G_2 = 0 \Rightarrow G_1 = G_2 = G$$

Bilancio di massa dell'acqua

$$G_1 \omega_1 - G_2 \omega_2 = 0 \Rightarrow \boxed{\omega_1 = \omega_2}$$

Bilancio di energia dell'aria umida

$$G_1 h_1 - G_2 h_2 + W_t = 0 \Rightarrow \boxed{W_t = G(h_2 - h_1)}$$

Durante il riscaldamento l'umidità relativa dell'aria diminuisce anche se l'umidità specifica rimane costante (il contrario si verifica nel caso di raffreddamento). E' questo il motivo per il quale, generalmente, un processo di riscaldamento è sempre accompagnato da un processo di umidificazione, mentre un processo di raffreddamento è sempre associato ad un processo di deumidificazione.

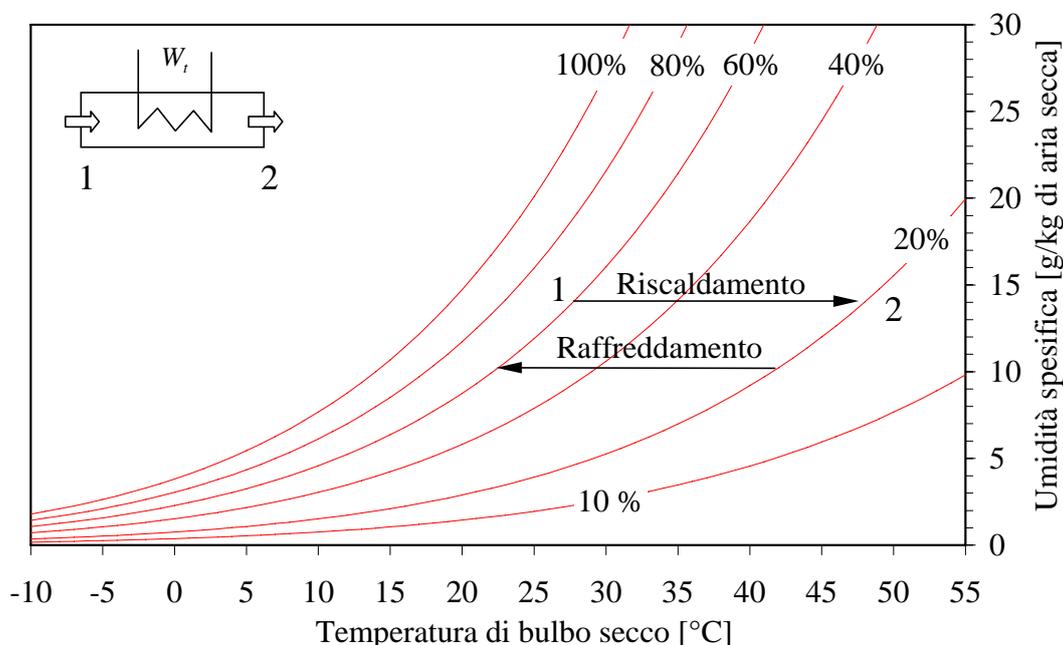


Figura 7: Processi di riscaldamento e raffreddamento sensibile.

ESEMPIO 14.1 – Riscaldamento sensibile

Si abbia una portata di d'aria di 0.5 kg/s a 24 °C e 50 % di umidità relativa. Determinare la potenza termica sensibile che bisogna fornire alla corrente d'aria per aumentare la sua temperatura di bulbo secco di 10 °C. Disegnare, inoltre, la trasformazione termoigrometrica sul diagramma Carrier.

L'umidità specifica e l'entalpia dell'aria umida in ingresso ed in uscita dall'unità di riscaldamento possono essere determinate facendo uso delle seguenti formule (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico):

$$p_{v,sat} \cong 1000 \cdot \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{t + 235}\right) \text{ [Pa]}$$

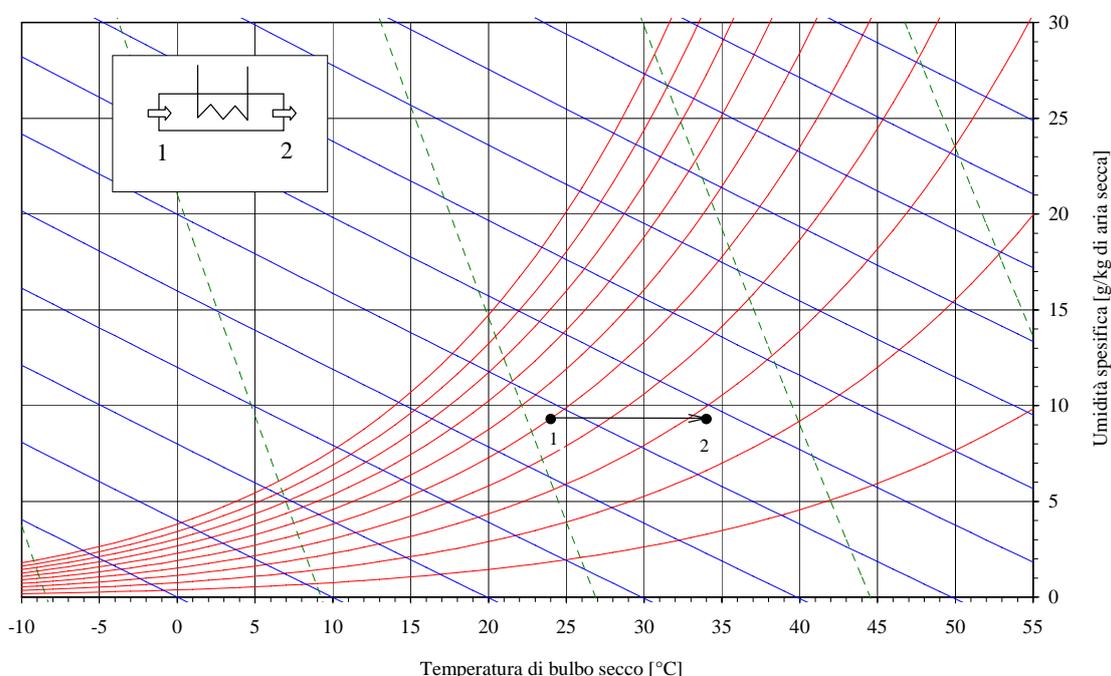
$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}}$$

$$h = h_a + h_v \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega \text{ [kJ/kg]}$$

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 1	24	50	2983	0.00929	47.77
stato 2	34	28	5320	0.00929	57.99

La potenza termica sensibile che bisogna fornire alla corrente d'aria umida si ricava dalle equazioni di bilancio e vale:

$$W_t = G(h_2 - h_1) = 5.1 \text{ kW}$$



Processo di mescolamento adiabatico di due correnti d'aria umida

In questo processo si mescolano due correnti d'aria umida senza apporto di energia dall'esterno. Il processo è analogo a quello che avviene in uno scambiatore di calore a miscelamento.

Bilancio di massa dell'aria secca

$$G_1 + G_2 - G_3 = 0 \Rightarrow G_3 = G_1 + G_2$$

Bilancio di massa dell'acqua

$$G_1 \omega_1 + G_2 \omega_2 - G_3 \omega_3 = 0 \Rightarrow \boxed{\frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{G_1}{G_2}}$$

Bilancio di energia dell'aria umida

$$G_1 h_1 + G_2 h_2 - G_3 h_3 = 0 \Rightarrow \boxed{\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{G_1}{G_2}}$$

Quando due differenti flussi d'aria vengono miscelati adiabaticamente, il punto rappresentativo della miscela (punto 3) sul diagramma psicrometrico (v. figura 8) si trova sulla retta congiungente i due punti originari 1 e 2 ed il rapporto tra le distanze 2-3 su 3-1 è pari al rapporto tra le portate G_1 e G_2 .

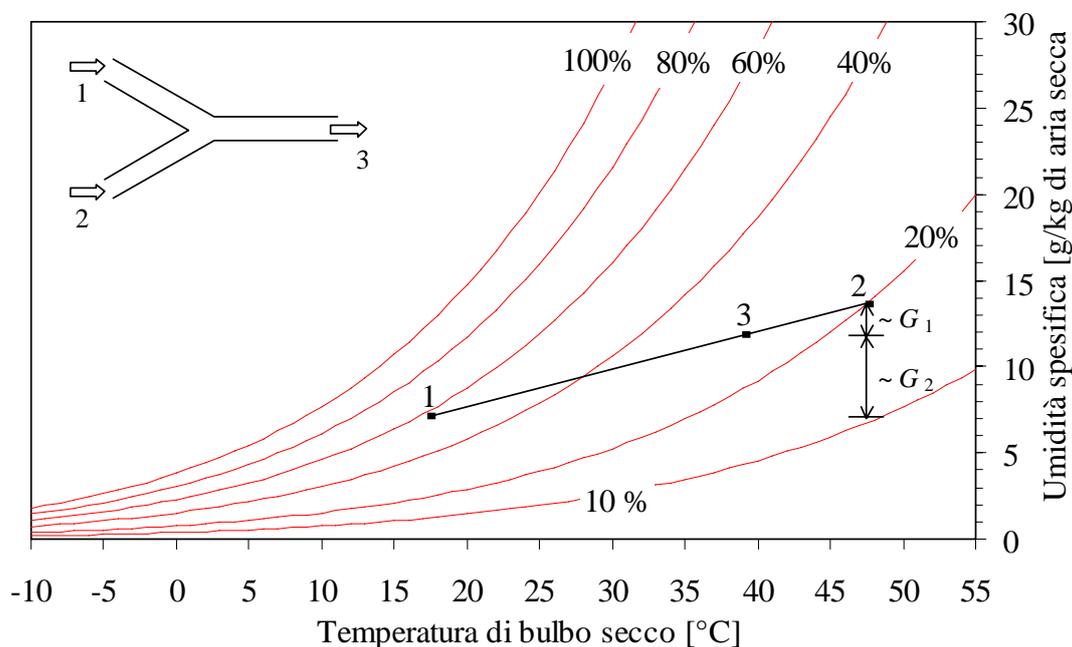


Figura 8: Processo di mescolamento adiabatico.

ESEMPIO 14.2 – Mescolamento adiabatico

Si mescolino una portata di 0.5 kg/s d'aria a 24 °C e 50 % di umidità relativa con 0.1 kg/s a 34 °C e 70 % di umidità relativa.

Determinare le condizioni termoigrometriche dell'aria umida in uscita dall'unità di miscelamento. Disegnare, inoltre, la trasformazione termoigrometrica sul diagramma Carrier.

L'umidità specifica e l'entalpia delle due correnti d'aria umida in ingresso al miscelatore possono essere determinate facendo uso delle seguenti formule (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico):

$$p_{v,sat} \cong 1000 \cdot \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{t + 235}\right) \quad [\text{Pa}]$$

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}}$$

$$h = h_a + h_v \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega \quad [\text{kJ/kg}]$$

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 1	24	50	2983	0.00929	47.77
stato 2	34	70	5320	0.02373	94.99

Il titolo e l'entalpia della corrente d'aria umida in uscita dal miscelatore possono essere determinati mediante le equazioni di bilancio e valgono, rispettivamente:

$$\omega_3 = \frac{G_1 \omega_1 + G_2 \omega_2}{G_1 + G_2} = 0.0117$$

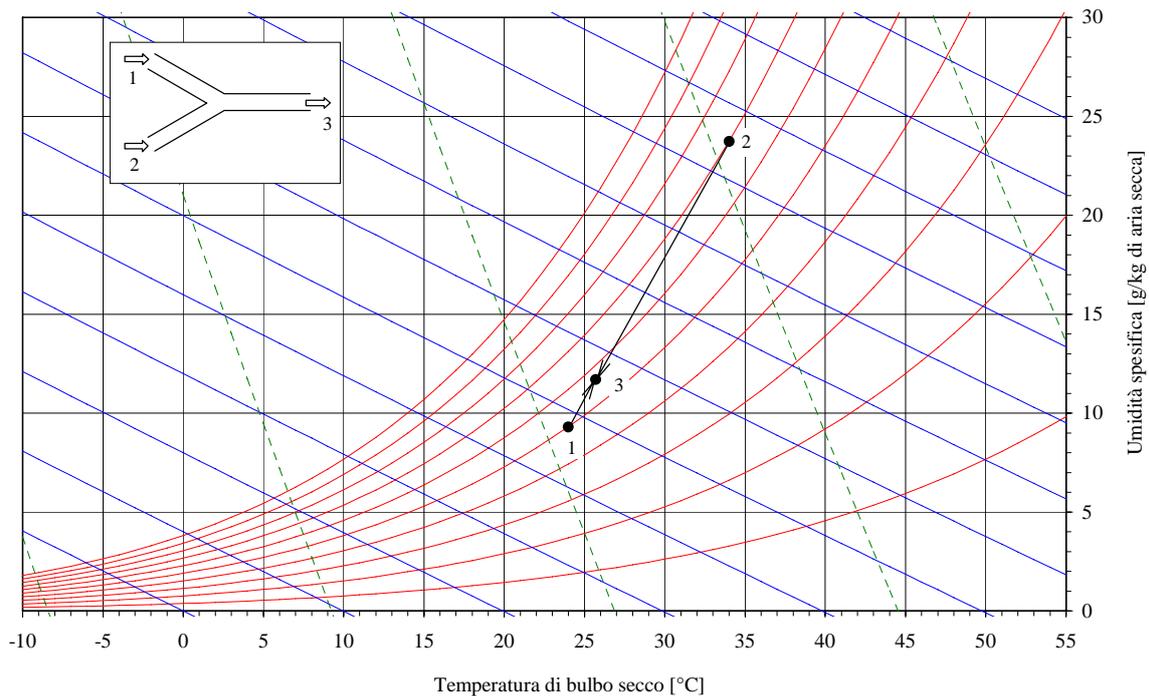
$$h_3 = \frac{G_1 h_1 + G_2 h_2}{G_1 + G_2} = 55.64 \text{ kJ/kg}$$

Noti il titolo e l'entalpia dell'aria umida nello stato 3, è possibile calcolare la temperatura di bulbo secco e l'umidità specifica facendo uso delle seguenti relazioni:

$$t_3 = \frac{h_3 - 2501.3\omega_3}{1.005 + 1.820\omega_3} = 25.7 \text{ °C}$$

$$\phi_3 = \frac{\omega_3}{\omega_3 + 0.622 \frac{p}{p_{v,sat}(t_3)}}$$

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 3	25.7	56.7	3302	0.0117	55.64



Processo di raffreddamento con deumidificazione dell'aria umida

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

Bilancio di massa dell'aria secca

$$G_1 - G_2 = 0 \Rightarrow G_1 = G_2 = G$$

Bilancio di massa dell'acqua

$$G_1 \omega_1 - G_2 \omega_2 - G_l = 0 \Rightarrow \boxed{G_l = G (\omega_1 - \omega_2)}$$

Bilancio di energia dell'aria umida

$$G_1 h_1 - G_2 h_2 - G_l h_l + W_t = 0 \Rightarrow \boxed{h_2 = h_1 - (\omega_1 - \omega_2) h_l + W_t / G}$$

Per il calcolo dell'entalpia del liquido (h_l) si assume che esso sia estratto alla temperatura t_2 (in realtà esso viene estratto a temperature comprese tra quelle del punto 2' e del punto 2). Il contributo dell'entalpia del liquido al bilancio energetico è comunque quasi sempre trascurabile.

L'aria in uscita (condizioni 2) è satura e occorre generalmente un successivo processo di riscaldamento sensibile per riportarla in condizioni di umidità relativa gradevoli.

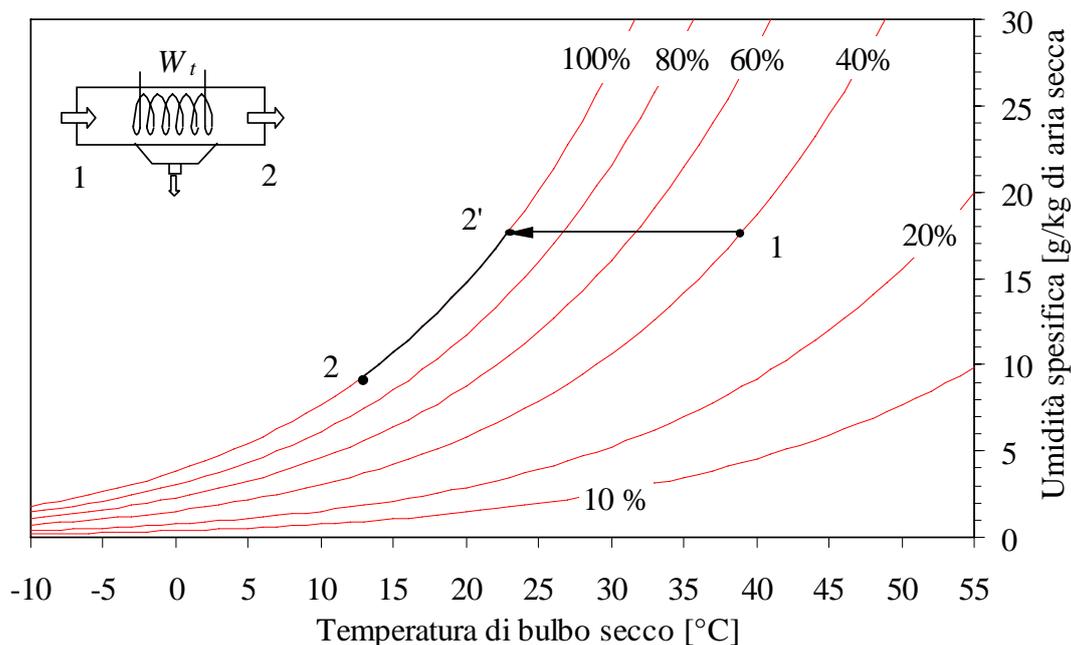


Figura 9: Processo di raffreddamento con deumidificazione.

Processo di deumidificazione con by-pass

In realtà nel processo di raffreddamento con deumidificazione solo una parte d'aria viene in contatto con la superficie raffreddante subendo il processo 1-2 (linea in grassetto del grafico precedente). La rimanente parte dell'aria (aria by-passata) non subisce alcuna trasformazione (rimane cioè nello stato 1). Inoltre, alcune volte si può introdurre intenzionalmente un circuito di by-pass esterno per evitare il successivo processo di riscaldamento sensibile.

All'uscita della batteria di raffreddamento si avrà quindi un mescolamento tra l'aria nelle condizioni S (la temperatura t_s è la temperatura media della superficie della batteria) e l'aria nelle condizioni 1 che risulta in una miscela nelle condizioni 2 (vedi secondo grafico).

Si definisce **fattore di bypass**, F , il rapporto tra la portata d'aria by-passata e quella totale:

$$F \equiv G_{bp} / G$$

Il calore sottratto all'aria umida serve in parte per raffreddarla (calore sensibile) ed in parte per deumidificarla (calore latente). Se si trascura il flusso convettivo d'energia del condensato dal bilancio d'energia discende che:

$$W_{t,tot} \cong G(h_2 - h_1) = W_{t,sens} + W_{t,lat} = G(h_2 - h_3) + G(h_3 - h_1)$$

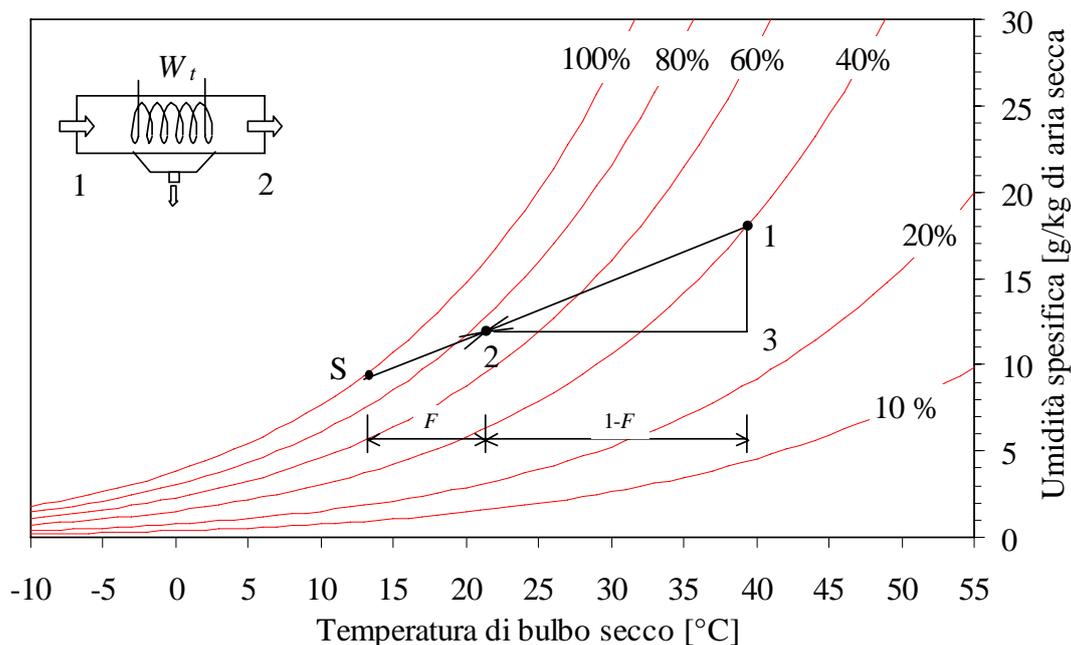


Figura 10: Processo di raffreddamento con deumidificazione.

ESEMPIO 14.3 – Raffreddamento con deumidificazione

Una corrente di 0.1 kg/s d'aria umida passa attraverso un deumidificatore avente una batteria di raffreddamento con una temperatura media della superficie esterna di 12 °C e con un fattore di bypass di 0.1. L'aria umida esterna ha una temperatura di 24 °C ed un'umidità relativa del 70 %.

Determinare le condizioni termoigrometriche dell'aria umida in uscita dal deumidificatore e la potenza termica scambiata con la corrente d'aria. Disegnare la trasformazione termoigrometrica sul diagramma Carrier.

L'umidità specifica e l'entalpia della corrente d'aria umida in ingresso al deumidificatore possono essere determinate facendo uso delle seguenti formule (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico):

$$p_{v,sat} \cong 1000 \cdot \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{t + 235}\right) \text{ [Pa]}$$

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}}$$

$$h = h_a + h_v \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega \text{ [kJ/kg]}$$

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 1	24	70	2983	0.0131	57.46

La frazione $(1 - F_{bp})$ di portata non bypassata esce dal gruppo di raffreddamento ad una temperatura di 12 °C e con un'umidità relativa del 100 %. Se indichiamo con S lo stato

corrispondente a questa frazione di corrente di aria umida, le variabili di stato corrispondenti sono:

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato S	12	100	1401	0.0087	34.13

Il titolo e l'entalpia della corrente totale d'aria umida in uscita dall'umidificatore possono essere determinati considerando che in uscita dal gruppo di refrigerazione avviene un miscelamento tra una portata $(1-F)G$ con proprietà uguali a quelle dello stato S ed una portata $F G$ che si trova nelle condizioni 1:

$$\omega_2 = F \omega_1 + (1-F)\omega_S = 0.0091$$

$$h_2 = F h_1 + (1-F)h_S = 36.46 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura e l'umidità specifica dello stato 2 valgono:

$$t_2 = \frac{h_2 - 2501.3\omega_2}{1.005 + 1.820\omega_2} = 13.4 \text{ °C}$$

$$\phi_2 = \frac{\omega_2}{\omega_2 + 0.622} \frac{p}{p_{v,sat}(t_2)} = 95.1 \%$$

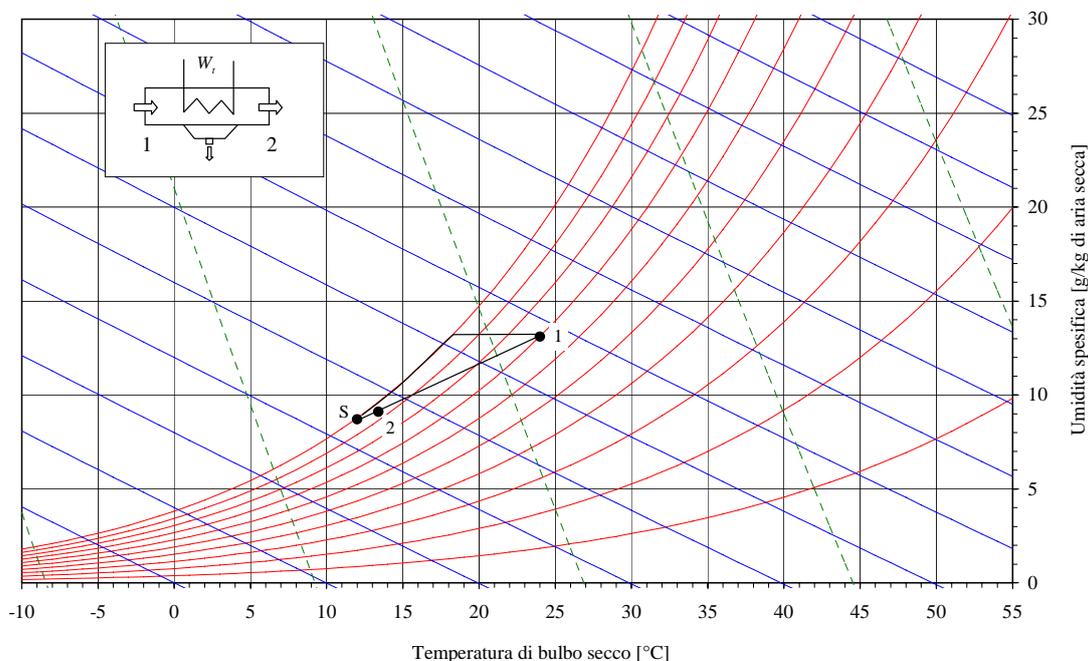
	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 2	13.4	95.1	1535	0.0091	36.46

La potenza termica scambiata con la corrente d'aria umida vale:

$$W_{t,tot} \cong G(h_2 - h_1) = -2.1 \text{ kW}$$

mentre la portata di vapore estratto per condensazione è:

$$G_l = G(\omega_1 - \omega_2) = 0.4 \text{ g/s}$$



Processo di raffreddamento per evaporazione diretta

Il solo raffreddamento dell'aria umida si può ottenere anche mediante evaporazione di acqua in fase liquida. L'acqua per evaporare deve assorbire calore latente di evaporazione dall'acqua stessa o dall'aria circostante. Sia l'aria che l'acqua possono raffreddarsi durante il processo di evaporazione. Il raffreddamento per evaporazione è un processo identico alla trasformazione di saturazione adiabatica, eccetto per il fatto che non è detto che l'aria in uscita sia satura. Per questo motivo il processo di raffreddamento per evaporazione viene rappresentato sul diagramma psicrometrico come una linea a temperatura di bulbo umido costante (ciò non è esatto se l'acqua viene spruzzata ad una temperatura diversa da quella di uscita dell'aria). Dal momento che le linee a temperatura di bulbo umido costante sono praticamente coincidenti con quelle ad entalpia costante, si può assumere che anche l'entalpia durante questo processo rimanga costante.

Processo di riscaldamento con umidificazione

Nella maggior parte degli impianti di condizionamento invernale dell'aria si richiedono, contemporaneamente, il riscaldamento e l'umidificazione dell'aria trattata. I bilanci della sez. 1-2 sono già stati visti (vedi riscaldamento sensibile) per cui le equazioni di bilancio riportate di seguito sono relative alla sola sezione di umidificazione (2-3)

Bilancio di massa dell'aria secca nella sezione di umidificazione

$$G_2 - G_3 = 0 \Rightarrow G_2 = G_3 = G_1 = G$$

Bilancio di massa dell'acqua nella sezione di umidificazione

$$G_2 \omega_2 - G_3 \omega_3 + G_v = 0 \Rightarrow \boxed{G_v = G(\omega_3 - \omega_2) = G(\omega_3 - \omega_1)}$$

Bilancio di energia dell'aria umida nella sezione di umidificazione

$$G_2 h_2 - G_3 h_3 + G_v h_v = 0 \Rightarrow \boxed{h_3 = h_2 + (\omega_3 - \omega_2)h_v = h_1 + W_{t,sens} / G + (\omega_3 - \omega_1)h_v}$$

Questo processo è caratterizzato da un aumento di entalpia e di umidità specifica dell'aria trattata. La temperatura finale di bulbo secco (T_3) può essere minore, uguale o maggiore di quella iniziale, a seconda del processo di umidificazione. Se si introduce vapore surriscaldato nella sezione di umidificazione, come nell'esempio considerato, si avrà umidificazione (crescita dell'umidità) con contemporaneo riscaldamento. Se l'umidificazione viene realizzata spruzzando acqua nella corrente d'aria, parte del calore latente di evaporazione sarà sottratto all'aria che quindi si raffredda (vedi trasformazione 2-3 riportata in figura 11).

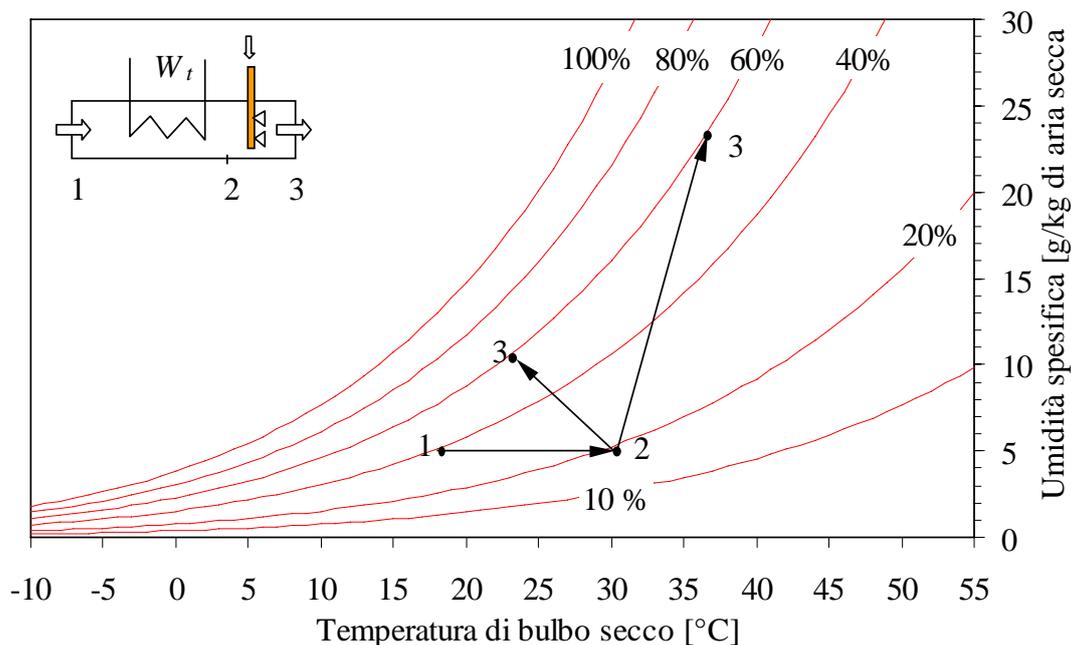


Figura 11: Processo di riscaldamento con umidificazione.

ESEMPIO 14.4 – Riscaldamento con umidificazione

Una corrente di 0.1 kg/s d'aria umida esterna entra in un condizionatore a 15 °C e al 30 % di umidità relativa ed esce a 24 °C e al 50 % di umidità relativa. Il riscaldamento avviene mediante una resistenza elettrica, mentre l'umidificazione avviene con acqua in fase liquida nebulizzata all'interno della corrente d'aria.

Determinare la potenza termica necessaria per il riscaldamento e la portata massica di liquido necessaria per l'umidificazione. Disegnare, inoltre, la trasformazione termoigrometrica sul diagramma Carrier.

L'umidità specifica e l'entalpia della corrente d'aria umida in ingresso ed in uscita dal condizionatore possono essere determinate facendo uso delle seguenti formule (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico):

$$p_{v,sat} \cong 1000 \cdot \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{t + 235}\right) \text{ [Pa]}$$

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}}$$

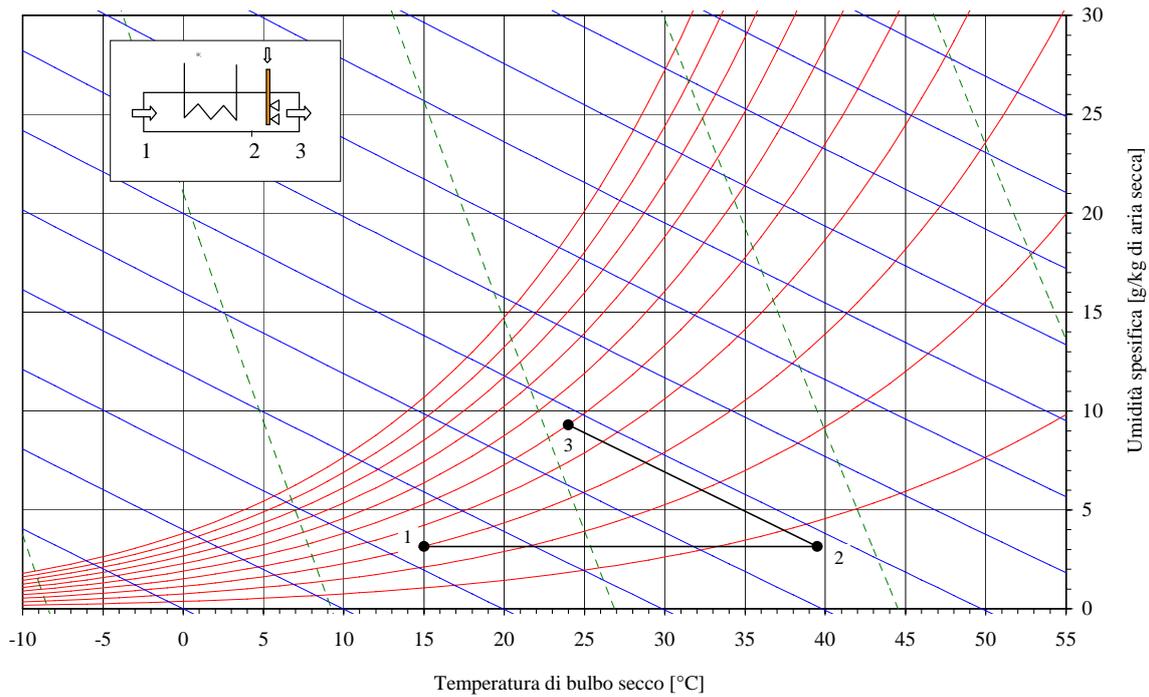
$$h = h_a + h_v \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega \text{ [kJ/kg]}$$

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	H [kJ/kg]
stato 1	15	30	1703	0.00315	23.0
stato 3	24	50	2983	0.00929	47.77
stato 2	39.5	7.1	7183	0.00315	47.77

La potenza termica necessaria per il riscaldamento e la portata massica di liquido necessaria per l'umidificazione valgono, rispettivamente:

$$W_t = G(h_2 - h_1) = 2.5 \text{ kW}$$

$$G_l = G(\omega_3 - \omega_2) = 0.61 \text{ g/s}$$



6. Torri di raffreddamento

Nel processo di conversione dell'energia termica in energia meccanica degli impianti termoelettrici o nel processo di condizionamento, può risultare necessario smaltire una grande quantità di calore verso l'ambiente esterno. Un metodo per trasferire questo calore all'ambiente esterno è quello di far uso delle **torri di raffreddamento**.

Esistono torri di **raffreddamento a secco** (cioè senza contatto tra il fluido motore dell'impianto e la corrente d'aria esterna, ovvero veri e propri scambiatori a superficie) e torri di **raffreddamento ad umido** (o evaporative) nelle quali il fluido motore dell'impianto (acqua calda) viene in intimo contatto con l'aria esterna. In quest'ultimo caso lo scambio di calore tra l'acqua e l'aria avviene per *evaporazione* di una piccola quantità di acqua e, in misura minore, per *convezione*.

Nelle torri di raffreddamento l'aria circola o per **tiraggio naturale** (in questo caso le torri sono a profilo iperbolico e di grande altezza) o per **tiraggio forzato** (in questo caso le torri sono normalmente di forma cilindrica). L'acqua calda generalmente è immessa dall'alto in controcorrente e atomizzata con spruzzatori oppure distribuita per gravità su di una serie di graticci per favorirne il contatto con l'aria immessa dal basso.

Bilancio di massa dell'aria secca

$$G_1 - G_2 = 0 \Rightarrow G_1 = G_2 = G$$

Bilancio di massa dell'acqua

$$G_1 \omega_1 - G_2 \omega_2 + G_3 - G_4 = 0 \Rightarrow \boxed{G_4 = G_3 - G(\omega_2 - \omega_1)}$$

Bilancio di energia dell'aria umida + goccioline di liquido

$$G_1 h_1 - G_2 h_2 + G_3 h_3 - G_4 h_4 = 0 \Rightarrow \boxed{G = \frac{G_3 (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2) + (\omega_2 - \omega_1) h_4}}$$

Il consumo di acqua dovuto all'evaporazione in seno all'aria è dato da:

$$\boxed{G_3 - G_4 = G(\omega_2 - \omega_1)}$$

E' importante notare che la temperatura minima alla quale si può avere l'acqua in uscita dalla torre evaporativa è la temperatura *di bulbo umido* dell'aria umida in ingresso (la torre in questo caso si comporterebbe come un saturatore adiabatico). In una torre a secco la temperatura minima di uscita dell'acqua è invece uguale a quella *di bulbo asciutto* dell'aria in ingresso e quindi (tranne nel caso d'aria satura) superiore alla precedente.

E' possibile definire l'*efficienza* (ε) di una torre di raffreddamento ad umido come il rapporto tra la potenza termica effettivamente sottratta all'acqua e quella massima sottraibile teoricamente:

$$\boxed{\varepsilon \equiv \frac{W_t}{W_{t,\max}} \cong \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{bu,1}}}$$

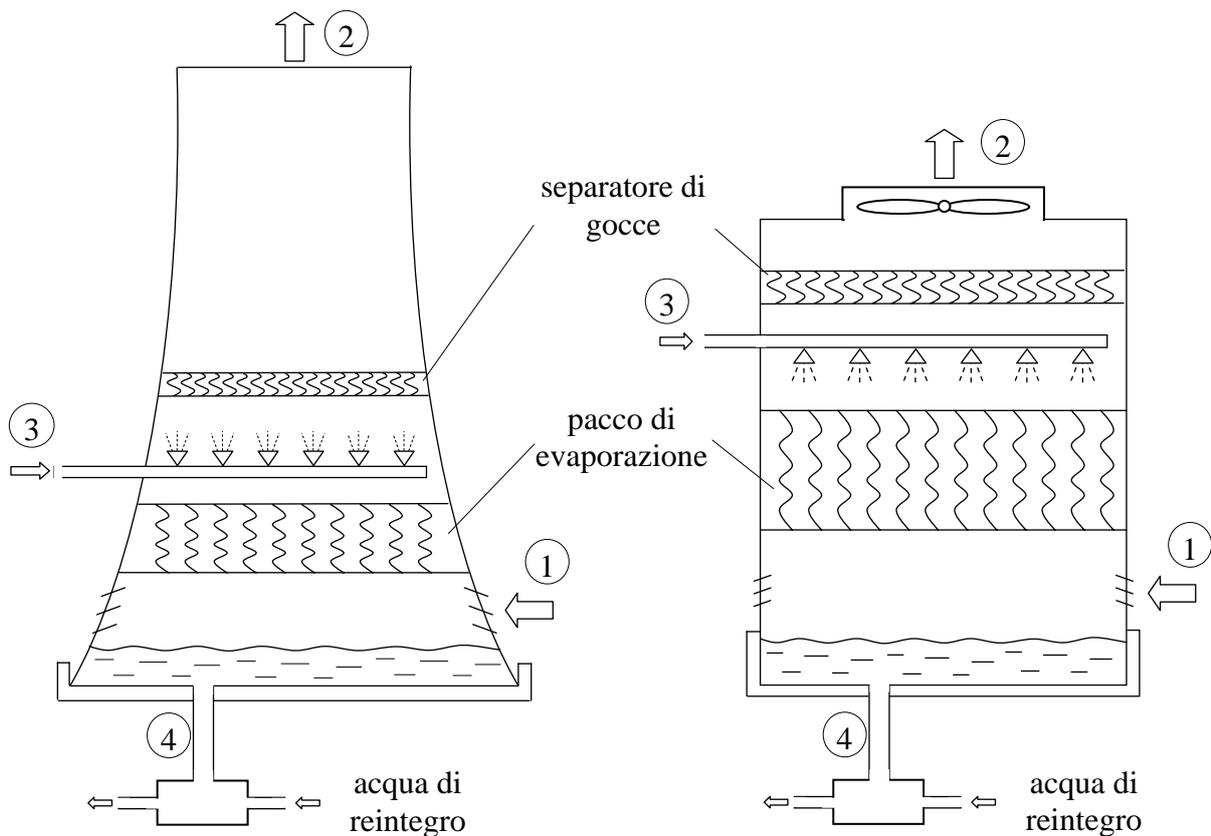


Figura 12: Torre di raffreddamento a circolazione naturale (a sinistra) ed a circolazione forzata (a destra).

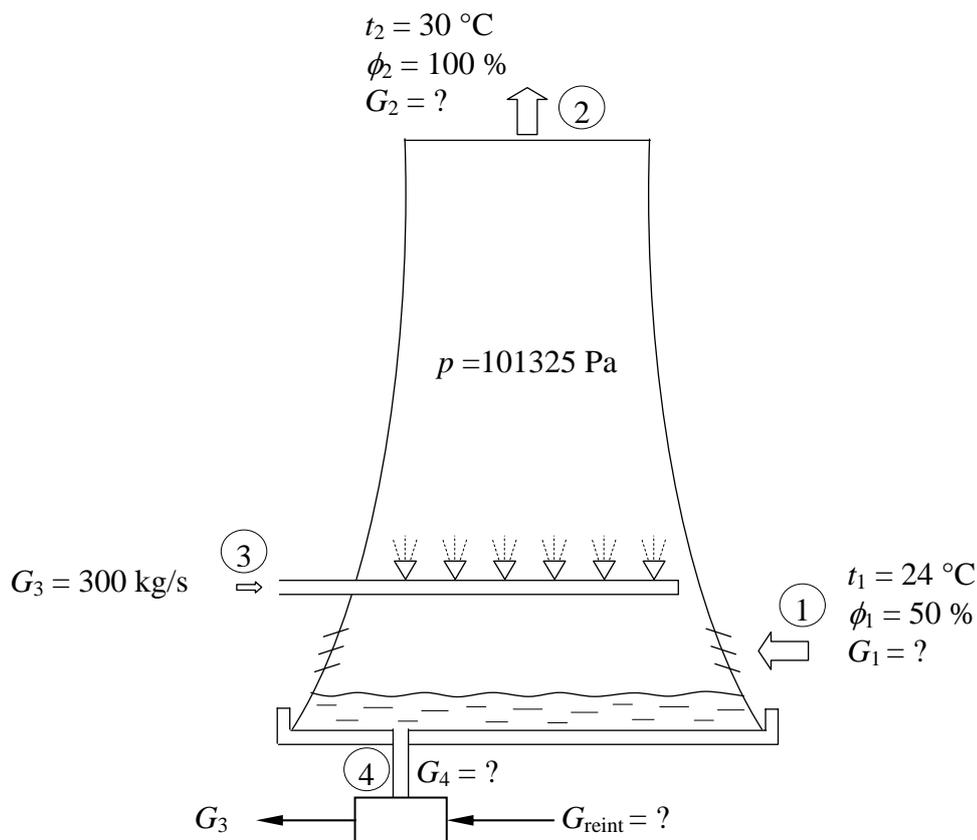
ESEMPIO 14.5 – Torre di raffreddamento

L'acqua uscente dal condensatore di una centrale termoelettrica è inviata ad una serie di torri refrigerative a circolazione naturale. L'aria entra in ciascuna torre con temperatura di bulbo secco e con umidità relativa di 24 °C e 50 %, rispettivamente, e fuoriesce in condizioni di saturazione alla temperatura di 30 °C (vedi figura). La portata massica dell'acqua inviata a ciascuna torre evaporativa è pari a 300 kg/s.

Nell'ipotesi che il processo sia stazionario e che la pressione dell'aria umida nella torre sia 101325 Pa, si calcoli la portata massica d'aria che attraversa la torre e la portata massica di acqua necessaria per il reintegro nei seguenti tre casi:

- l'acqua viene inviata a ciascuna torre con temperatura di 35 °C e fuoriesce con temperatura pari a 23 °C;
- l'acqua viene inviata a ciascuna torre con temperatura di 32 °C e fuoriesce con una temperatura pari a 23 °C;
- l'acqua viene inviata a ciascuna torre con temperatura di 35 °C e fuoriesce con una temperatura pari a 18 °C.

Si valuti inoltre l'efficienza della torre di refrigerazione nei tre casi suddetti.



a) L'umidità specifica e l'entalpia dell'aria umida in ingresso ed in uscita dalla torre di raffreddamento può essere determinata mediante le seguenti formule (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico):

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}}$$

$$h = h_a + h_v \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega \quad [\text{kJ/kg}]$$

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 1	24	50	2983	0.00929	47.77
stato 2	30	100	4246	0.02720	99.7

Le entalpie specifiche dell'acqua in ingresso ed in uscita dalla torre di refrigerazione valgono rispettivamente:

$$h_3 = 4.186 t_3 = 146.5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 4.186 t_4 = 96.3 \text{ kJ/kg}$$

La portata d'aria in ingresso alla torre può essere determinata mediante la seguente formula:

$$G = \frac{G_3(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2) + (\omega_2 - \omega_1)h_4} = 300 \text{ kg/s}$$

La portata di liquido da reintegrare

$$G_3 - G_4 = G(\omega_2 - \omega_1) = 5.4 \text{ kg/s}$$

Come si può notare bisogna reintegrare solo il 2 % circa della portata di liquido inviata alla torre.

L'efficienza della torre di refrigerazione ad umido può essere valutata con la seguente formula approssimata:

$$\varepsilon \equiv \frac{W_t}{W_{t,\max}} \cong \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{bu,1}} = \frac{35 - 23}{35 - 17.1} = 67 \%$$

Per il caso b) ed il caso c) si procede in modo analogo a quanto visto precedentemente.

ESEMPIO 14.6 – Torre di raffreddamento

L'acqua uscente dal condensatore di una piccola centrale termoelettrica è inviata ad una serie di torri refrigerative a circolazione forzata. L'aria entra in ciascuna torre con temperatura di bulbo secco e con umidità relativa di 25 °C e 50 %, rispettivamente, e fuoriesce alla temperatura di 30 °C e con un'umidità relativa del 98 %.

La portata massica dell'acqua inviata a ciascuna torre evaporativa è pari a 50 kg/s, mentre la sua temperatura è di 35 °C. La temperatura di uscita dell'acqua dalla torre è uguale a quella di ingresso dell'aria.

Si calcoli:

1. la portata massica d'aria che attraversa la torre;
2. la portata massica di acqua necessaria per il reintegro nell'ipotesi che la temperatura dell'acqua in uscita dalla torre sia uguale alla temperatura dell'aria in ingresso alla torre;
3. l'efficienza della torre di refrigerazione;
4. la potenza termica che l'aria umida scambia con per sola convezione con le goccioline di liquido durante la loro discesa.

(Si supponga il processo stazionario e si assuma la pressione dell'aria umida nella torre uguale a 101325 Pa; inoltre, nel bilancio energetico si trascuri la potenza meccanica del ventilatore)

L'umidità specifica e l'entalpia dell'aria umida in ingresso ed in uscita dalla torre di raffreddamento possono essere determinate mediante le seguenti formule (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico):

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,\text{sat}}}{p - \phi p_{v,\text{sat}}}$$

$$h = h_a + h_v \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega \quad [\text{kJ/kg}]$$

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,\text{sat}}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 1	25	50	3167	0.009876	50.3
stato 2	30	98	4243	0.026620	98.2

Le entalpie specifiche dell'acqua in ingresso ed in uscita dalla torre di refrigerazione valgono rispettivamente:

$$h_3 = 4.186 t_3 = 146.5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 4.186 t_4 = 104.7 \text{ kJ/kg}$$

La portata d'aria in ingresso alla torre può essere determinata mediante la seguente formula:

$$G = \frac{G_3(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2) + (\omega_2 - \omega_1)h_4} = 45.3 \text{ kg/s}$$

La portata di liquido da reintegrare

$$G_3 - G_4 = G(\omega_2 - \omega_1) = 0.76 \text{ kg/s}$$

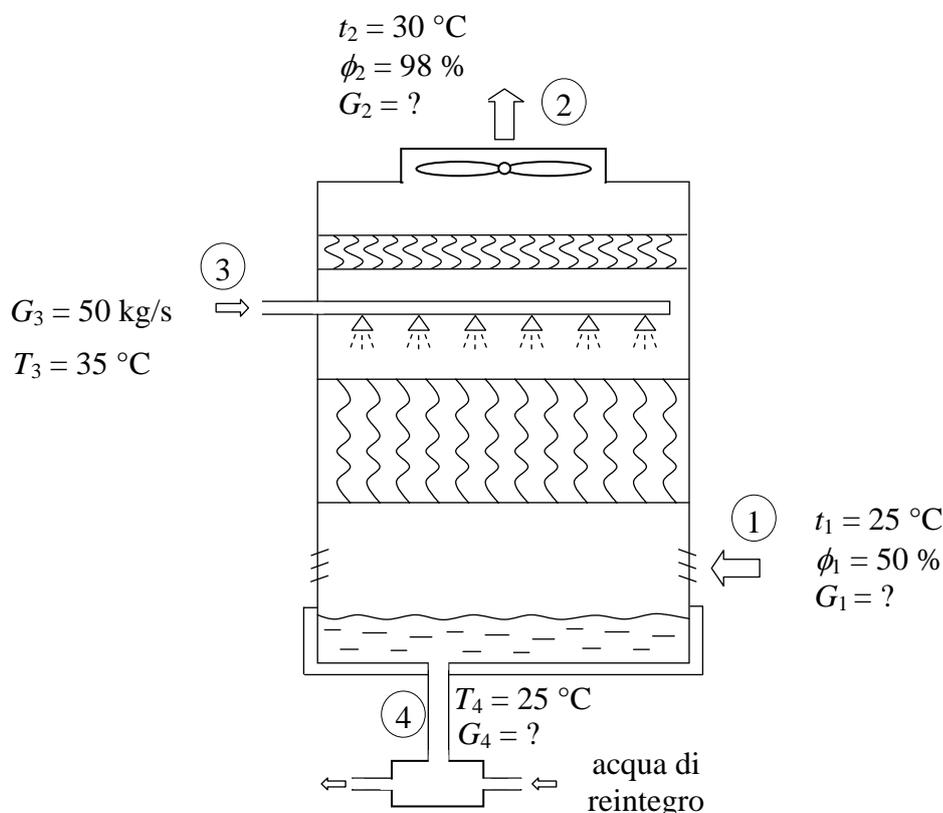
Come si può notare bisogna reintegrare solo il 1.5 % circa della portata di liquido inviata alla torre.

L'efficienza della torre di refrigerazione ad umido può essere valutata con la seguente formula approssimata:

$$\varepsilon \equiv \frac{W_t}{W_{t,\max}} \cong \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{bu,1}} = \frac{35 - 25}{35 - 17.89} = 58.4 \%$$

Eseguendo il bilancio dell'energia per le sole goccioline di liquido in caduta all'interno della torre si ricava:

$$W_{t,\text{conv}} = G_3 h_3 - G_4 h_4 - (G_3 - G_4) h_v = 231.6 \text{ kW}$$



□

7. Impianto di condizionamento dell'aria (°)

Il benessere umano dipende principalmente da tre fattori: la temperatura di bulbo secco ($20 \div 26$ °C), l'umidità relativa ($40 \div 60$ %) e la ventilazione ($0.05 \div 0.3$ m/s).

Lo scopo di un impianto di condizionamento è quello di mantenere in un locale i parametri ambientali (temperatura, umidità relativa, velocità e purezza dell'aria) a valori ottimali per l'uomo (condizionamento di tipo civile) o per particolari processi tecnologici (condizionamento di tipo industriale). Lo schema base di un impianto di condizionamento dell'aria è quello riportato in figura 13 (condizionamento di un solo locale) dove:

- **L** è il locale condizionato dall'impianto ed all'interno del quale si vogliono mantenere certe condizioni ottimali; le condizioni dell'aria umida in uscita da L (stato 2) si suppongono uguali a quelle dell'ambiente all'interno del locale condizionato (condizioni di progetto).
- in **M** (Miscelatore) l'aria di ricircolo G_R viene miscelata con quella esterna G_E in modo approssimativamente adiabatico;
- in **C** (Condizionatore) l'aria è sottoposta ai trattamenti (ad es. refrigerazione con deumidificazione);
- **V** è il ventilatore che permette la circolazione dell'aria attraverso il circuito; dato che esso assorbe una piccola potenza, il suo contributo al bilancio energetico viene generalmente trascurato.

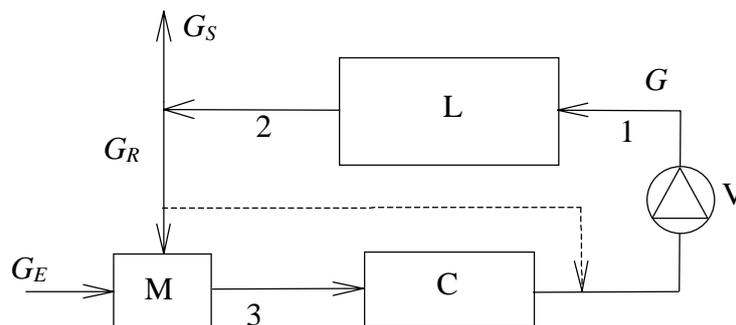


Figura 13: Schema di un impianto di condizionamento.

La progettazione di un impianto di condizionamento, una volta fissate le condizioni di temperatura e umidità relativa ottimali per il locale (condizioni interne di progetto), può dividersi in quattro fasi, descritte più in dettaglio nel seguito.

- FASE 1: determinazione dei cosiddetti “carichi termici” ovvero degli scambi energetici tra il locale (sistema) e l'esterno;
- FASE 2: determinazione delle condizioni dell'aria in ingresso al locale (stato 1), cioè determinazione della portata, della temperatura, dell'umidità relativa e della purezza dell'aria da immettere nel locale per mantenere in esso le condizioni di progetto (condizioni ottimali);
- FASE 3: individuazione di tutti i processi cui deve essere sottoposta l'aria per portarla nelle condizioni precisate nella fase 1;
- FASE 4: dimensionamento della rete dei condotti di distribuzione dell'aria; scelta delle apparecchiature atte a realizzare i processi definiti nella fase 2; scelta dei sistemi di

controllo e di regolazione dell'impianto (questa fase esula dagli scopi del corso e non viene trattata nel seguito).

FASE 1 – Determinazione dei carichi termici

Un locale da sottoporre a condizionamento è un sistema aperto schematizzabile come in figura 14. Le condizioni dello stato 2 si suppongono uguali a quelle dell'ambiente all'interno del locale condizionato, fissate in precedenza.

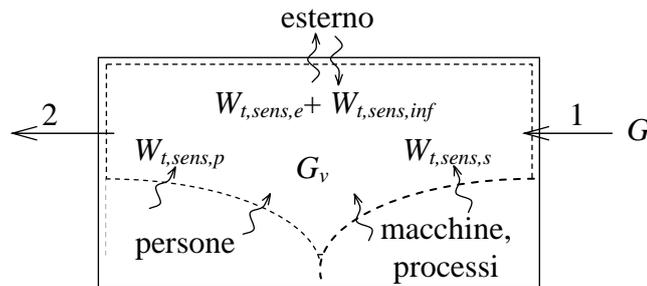


Figura 14: Interazione tra il locale condizionato e l'ambiente.

Il **carico sensibile totale ambiente**, $W_{t,sens}$, può pensarsi somma di quattro termini

$$W_{t,sens} = W_{t,sens,e} + W_{t,sens,p} + W_{t,sens,s} + W_{t,sens,inf}$$

i quali hanno il seguente significato:

- il primo termine, $W_{t,sens,e}$ (>0 in estate e <0 in inverno), rappresenta la potenza termica scambiata dall'ambiente con l'esterno attraverso le pareti opache o trasparenti:

$$W_{t,sens,e} = \sum_i u_i A_i (t_{e,i} - t_2);$$

- il secondo termine, $W_{t,sens,p}$ (>0 sempre), rappresenta la potenza termica prodotta dalle persone presenti nel locale:

$$W_{t,sens,p} = N \dot{q}_p$$

$$\left(\begin{array}{l} (\dot{q}_p)_{\min} \cong 60 \text{ W/persona in estate e } (\dot{q}_p)_{\min} \cong 80 \text{ W/persona in inverno} \\ (\dot{q}_p)_{\max} \cong 200 \text{ W/persona} \end{array} \right);$$

- il terzo termine, $W_{t,sens,s}$ (>0 sempre), rappresenta la potenza prodotta da eventuali sorgenti presenti nell'ambiente (impianti di illuminazione, computers, ecc.);
- il quarto termine rappresenta la potenza termica sensibile connessa alle infiltrazioni di aria esterna:

$$W_{t,sens,e} = G_{inf} c_{p,a} (t_e - t_2)$$

dove G_{inf} è la portata massica di aria che entra nel locale a causa delle infiltrazioni.

Il **carico latente totale ambiente**, $W_{t,lat}$, è definito come:

$$\boxed{W_{t,lat} = G_v h_v}$$

dove h_v è l'entalpia specifica del vapore alla temperatura dell'ambiente ($\cong 2550$ kJ/kg) e G_v rappresenta la portata di vapore immessa nell'ambiente, data dalla somma di tre termini:

$$G_v = N g_v + G_{processi} + G_{inf}(\omega_e - \omega_2) \quad (g_v \cong 40 \div 400 \text{ g/(h persona)})$$

Il **carico totale ambiente**, somma del carico sensibile e di quello latente è quindi dato da:

$$\boxed{W_{t,tot} = W_{t,sens} + W_{t,lat} = W_{t,sens} + G_v h_v}$$

FASE 2 – Determinazione della portata e delle condizioni dell'aria in ingresso

Per determinare la portata e le condizioni termoigrometriche dell'aria in ingresso al locale è necessario risolvere le equazioni di bilancio relative al locale condizionato.

Bilancio di massa dell'aria secca

$$G_1 - G_2 = 0 \Rightarrow G_1 = G_2 = G$$

Bilancio di massa dell'acqua

$$G_1 \omega_1 - G_2 \omega_2 + G_v = 0 \Rightarrow \boxed{G = G_v / (\omega_2 - \omega_1)}$$

Bilancio di energia dell'aria umida

$$G_1 h_1 - G_2 h_2 + G_v h_v + W_{t,sens} = 0 \Rightarrow \boxed{\frac{h_2 - h_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{W_{t,sens}}{G_v} + h_v = \frac{W_{t,tot}}{G_v} = m}$$

Essendo generalmente $G_v > 0$ ed essendo G sempre positivo, dal bilancio di massa risulta che $\omega_1 < \omega_2$. Dal bilancio dell'energia risulta che in estate, essendo $W_{t,tot} > 0$, si ha $h_1 < h_2$, mentre in inverno si ha, generalmente, $h_1 > h_2$. Inoltre, in estate occorrerà immettere aria nel locale a temperatura di bulbo secco $t_1 < t_2$, mentre in inverno si vorrà che avvenga il contrario. Da quanto osservato precedentemente risulta che lo stato 1, dell'aria umida in ingresso al locale, si trova sempre al di sotto dello stato 2 nel diagramma psicrometrico. Inoltre esso *generalmente* va scelto nella regione scura per il ciclo "estivo" o nella regione più chiara per il ciclo "invernale" (vedi figura 15). La zona intermedia corrisponde ad un caso in cui il locale cede calore sensibile all'esterno ($W_{t,sens} < 0$) ma il carico totale risulta positivo ($W_{t,tot} > 0$) a causa del carico latente più elevato; tali condizioni sono inusuali, ma possono verificarsi, ad esempio, nella stagione invernale in locali con grande produzione di vapore al loro interno.

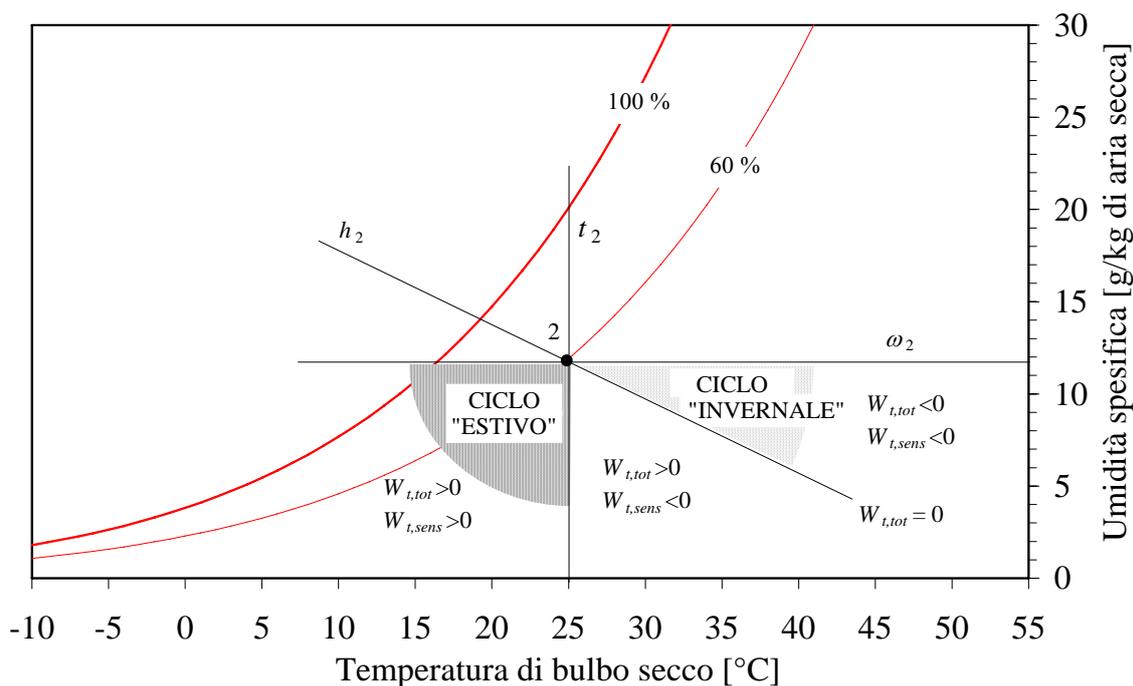


Figura 15: Trasformazioni dell'aria in un locale condizionato.

La retta passante per i punti 1 e 2 viene detta **retta di lavoro**. La retta di lavoro può essere facilmente disegnata una volta noto il suo coefficiente angolare, m , definito precedentemente (rispetto ad un diagramma ad assi obliqui ω - h) o sulla base della conoscenza del **fattore termico** ambientale, R (o RST), definito come:

$$R \equiv \frac{W_{t,sens}}{W_{t,tot}} = 1 - \frac{W_{t,lat}}{W_{t,tot}} = 1 - \frac{h_v}{m}$$

Se il fattore termico è ad esempio 0.8 si ha che il carico è costituito dall'80 % di calore sensibile e dal 20 % di calore latente. Quando il valore del fattore termico è 1 la retta di lavoro è orizzontale, cioè il carico termico è dato dal solo calore sensibile. Se $R = \infty$ ($W_{t,sens} = -W_{t,lat}$) la trasformazione diventa una isoentalpica (saturazione adiabatica). Quando $R = 0$ il carico termico è costituito dal solo carico latente e la retta di lavoro è quindi verticale.

Nel caso si disponga del diagramma Carrier la direzione della retta di lavoro può essere individuata facendo passare una retta per il **punto base** del diagramma psicrometrico e per il valore del fattore termico, R , riportato sulla relativa scala a destra del diagramma. Se si dispone, invece, del diagramma ASHRAE la direzione della retta di lavoro può essere individuata servendosi della scala a forma di semicerchio riportata in alto a sinistra (lo schema e gli intervalli significativi sono mostrati nella figura 16). In questo caso, per disegnare la retta avente direzione uguale alla retta di lavoro si può utilizzare indifferentemente o il fattore termico, R , o il coefficiente angolare, m .

Il fattore termico offre dunque un'immagine delle condizioni termoigrometriche dell'ambiente e permette di individuare le condizioni da conferire all'aria in ingresso al locale per il mantenimento delle volute condizioni di progetto del locale.

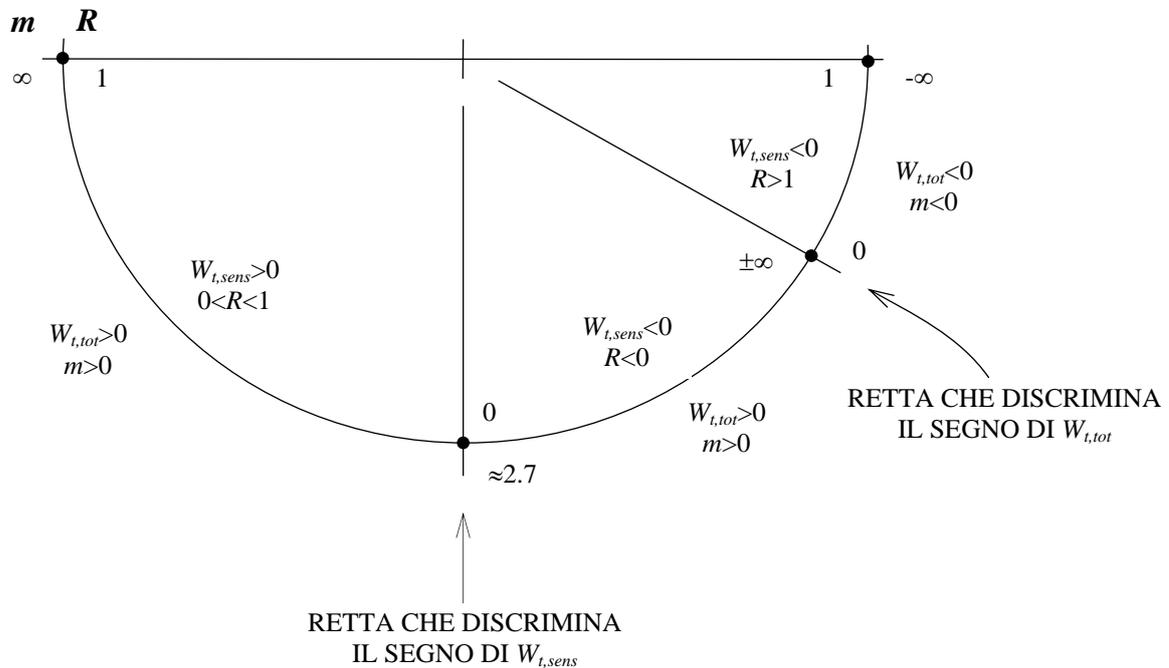


Figura 16: Scala graduata per l'individuazione della direzione della retta di lavoro nel diagramma ASHRAE.

Schema di calcolo per le fasi 1 e 2

1. Si fissano le condizioni che voglio mantenere nel locale da condizionare (in estate si ha tipicamente $t_2 = 26 \text{ °C}$ e $\phi_2 = 50 \%$, mentre in inverno si ha $t_2 = 20 \text{ °C}$ e $\phi_2 = 50 \%$).
2. Si esegue il calcolo dei carichi termici e cioè si trovano le sorgenti termiche e massiche ($W_{t,sens}$, $W_{t,lat}$, G_v).
3. Si traccia la retta di lavoro passante per lo stato 2 (noto) la cui inclinazione è individuabile sul diagramma psicrometrico una volta noto m o R .
4. Si fissa lo stato 1 sulla retta di lavoro in modo che risulti $t_2 - t_1 \leq 8 \div 12 \text{ °C}$ (estate) o $t_1 - t_2 \leq 12 \div 20 \text{ °C}$ (inverno) e si ricava la portata d'aria $G = G_v / (\omega_2 - \omega_1)$. Lo stato 1 dell'aria umida deve essere scelto tra i punti della retta di lavoro che cadono nelle corrette regioni di interesse. Inoltre, il punto 1 non deve essere scelto né troppo vicino al punto 2, perché altrimenti la portata d'aria $G = G_v / (\omega_2 - \omega_1)$ risulterebbe troppo grande, né troppo lontana da 2, perché potrebbe aversi un notevole shock termico nella regione nella quale viene immessa la portata d'aria.

FASE 3 – Trattamenti dell'aria nel gruppo di condizionamento

1. Si calcola la portata d'aria esterna G_E che è necessario rinnovare: per ragioni igieniche è necessario prevedere una portata di reintegro per ogni persona che occupa mediamente il locale cioè $G_E = N g_E$ in cui N è il numero di persone, mentre g_E è la portata esterna di rinnovo per persona ($18 \div 60$ kg/(h persona)). In tal modo rimane automaticamente determinata la portata di ricircolo, $G_R = G - G_E$, e la portata di scarico, $G_S = G_E$. In ambienti industriali il valore di G_E può essere stabilito con criteri diversi a seconda dei processi che avvengono (ad es.: essiccazione, rimozione di sostanze pericolose per la salute, ecc.).
2. Si individua sul diagramma psicrometrico il punto rappresentativo delle condizioni esterne (punto E nei due grafici di figura 18 e 19) e si determina lo stato 3 in corrispondenza del quale si troverà l'aria umida in uscita dal miscelatore ed in ingresso al gruppo di condizionamento; la posizione di tale punto varia con la stagione.
3. A questo punto rimane da identificare il processo 3-4-1 che, generalmente, corrisponde ad un raffreddamento con deumidificazione + riscaldamento nel caso "estivo", mentre corrisponde ad un riscaldamento + deumidificazione nel caso "invernale". La distinzione tra il caso di ciclo "estivo" ed il caso di ciclo "invernale" è comunque convenzionale. Infatti, nella stagione invernale nei locali molto affollati si può avere, a causa del contributo del carico termico delle persone, $W_{t,sens} > 0$, ovvero condizioni "estive".

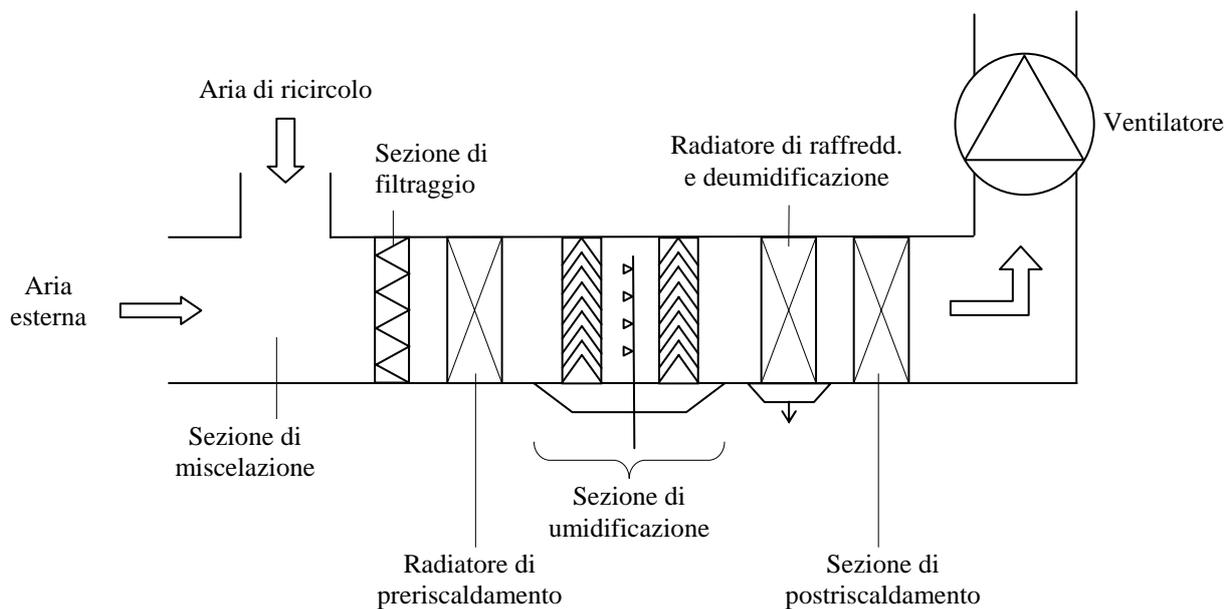


Figura 17: Schema di un gruppo di condizionamento per ciclo estivo ed invernale (impianto a tutt'aria con ricircolo).

- **Calcolo termico "estivo" ($W_{t,tot} > 0$ e $W_{t,sens} > 0$)**

In questo caso l'aria nel gruppo di condizionamento viene sottoposta prima al processo di raffreddamento con deumidificazione (3-4, per semplicità si è supposto nullo il fattore di bypass dell'aria) e poi a riscaldamento (4-1).

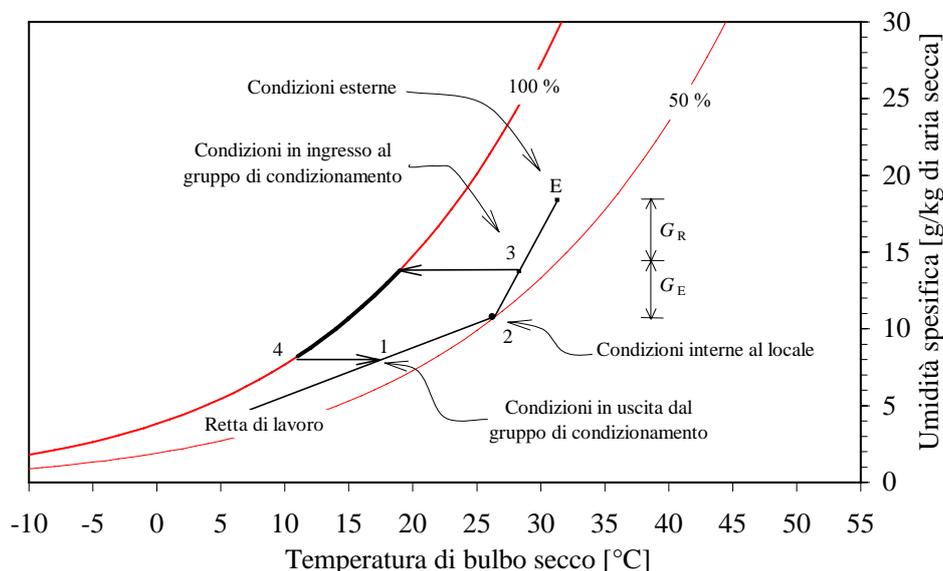


Figura 18: Processo di condizionamento, caso “estivo”.

In alcuni casi è possibile evitare il post-riscaldamento (4-1) sfruttando il bypass dell'aria di ricircolo.

- **Calcolo termico "invernale" ($W_{t,tot} < 0$ e $W_{t,sens} < 0$)**

In questo caso l'aria nel gruppo di condizionamento viene sottoposta prima al processo di riscaldamento sensibile (3-4) e poi all'umidificazione (4-1).

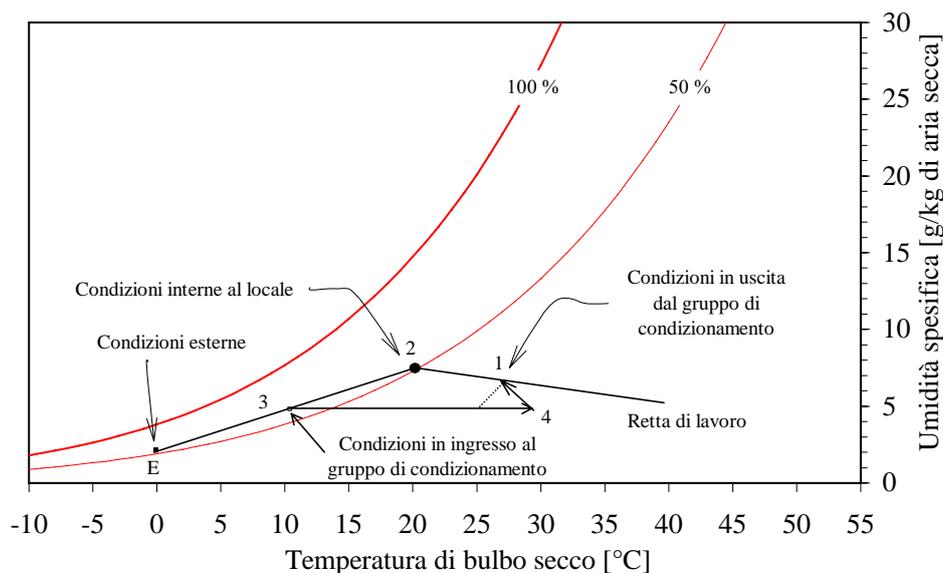


Figura 19: Processo di condizionamento, caso “invernale”.

ESEMPIO 14.7 – Condizionamento estivo

Il carico termico sensibile relativo ad un capannone di una piccola industria è pari 50000 kcal/h, mentre il fattore termico è pari a 0.6. All'interno del capannone si vuole mantenere una temperatura di 25 °C con un'umidità relativa del 60 %, mentre la temperatura dell'aria esterna è di 30 °C con un'umidità relativa del 70 %.

Tenendo conto che nel capannone lavorano 72 persone e che è necessario una portata di rinnovo d'aria pari a 50 kg/(h persona), si realizzi un impianto di condizionamento in grado di mantenere l'ambiente nelle condizioni di progetto.

Si determinino:

- le condizioni termoigrometriche e la portata massica dell'aria umida in ingresso al locale;
- le condizioni termoigrometriche e la portata massica dell'aria umida in ingresso al gruppo di condizionamento;
- la potenza termica che il gruppo di condizionamento deve scambiare con l'esterno.

Si disegni inoltre sul diagramma di Carrier il processo di condizionamento subito dall'aria all'interno dell'impianto.

Si tratta di un tipico caso di condizionamento estivo. I dati di progetto e le condizioni dell'aria esterna al locale ci permettono di ricavare i valori dei principali parametri termoigrometrici degli stati 2 ed E, attraverso l'uso delle seguenti formule (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico):

$$p_{v,sat} \cong 1000 \cdot \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{t + 235}\right)$$

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}}$$

$$h = h_a + h_v \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega$$

	t [°C]	ϕ [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 2	25	60	3167	0.0119	55.40
stato E	30	70	4243	0.0188	78.16

Gli scambi termici tra il locale e l'esterno, con le appropriate unità di misura, valgono:

$$W_{t,sens} = 58.14 \text{ kW}; \quad W_{t,lat} = \frac{W_{t,sens}}{R} - W_{t,sens} = 38.76 \text{ kW}$$

La portata di vapore immessa nell'aria umida, contenuta nel locale, dalle persone e/o dalle macchine e dai processi vale:

$$G_v = \frac{W_{t,lat}}{h_v} = 0.015 \text{ kg/s}$$

A questo punto si può passare alla fase 2 descritta nel paragrafo 7, cioè alla determinazione delle condizioni dell'aria in ingresso al locale. A tale scopo scegliamo un valore dell'umidità specifica dello stato 1 pari a 0.010. Utilizzando le equazioni di bilancio per il locale si può ricavare la portata massica e l'entalpia dell'aria, proveniente dal gruppo di condizionamento, da immettere nel locale

$$G = G_v / (\omega_2 - \omega_1) = 8.0 \text{ kg/s}$$

$$\frac{h_2 - h_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{W_{t,tot}}{G_v} \Rightarrow h_1 = h_2 - \frac{W_{t,tot}}{G_v} (\omega_2 - \omega_1) = 43.36 \text{ kJ/kg}$$

Nota l'umidità specifica e l'entalpia dell'aria umida da immettere nel locale, mediante le formule introdotte nel paragrafo 1 (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico) è possibile ricavare tutte le altre proprietà termoigrometriche dello stato 1:

$$h = h_a + h_v \quad \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega \Rightarrow t_1 = \frac{h_1 - 2501.3\omega_1}{1.005 + 1.82\omega_1}$$

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}} \Rightarrow \phi_1 = \frac{\omega_1}{\omega_1 + 0.622} \frac{p}{p_{v,sat}(t_1)}$$

	t [°C]	ϕ [%]	p_{vsat} [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 1	17.9	77.8	2054	0.010	43.36

A questo punto si può passare alla fase 3 descritta nel paragrafo 7, cioè all'individuazione dei trattamenti dell'aria nel gruppo di condizionamento. La portata d'aria esterna che bisogna miscelare con la portata dell'aria di ricircolo al fine di mantenere una buona qualità dell'aria all'interno del locale vale:

$$G_E = N g_E = 1 \text{ kg/s}$$

La portata di ricircolo sarà quindi data dalla differenza tra la portata d'aria in ingresso al locale e la portata di reintegro:

$$G_R = G - G_E = 7.0 \text{ kg/s}$$

Nel miscelatore avverrà il miscelamento tra una portata d'aria umida G_R nello stato 2 ed una portata G_E nello stato E. L'aria in uscita dal miscelatore si troverà nello stato 3 individuato dalle variabili ottenute mediante le seguenti equazioni:

$$\omega_3 = \frac{G_E \omega_E + G_R \omega_2}{G} = 0.0127$$

$$h_3 = \frac{G_E h_E + G_R h_2}{G} = 58.23 \text{ kJ/kg}$$

Nota l'umidità specifica e l'entalpia dell'aria umida da immettere nel locale è possibile ricavare tutte le altre proprietà termoigrometriche dello stato 3:

	t [°C]	ϕ [%]	p_{vsat} [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 3	25.6	61.8	3288	0.0127	58.23

Per passare dallo stato 3 allo stato 1 nel gruppo di condizionamento l'aria umida viene sottoposta a raffreddamento con deumidificazione + riscaldamento (vedi diagramma psicrometrico riportato in basso). Lo stato 4, raggiunto al termine del processo di raffreddamento con deumidificazione, possiede un'umidità specifica uguale a quello dello stato 1 ed un'umidità relativa del 100 %. Possono quindi essere ricavati tutti gli altri parametri termoigrometrici (vedi tabella seguente).

	t [°C]	ϕ [%]	p_{vsat} [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
--	----------	------------	-----------------	--------------	-------------

stato 4	14.05	100	1602	0.010	39.44
---------	-------	------------	------	--------------	-------

L'aria umida nel processo di raffreddamento con deumidificazione scambia con l'esterno una potenza termica data da:

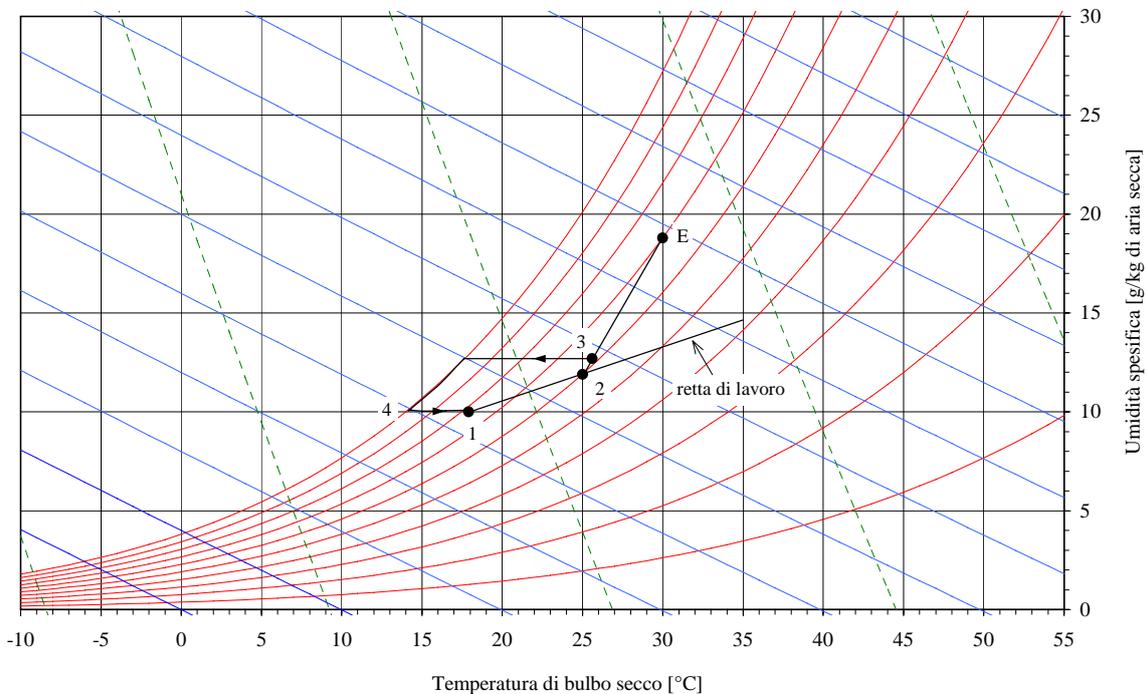
$$W_{t,34} = G(h_4 - h_3) = -151.20 \text{ kW}$$

Lo stadio di raffreddamento del gruppo di condizionamento deve essere quindi progettato in modo da riuscire a sottrarre all'aria umida trattata almeno 151.2 kW

Nel processo di postriscaldamento l'aria umida acquista calore e la potenza termica scambiata vale

$$W_{t,41} = G(h_1 - h_4) = 31.54 \text{ kW}$$

Lo stadio di postriscaldamento del gruppo di condizionamento deve essere quindi progettato in modo da riuscire a fornire all'aria umida trattata almeno 31.54 kW



ESEMPIO 14.8 – Condizionamento invernale

Un gruppo di condizionamento tratta una portata d'aria totale di 10000 kg/h di cui 2000 kg/h sono di aria esterna. Nell'ambiente da condizionare si vuole mantenere 20 °C con un'umidità relativa del 50 %. La temperatura dell'aria esterna sia di 0 °C con un'umidità relativa dell'80 %.

Nell'ipotesi che il carico sensibile totale sia pari a -30000 kcal/h e che il fattore termico valga 1.1, si determini:

- le condizioni termoigrometriche dell'aria umida in ingresso al locale;
- le condizioni termoigrometriche dell'aria umida in ingresso al gruppo di condizionamento;
- il quantitativo d'acqua da vaporizzare nel gruppo di condizionamento e la potenza termica del gruppo di riscaldamento.

Si disegnino, infine, sul diagramma psicrometrico di Carrier i processi termoigrometrici subiti dall'aria nell'impianto di condizionamento.

Si tratta di un tipico caso di condizionamento invernale. I dati di progetto e le condizioni dell'aria esterna al locale ci permettono di ricavare i valori dei principali parametri termoigrometrici degli stati 2 ed E, attraverso l'uso delle seguenti formule (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico):

$$p_{v,sat} \cong 1000 \cdot \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{t + 235}\right)$$

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}}$$

$$h = h_a + h_v \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega$$

	t [°C]	ϕ [%]	p_{vsat} [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 2	20	50	2337	0.00726	38.52
stato E	0	80	609	0.00300	7.52

Gli scambi termici tra il locale e l'esterno, con le appropriate unità di misura, valgono:

$$W_{t,sens} = -34.88 \text{ kW}; \quad W_{t,lat} = \frac{W_{t,sens}}{R} - W_{t,sens} = 3.17 \text{ kW}$$

La portata di vapore immessa nell'aria umida, contenuta nel locale, dalle persone e/o dalle macchine e dai processi vale:

$$G_v = \frac{W_{t,lat}}{h_v} = 0.00124 \text{ kg/s}$$

A questo punto si può passare alla fase 2 descritta nel paragrafo 7, cioè alla determinazione delle condizioni dell'aria in ingresso al locale. Questa volta la portata massica di aria umida trattata dal gruppo di condizionamento è nota per cui, utilizzando le equazioni di bilancio per il locale, è possibile ricavare la frazione massica e l'entalpia dell'aria da immettere nel locale

$$\omega_1 = \omega_2 - G_v / G = 0.00681$$

$$\frac{h_2 - h_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{W_{t,tot}}{G_v} \Rightarrow h_1 = h_2 - \frac{W_{t,tot}}{G_v} (\omega_2 - \omega_1) = 49.93 \text{ kJ/kg}$$

Nota l'umidità specifica e l'entalpia dell'aria umida da immettere nel locale, mediante le formule introdotte nel paragrafo 1 (o mediante il programma CATT, oppure in maniera approssimata mediante un diagramma psicrometrico) è possibile ricavare tutte le altre proprietà termoigrometriche dello stato 1:

$$h = h_a + h_v, \omega = 1.005t + 2501.3\omega + 1.820t\omega \Rightarrow t = \frac{h - 2501.3\omega}{1.005 + 1.82\omega}$$

$$\omega = 0.622 \frac{\phi p_{v,sat}}{p - \phi p_{v,sat}} \Rightarrow \phi = \frac{\omega p}{\omega p_{v,sat} + 0.622 p_{v,sat}}$$

	t [°C]	ϕ [%]	p_{vsat} [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 1	32.34	22.6	4847	0.00681	49.93

A questo punto si può passare alla fase 3 descritta nel paragrafo 7, cioè all'individuazione dei trattamenti dell'aria nel gruppo di condizionamento. La portata d'aria esterna che bisogna miscelare con la portata dell'aria di ricircolo al fine di mantenere una buona qualità dell'aria all'interno del locale vale:

$$G_E = 0.556 \text{ kg/s}$$

La portata di ricircolo sarà quindi data dalla differenza tra la portata d'aria in ingresso al locale e la portata di reintegro:

$$G_R = G - G_E = 2.222 \text{ kg/s}$$

Nel miscelatore avverrà il miscelamento tra una portata d'aria umida G_R nello stato 2 ed una portata G_E nello stato E. L'aria in uscita dal miscelatore si troverà nello stato 3 individuato dalle variabili ottenute mediante le seguenti equazioni:

$$\omega_3 = \frac{G_E \omega_E + G_R \omega_2}{G} = 0.00641$$

$$h_3 = \frac{G_E h_E + G_R h_2}{G} = 32.32 \text{ kJ/kg}$$

Nota l'umidità specifica e l'entalpia dell'aria umida da immettere nel locale è possibile ricavare tutte le altre proprietà termoigrometriche dello stato 3:

	t [°C]	ϕ [%]	p_{vsat} [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 3	16.0	56.8	1820	0.00641	32.32

Per passare dallo stato 3 allo stato 1 nel gruppo di condizionamento l'aria umida viene sottoposta prima al processo di riscaldamento sensibile (3-4) e poi all'umidificazione (4-1) (vedi diagramma psicrometrico riportato in basso). Lo stato 4, raggiunto al termine del processo di riscaldamento, avrà un'umidità specifica uguale a quella dello stato 3. Inoltre, applicando le equazioni di bilancio al gruppo di umidificazione si ottiene:

$$G_v = G(\omega_1 - \omega_4) = 1.1 \text{ g/s}$$

$$G(h_1 - h_4) = G_v h_v \Rightarrow h_4 = h_1 - \frac{G_v}{G} h_v$$

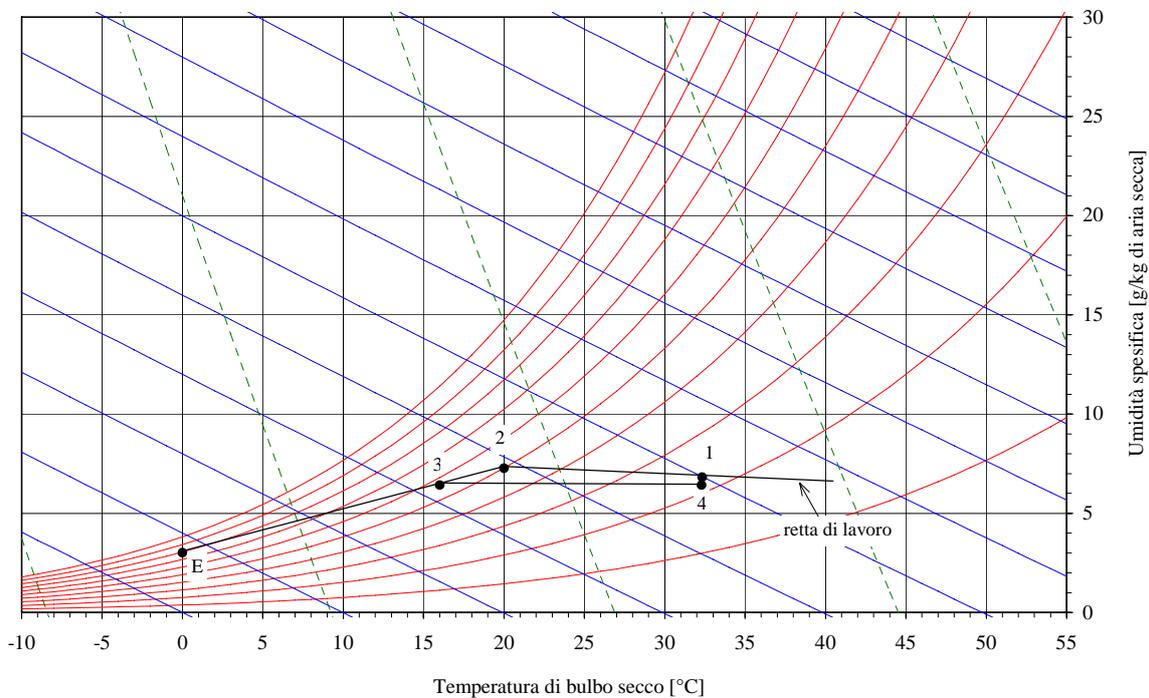
possiede un'umidità specifica uguale a quello dello stato 1 ed un'umidità relativa del 100 %. Possono quindi essere ricavati tutti gli altri parametri termoigrometrici (vedi tabella seguente).

	t [°C]	ϕ [%]	p_{vsat} [Pa]	ω [-]	h [kJ/kg]
stato 4	32.3	21.4	4840	0.00641	48.91

L'aria umida nel processo di riscaldamento scambia con l'esterno una potenza termica data da:

$$W_{t,34} = G(h_4 - h_3) = 16.6 \text{ kW}$$

Lo stadio di riscaldamento del gruppo di condizionamento deve essere quindi progettato in modo da riuscire a fornire all'aria umida trattata almeno 16.6 kW.



FASE 4 – Regolazione dell'impianto di condizionamento

Gli impianti di condizionamento devono ovviamente essere regolati automaticamente sia per evitare dannosi sbalzi di temperatura, sia per limitare il consumo energetico. Infatti, essi sono progettati nelle condizioni di carico massimo e quindi devono essere regolati in modo da adeguarsi alle condizioni effettive di carico.

Gli strumenti utilizzati per la regolazione sono i termostati e gli umidostati, i quali comandano le normali valvole di apertura e di chiusura dei vari circuiti. I sensori di temperatura e di umidità relativa vengono posti generalmente nel condotto di ricircolo, nel quale la corrente d'aria si trova nelle stesse condizioni termoigrometriche dell'ambiente climatizzato, con il vantaggio che la maggiore velocità dell'aria rende i valori più uniformi e facili da misurare. In figura 20 è riportato lo schema di un impianto di condizionamento con esempio di regolazione per il caso estivo.

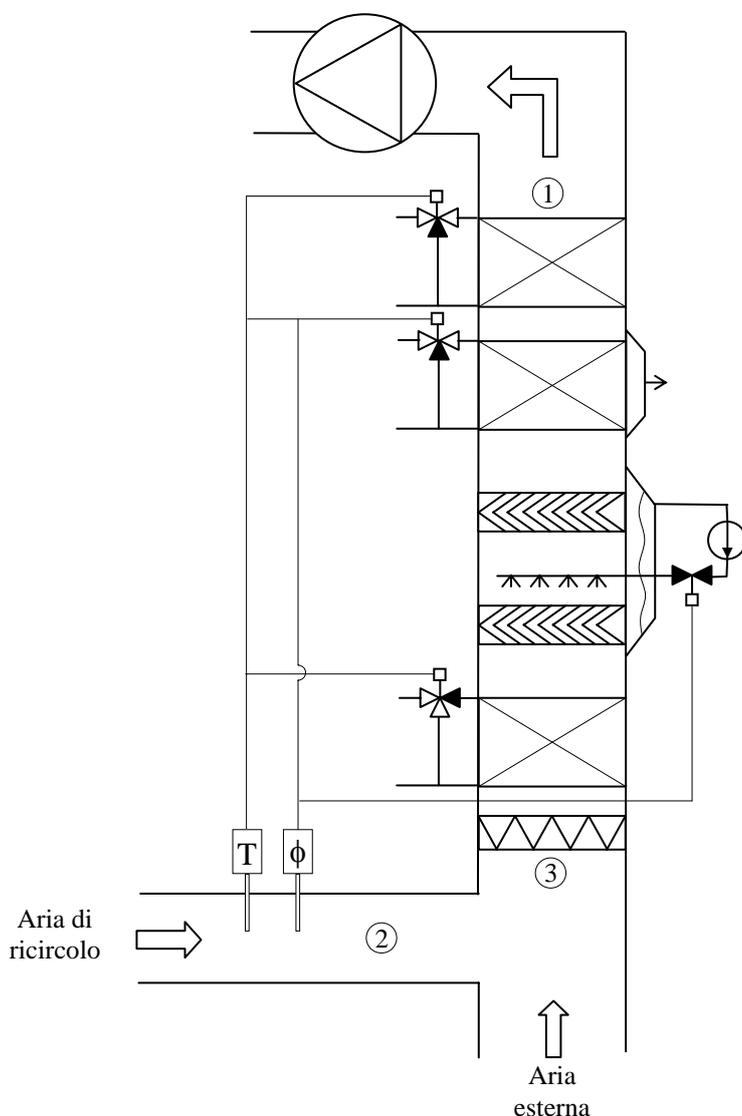


Figura 20: Schema di regolazione estiva.

8. Bilancio energetico e scambio termico nella persona umana e condizioni di benessere ambientale (°)

L'essere umano come sistema termodinamico

Se consideriamo un essere umano come sistema termodinamico (delimitato dalla superficie della sua pelle) ci rendiamo conto che *nel medio termine* si tratta di un sistema a regime: non ci sono infatti (su periodi di alcuni giorni) variazioni sensibili di temperatura (essendo l'uomo un animale omeotermo) e di massa. Si tratta inoltre di un *sistema aperto*, e gli scambi di massa con l'esterno sono costituiti dalla nutrizione, dalla respirazione e dalle secrezioni ed escrezioni organiche.

Il fatto che si tratti di un sistema a regime implica che le cessioni di energia verso l'ambiente, sotto forma di scambi termici e di lavoro, debbano essere reintegrate con una equivalente produzione di energia: questa avviene all'interno delle nostre cellule fondamentalmente tramite le reazioni di ossidazione del cibo ingerito. Il complesso dell'attività chimica che avviene all'interno delle nostre cellule prende il nome di *metabolismo*, e rappresenta appunto la nostra sorgente interna di energia. Tale complesso di reazioni chimiche avviene in maniera ottimale alla temperatura di 37 °C, che rappresenta appunto la temperatura interna del corpo umano e viene mantenuta costante (*omeotermia*) dai meccanismi di *termoregolazione*. Viene detta *potenza metabolica basale* (BMR, basal metabolic rate) la potenza necessaria per mantenere le funzioni vitali (respirazione, circolazione e termoregolazione) in condizioni di riposo assoluto. La potenza metabolica basale per l'essere umano medio (maschio, 30 anni, 70 kg di peso, superficie corporea 1.8 m²) è di 84 W. Cervello, fegato e cuore sono le sedi principali dell'attività metabolica (circa il 50% del totale negli adulti). Straordinariamente, nei bambini oltre la metà dell'attività metabolica basale è localizzata nel cervello.

La potenza metabolica (*MR*) può essere misurata in modo indiretto, misurando il consumo di ossigeno attraverso la respirazione ed equivale a circa 20.1 kJ per litro di ossigeno consumato.

La potenza metabolica varia con lo stato di attività, con l'età (diminuisce col passare degli anni) con il sesso (è minore nelle donne) e con la superficie corporea: a parità degli altri fattori, il rapporto potenza metabolica/superficie corporea è circa costante e quindi spesso la potenza metabolica è riportata in W/m². E' invalso anche l'uso di misurare la potenza metabolica in *met*: 1 met equivale a 58 W/m², ovvero alla potenza metabolica di una persona seduta in condizioni tranquille.

In condizioni di sforzo fisico la potenza metabolica aumenta ed una parte di essa viene convertita in lavoro meccanico, come risulta dalla Tab.1. Da essa si vede che il "rendimento massimo" della "macchina uomo" non supera il 20%. In realtà, una parte dell'energia convertita in lavoro meccanico viene consumata internamente al corpo (es. per la circolazione e la respirazione); considerando anche questi contributi, si stima che la conversione in lavoro meccanico possa raggiungere il 45%.

Per reintegrare la potenza metabolica dissipata, si può utilizzare l'energia chimica contenuta nei nutrienti ingeriti oppure nei grassi corporei. Al contrario, se ingeriamo una quantità di cibo superiore al fabbisogno energetico, l'eccesso viene accumulato sotto forma di grasso corporeo. In sostanza, l'uomo si procura l'energia tramite la ossidazione del cibo, convertendone una piccola parte (il 20% al massimo) in lavoro meccanico, utilizzandone di

gran lunga la maggior parte per la termoregolazione e immagazzinando il residuo sotto forma di grasso.

Attività	MR/A (W/m ²)	MR/A (met)	$\eta = W_m/MR$
Dormire	46	0.8	0
Sedere tranquilli	58	1.0	0
Attività sedentaria (ufficio)	70	1.2	0.2
Attività media in piedi (commesso)	116	2.0	0 - 0.15
Camminare in piano a 5 km/h	200	3.4	0.1
Pulizie domestiche	120 - 200	2 - 3.5	0 - 0.1
Giocare a tennis	250 - 400	4 - 7	0 - 0.1

Tabella 1: valori di MR per unità di superficie corporea per varie attività.

L'uomo non si può considerare esattamente una macchina termica: l'energia chimica dei nutrienti viene convertita direttamente in lavoro meccanico da alcuni processi cellulari (il principale è la sintesi dell'ATP, adenosin trifosfato) e quindi non è soggetto ai limiti di rendimento delle macchine termiche propriamente dette, che convertono energia termica in lavoro e che è esposto nel Cap.7. Se così fosse, come risulterà chiaro in seguito, la temperatura corporea dovrebbe essere notevolmente superiore a quella esterna per produrre un lavoro apprezzabile.

ESEMPIO 14.9 – Fabbisogno energetico medio

Si stima che la potenza metabolica media di un individuo adulto durante la giornata sia di 120 W. Determinare il suo fabbisogno energetico giornaliero.

L'energia dissipata dal soggetto in un giorno (86400 s) è data da

$$E = M \cdot t = 120 \cdot 86400 = 10.36 \text{ MJ} = 2475 \text{ kcal}$$

per bilanciare tale consumo senza ricorrere alle riserve di grasso corporeo, occorre ingerire una quantità di cibo che abbia il suddetto contenuto energetico.

Da notare che la stessa persona, in condizioni di riposo assoluto in cui la potenza metabolica si riduce a quella basale (84 W) avrebbe un fabbisogno giornaliero di 7.25 MJ (1720 kcal).

Bisogna ricordare che la potenza metabolica media varia da individuo a individuo. I valori indicativi sono da 1500 a 3500 kcal/giorno.



Il contenuto energetico di un cibo si determina calcolando la sua composizione in base ai suoi costituenti fondamentali: proteine, carboidrati e grassi. I contenuti medi di energia metabolizzabili sono 17.2 MJ/kg (4.1 kcal/g) per i carboidrati e per le proteine e 38.9 MJ/kg (9.3 kcal/g) per i grassi. Quindi 1 kg di grassi contiene più del doppio di energia di un corrispondente ammontare di carboidrati o proteine e questo spiega perché il loro consumo debba essere particolarmente ridotto nelle diete.

Considerare il cibo unicamente come un combustibile è una prospettiva molto riduttiva. Bisogna considerare che il cibo è anche la materia prima utilizzata per reintegrare le parti del nostro organismo e provvedere alle altre funzioni vitali: nella dieta occorre quindi un apporto

equilibrato di nutrienti, inclusi in particolare i sali minerali, che non danno nessun contributo energetico apprezzabile.

La Tab.2 riporta a titolo indicativo il contenuto calorico di alcuni cibi tipici della nostra dieta.

Cibo	per 100 g [kJ – (kcal)]	per porzione [kJ-(kcal)]
Bibita analcolica (200 cc)		350 - (87)
Pizzetta	1050 – (250)	1450 - (350)
Tramezzino		1450 - (350)
Pesca	125 - (30)	150 - (36)
Patate fritte	840 – (200)	1650 - (400)
Cioccolato	2200 - (525)	
Pane (1 fetta)	1180 – (280)	300 – (70)
Hamburger – Hot dog (con panino e salsa)		1900 – (450)
Gelato	1050 – (250)	450 – (110)

Tabella 2: valori *indicativi* del contenuto energetico di alcuni cibi.

Il bilancio energetico del corpo umano a regime si può allora porre nella forma

$$MR - W_m - W_{Tm} - W_{Tc} = 0 \quad (1)$$

dove MR rappresenta la potenza metabolica, W_m il lavoro meccanico compiuto, W_{Tm} la potenza perduta per scambi di massa (vedi in seguito) e W_{Tc} la potenza termica scambiata tra il corpo e l'ambiente, di cui ci occuperemo in dettaglio in seguito.

La potenza dissipata tramite scambi di massa è dovuta all'evaporazione dell'acqua (come vedremo nel capitolo successivo, per evaporare un kg di acqua a temperatura ambiente sono necessari circa 2350 kJ) ed al riscaldamento dell'aria espirata. Essa si può suddividere in:

- evaporazione dell'umidità corporea attraverso la superficie della pelle: fino a 10% BMR;
- evaporazione del sudore dalla superficie del corpo: fino al 500% BMR ed oltre;
- respirazione (riscaldamento e umidificazione dell'aria espirata): fino al 20% BMR.

L'incidenza dei contributi suddetti, specie della sudorazione, che è il meccanismo più efficiente di smaltimento termico, dipende notevolmente dallo stato di sforzo e dalle condizioni (temperatura ed umidità) dell'ambiente esterno.

Con la sudorazione si possono eliminare abbastanza agevolmente 0.1 g/s m² di acqua per unità di superficie corporea, corrispondenti ad una dissipazione di potenza di 230 W/m². Questo corrisponde ad eliminare per sudorazione circa mezzo litro d'acqua in un'ora. Gli animali pelosi, che non sudano, sono invece costretti ad aumentare la dissipazione di acqua per via respiratoria ansimando.

Il bilancio energetico può essere riformulato in termini di unità di superficie corporea (A_p) come

$$\frac{MR}{A_p} (1 - \eta) - q''_m - q''_c = 0 \quad (2)$$

dove η rappresenta la frazione di MR convertita in lavoro meccanico (v. Tab.1) e q'' rappresenta il flusso di energia per unità di superficie corporea.

Scambio termico tra corpo umano ed ambiente

Come risulta dall'esperienza comune, lo scambio termico tra il corpo umano e l'ambiente è notevolmente influenzato dalle condizioni ambientali (temperatura, velocità ed umidità dell'aria), dalla posizione del corpo (disteso o rannicchiato) e dagli abiti indossati. Il calore viene dissipato dalla superficie corporea per *convezione* ed *irraggiamento*. Il coefficiente di convezione in aria varia come abbiamo visto da circa $3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ a circa $50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ in caso di forte vento; in acqua esso aumenta di circa un ordine di grandezza. La emissività e della pelle nuda varia da 0.65 a 0.82 (pelle nera). Consideriamo per ora lo scambio termico dal corpo nudo, come illustrato nel seguente esempio.

ESEMPIO 14.10 – Determinazione della temperatura ambiente ottimale

Una persona nuda si trova in piedi a riposo al centro di una stanza le cui pareti sono alla temperatura $T_w = 15 \text{ }^\circ\text{C}$. La sua potenza metabolica è stimata in 110 W , di cui 20 W sono smaltiti attraverso scambi di massa (respirazione ed evaporazione). Si stima che per mantenersi in condizioni confortevoli, la temperatura media superficiale della pelle debba essere $34 \text{ }^\circ\text{C}$. Assumendo una emissività della pelle $\varepsilon = 0.62$ ed un coefficiente di scambio convettivo $\alpha = 5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, determinare a quale temperatura debba essere mantenuta l'aria della stanza.

L'energia dissipata dal soggetto per scambio termico è data da

$$W_T = 110 - 20 = 90 \text{ W}$$

tale potenza viene scambiata per convezione con l'aria della stanza e per irraggiamento con le pareti, quindi

$$W_T = \alpha A_p (T_p - T_a) + \varepsilon \sigma A_p (T_p^4 - T_w^4)$$

(notare che le temperature di riferimento per i due scambi termici sono diverse). Assumendo una superficie corporea $A_p = 1.4 \text{ m}^2$ (tenendo conto che una parte di essa, come le cavità ascellari, non partecipa allo scambio) la unica incognita è la temperatura ambiente T_a , data da

$$T_a = T_p - \frac{W_T - \varepsilon \sigma A_p (T_p^4 - T_w^4)}{\alpha A_p} =$$

$$34 - \frac{90 - 0.62 \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot (307^4 - 291^4)}{5 \cdot 1.4} = 34 - \frac{90 - 60.2}{5 \cdot 1.4} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tale temperatura è piuttosto elevata, ma bisogna notare come i 2/3 della potenza termica venga scambiata per irraggiamento con le pareti. Per una climatizzazione efficiente, bisognerebbe innalzare la temperatura di queste ultime piuttosto che quella ambiente.

□

Gli abiti influenzano notevolmente lo scambio termico, introducendo una resistenza termica conduttiva tra la superficie corporea e l'ambiente. Inoltre essi possono avere una emissività diversa da quella della pelle nuda e quindi alterare lo scambio radiativo. In genere si tiene conto degli abiti introducendo una resistenza termica

$$R_{cl} = \frac{T_p - T_{cl}}{W_{Tc}} = \frac{r_{cl}}{A_p} \quad (3)$$

Dove T_p e T_{cl} sono le temperature rispettivamente della superficie corporea e della superficie esterna dell'abito ed r_{cl} una grandezza caratteristica del tipo di vestito. Per un abito standard (abito estivo da uomo) essa vale $0.15 \text{ m}^2 \text{ K/W}$.

Convenzionalmente, r_{cl} deve essere divisa per la superficie della pelle per ottenere la resistenza termica dell'abito, che diminuisce all'aumentare della superficie di trasmissione del calore. Assimilando l'abito ad una parete piana si può intuire che r_{cl} è data da s/k , dove s è lo spessore medio dell'abito e k la sua conducibilità termica.

Delle caratteristiche di tipi diversi di abiti si tiene conto introducendo un indice I_{cl} (che convenzionalmente si esprime in *clo* – acronimo di clothes, ma che in realtà è adimensionale) che rappresenta il rapporto tra la resistenza termica dell'abito e quella standard. Tale indice è riportato in Tab.3 per alcuni tipi di vestito.

Abito	f_{cl}	I_{cl}
Nessun abito	1	0
Pantaloncini, maglietta e sandali	1.05	0.3
Jeans e maglietta, scarpe	1.1	0.5
Vestito da uomo estivo	1.15	1
Vestito estivo, soprabito di cotone	1.15	1.5
Abito da uomo invernale, calzini lana	1.2	1.5
Come sopra, con cappotto di lana	1.3	3

Tabella 3: valori di I_{cl} ed f_{cl} per alcuni tipi di abito.

La potenza termica trasmessa per conduzione attraverso un abito è quindi data, per unità di superficie corporea, da

$$\frac{W_{Tc}}{A_p} = \frac{T_p - T_{cl}}{r_{cl}} = \frac{T_p - T_{cl}}{0.15 I_{cl}} = \frac{T_p - T_{cl}}{0.15 I_{cl}} \quad (4)$$

Si introduce inoltre un fattore f_{cl} per tener conto che la superficie degli abiti esposta all'ambiente esterno è leggermente maggiore di quella del corpo nudo, ovvero $A_{cl} = f_{cl} A_p$, v. Tab.3. Combinando infine le resistenze termiche convettiva e radiativa (in parallelo) con quella conduttiva degli abiti (in serie alle prime due, v. Fig.21) si ha (supponendo che gli scambi convettivo e radiativo avvengano entrambi verso corpi alla stessa temperatura T_a)

$$R_{cl} = \frac{0.15 I_{cl}}{A_p}, \quad R_{conv} = \frac{1}{\alpha A_{cl}} = \frac{1}{\alpha f_{cl} A_p}, \quad R_{irr} = \frac{1}{\alpha_R A_{cl}} = \frac{1}{\alpha_R f_{cl} A_p}$$

$$R_{EQ} = R_{cl} + \left(\frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{irr}} \right)^{-1} = \frac{0.15 I_{cl} f_{cl} + (\alpha_R + \alpha)^{-1}}{f_{cl} A_p} \quad (5)$$

$$W_{Tc} = \frac{T_p - T_a}{R_{EQ}} = \frac{f_{cl} A_p}{0.15 I_{cl} f_{cl} + (\alpha_R + \alpha)^{-1}} (T_p - T_a)$$

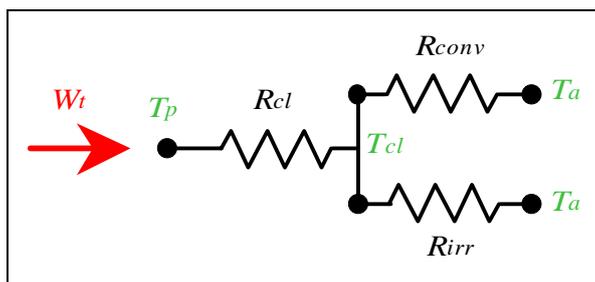


Figura 21: Rete elettrica equivalente al fenomeno di scambio termico in una persona vestita.

Un calcolo più accurato dovrebbe considerare separatamente le superfici corporee che rimangono scoperte (es. viso e mani). Bisognerebbe inoltre considerare che alcuni di noi hanno una sorta di “vestito naturale” costituito dallo strato di grasso corporeo!

ESEMPIO 14.11 – Scambio termico attraverso gli abiti

La stessa persona di cui all'esempio precedente è adesso vestita con un abito invernale avente $I_{cl} = 3$ clo, $f_{cl} = 1.3$ ed emissività $\varepsilon = 0.9$. Supponiamo per semplicità che le pareti si trovino alla stessa temperatura della stanza. A parità dei rimanenti fattori (v. Esempio 2) determinare a quale temperatura debba essere mantenuta l'aria della stanza.

 La soluzione è riportata nel file C2ABITI.XLS

L'energia dissipata dal soggetto per scambio termico è, come nel caso precedente, data da $W_T = 110 - 20 = 90$ W

La rete di resistenze termiche è riportata nella Fig.21.

La temperatura della superficie esterna degli abiti è ottenibile direttamente dalla Eq.4.

$$T_{cl} = T_p - 0.15 I_{cl} \frac{W_{Tc}}{A_p} = 34 - 0.15 \cdot 3 \frac{90}{1.4} = 5.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Si può calcolare il coefficiente di scambio per irraggiamento α_R tramite la Eq.4 del Cap.2, stimando $T_a = 300$ K (stima da verificare in seguito)

$$\alpha_R = \varepsilon_1 \sigma (T_{cl} + T_a) (T_{cl}^2 + T_a^2) = 0.9 \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} (278 + 300) (278^2 + 300^2) = 4.9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

La potenza termica scambiata è data dalla Eq.12, da cui ricaviamo T_a

$$T_a = T_p - \frac{0.15 I_{cl} f_{cl} + (\alpha_R + \alpha)^{-1}}{f_{cl} A_p} W_{Tc} = 34 - \frac{0.15 \cdot 3 \cdot 1.3 + (4.9 + 5)^{-1}}{1.3 \cdot 1.4} \cdot 90 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Alternativamente, T_a poteva essere ricavata dal salto di temperatura a cavallo del parallelo di R_{conv} ed R_{irr}

$$T_a = T_{cl} - W_{Tc} R_{EQ} = T_{cl} - \frac{W_{Tc}}{f_{cl} A_p (\alpha_R + \alpha)}$$

ottenendo ovviamente (a meno di errori di arrotondamento) il medesimo risultato.

Bisognerebbe a questo punto correggere la stima di T_a fatta per il calcolo di α_R . Assumendo $T_a = 273$ K si otterrebbe $\alpha_r = 4.8$, valore con cui bisognerebbe ripetere il conto. La differenza non è comunque rilevante.

Notare che ridurre la emissività degli abiti comporterebbe una riduzione di scambio termico: radiativo (che è circa la metà del totale): per tale motivo alcuni abiti da montagna sono

argentati esternamente, il che diviene particolarmente importante quando si irraggia verso superfici a temperature molto basse.

Per tenere conto di una temperatura delle pareti diversa da quella della stanza, la Eq.12 dovrebbe essere leggermente modificata: il compito è lasciato per esercizio all'allievo.

□

Naturalmente le sensazioni di benessere ambientale sono soggettive: a parità di tutti i rimanenti fattori, nello stesso ambiente alcune persone provano una sensazione di caldo ed altre una sensazione di freddo. Dette sensazioni non possono quindi essere valutate quantitativamente, ma solo analizzando statisticamente il giudizio di un gran numero di persone. La norma UNI-EN-ISO 7730 prevede di valutare le condizioni di benessere ambientale mediante un voto medio previsto (PMV), valutabile mediante una procedura abbastanza complessa (esposta nella norma stessa) che tiene conto dello stato di attività delle persone, del loro abbigliamento, della temperatura sia dell'ambiente che delle sue pareti. Dato che non si può pensare di accontentare tutti, si stima che quando il PMV vale 0, rimangano solo un 5% di persone insoddisfatte della temperatura ambiente, mentre per un PMV di ± 2 ci sono circa l'80% di persone che sentono troppo caldo (PMV positivo) o troppo freddo (PMV negativo). La temperatura media ottimale risultante dal calcolo, corrispondente a $PMV = 0$, in un ambiente con umidità relativa del 50%, è riportata in Fig.22 in funzione dell'abbigliamento indossato e del valore di attività metabolica. Da esso si vede per esempio che in un ambiente ad attività media (2 met) e con abiti estivi (0.5 clo) la temperatura operativa ottimale, che lascia solo il 5% di persone insoddisfatte, è di poco inferiore a 22 °C, con uno scarto ammesso di ± 2 K per non superare il 10% di insoddisfatti.

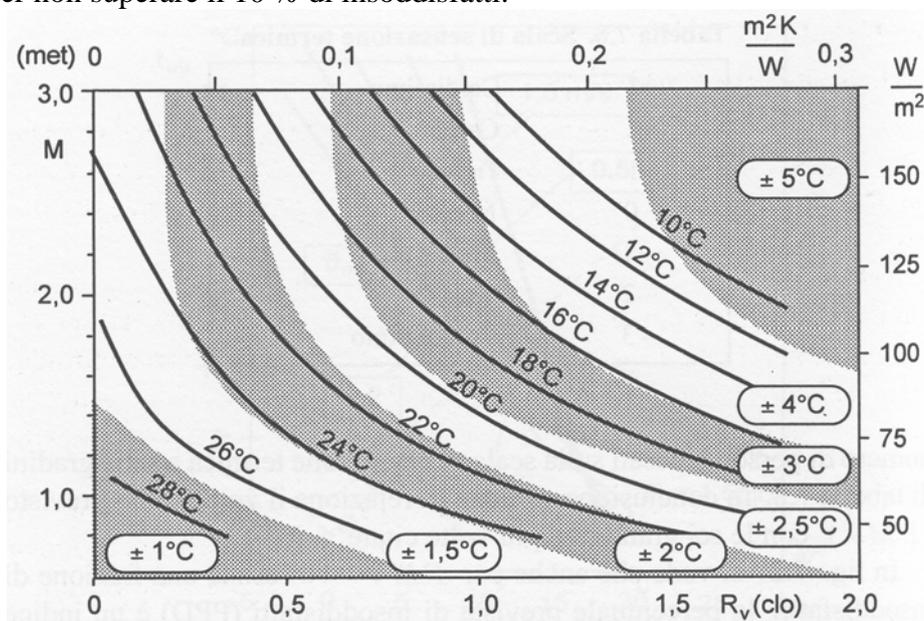


Figura 22: Temperatura media ottimale (corrispondente a $PMV=0$) in funzione dell'attività metabolica e dell'abbigliamento.

Nel caso degli ambienti di lavoro industriali l'uomo può trovarsi ad operare in condizioni termiche severe (ambienti "molto" caldi o "molto" freddi). In tali condizioni non sono importanti tanto le condizioni ottimali di benessere, quanto il non superamento di condizioni limite di sopportabilità dello stress termico da parte dell'uomo relativamente all'attività metabolica ed all'abbigliamento utilizzato.

La norma UNI-EN 27243 propone un metodo di valutazione dello stress termico cui è soggetto un individuo in un ambiente industriale caldo, basato sul calcolo dell'indice WBGT (Wet Bulb Globe Temperature). L'indice WBGT è funzione della temperatura di bulbo umido, della temperatura di globotermometro ed, in alcuni casi, della temperatura di bulbo secco presenti nell'ambiente di lavoro. Si tratta in pratica di un valore prossimo alla temperatura di bulbo umido presente nell'ambiente. La norma specifica, inoltre, come devono essere effettuate le misure di queste grandezze che caratterizzano l'ambiente.

I valori limite del WBGT, validi per persone acclimatate al calore in un ambiente con aria non stagnante, sono riportati in Fig. 23 in funzione del valore dell'attività metabolica, per differenti cicli lavoro/riposo.

Se i valori limite di WBGT vengono superati occorrerà intervenire limitando lo stress termico attraverso la riduzione dell'attività di lavoro, del tempo di lavoro oppure dotando i lavoratori di opportuni dispositivi di protezione individuale.

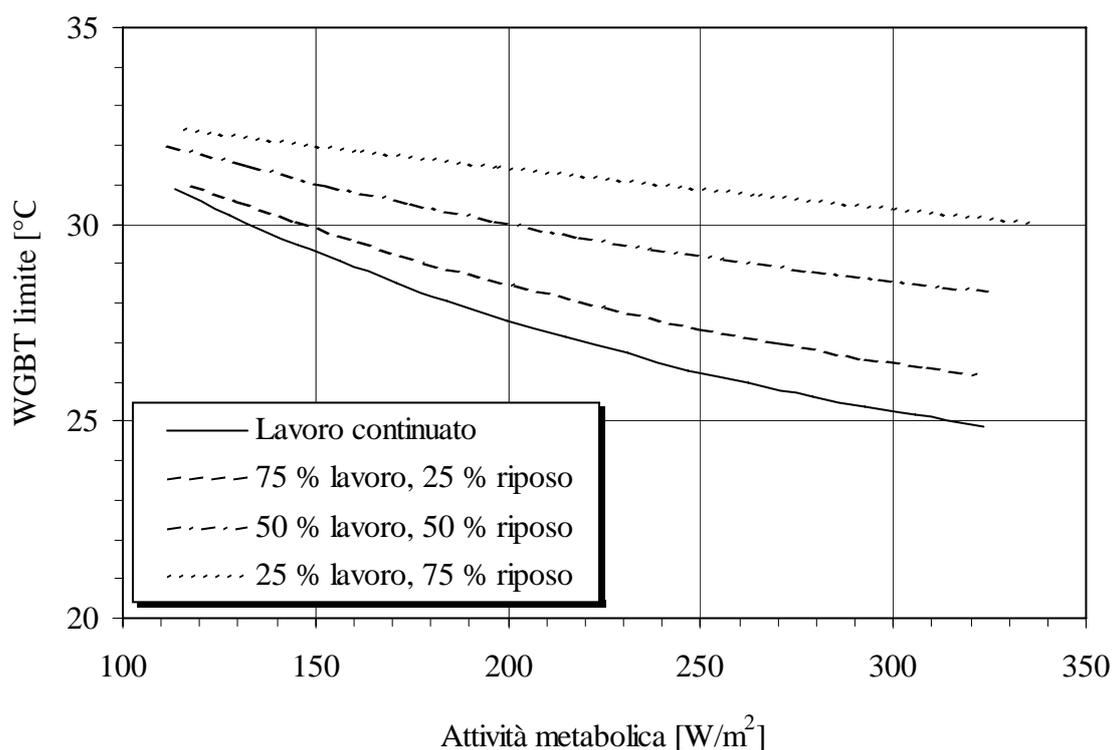


Figura 23: Valori limite del WBGT per differenti cicli lavoro/riposo.

BIBLIOGRAFIA

- Y. A. Cengel, “Termodinamica e trasmissione del calore”, *McGraw-Hill*, New York, 1998, Cap.9.
- P. Anglesio, “Elementi di Impianti Termotecnici”, *Pitagora Editrice*, Bologna, 1998, Capp. 7-9.
- R. Mastrullo, P. Mazzei e R. Vanoli, “Termodinamica per ingegneri”, *Liguori editore*, Napoli, 1996, Cap.4.
- A. Briganti, “Il condizionamento dell'aria”, *Tecniche nuove*, Milano, 1988.
- C. Pizzetti, “Condizionamento dell'aria e refrigerazione”, Vol. 1 e 2, *Massoni*, Milano 1989.
- F. Calza, “Impianti termici, idraulici e di condizionamento, progettazione e realizzazione”, *Tecniche nuove*, Milano, 1986.
- System Design Manual Carrier tradotto dall'Ing. Bernardo Galosi, “Stima dei carichi termici”, *Tecniche nuove*, Milano, 1986.
- G. Moncada Lo Giudice, "Fisica Tecnica Ambientale - Termodinamica applicata", *Massoni*, Milano, 1998.

NORMATIVA

- UNI 10344, “Riscaldamento degli edifici – Calcolo del fabbisogno di energia”, novembre 1993.
- UNI 10339, “Impianti aeraulici a fini di benessere: generalità, classificazione e requisiti – regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura”, giugno 1995.
- UNI EN ISO 7730, “Ambienti termici moderati: determinazione degli indici PMV e PPD e specifica delle condizioni di benessere termico”, settembre 1997.
- EN 27726 (ISO 7726), “Ambienti termici: strumenti e metodi per la misurazione delle grandezze fisiche”, ottobre 1993.
- UNI EN 27243, “Ambienti caldi: valutazione dello stress termico per l'uomo negli ambienti di lavoro, basata sull'indice WBGT (temperatura a bulbo umido e del globotermometro), febbraio 1996.
- UNI 9511 parte 1°, 2°, 3° e 4°, “Disegni tecnici: rappresentazione delle installazioni”, dicembre 1989.
- D.P.R. del 28/06/1977 n. 1052 e D.M. del 10/03/1977, per la determinazione delle zone climatiche e dei valori minimi e massimi dei relativi coefficienti volumetrici globali di dispersione termica.
- D.M. del 30/07/1986, per l'aggiornamento dei coefficienti di dispersione termica.
- Legge 5 marzo 1990, n. 46, “Norme per la sicurezza degli impianti”.
- Legge 9 gennaio 1991, n.10 (nota come legge 10/91), “Norme in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia”.
- D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, “Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della legge 10/91”.
- D.P.R. 21 dicembre 1999, n.551, “Regolamento recante modifiche al D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412”.