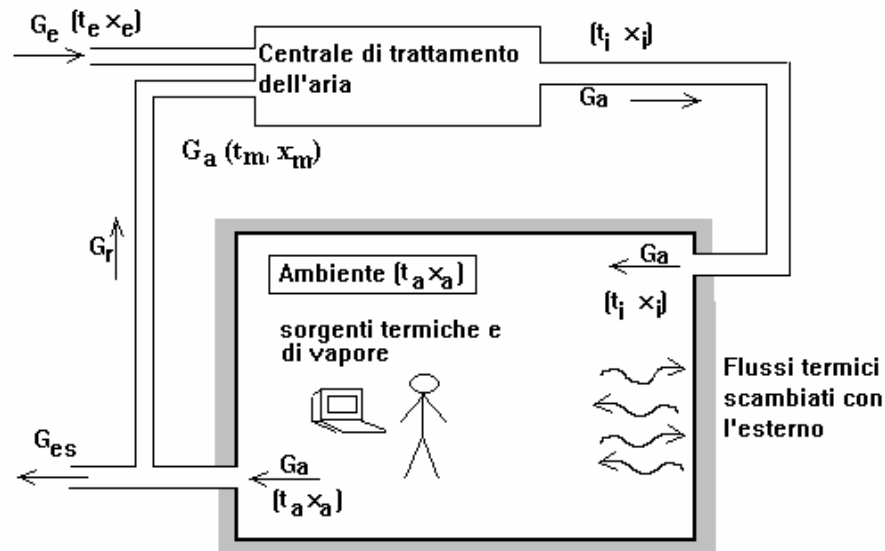


CAPITOLO 11

CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

11.1 Generalità

Come si ricorderà, per condizionamento dell'aria si intende un intervento volto a realizzare il controllo della temperatura e del contenuto di vapore dell'aria all'interno di un ambiente. Come evidenziato nella seguente figura, per attuare il condizionamento si introduce nell'ambiente una portata d'aria trattata (G_a) (stato termodinamico t_i, x_i).



Ovviamente in assenza di questa azione di controllo, i flussi termici **sensibili** e **latenti** agenti sull'ambiente (detti nel linguaggio impiantistico rispettivamente **carichi sensibile/ latenti**) determineranno incontrollate variazioni di temperatura e di contenuto di vapore dell'aria interna rispetto ai valori t_a e x_a (oppure t_a e i_a) desiderati.

In riferimento alla figura, nel locale si immette una portata **d'aria secca** G_a che si suppone **costante** nel tempo. Si noti l'utilità del fare riferimento alla portata di aria secca (G_a immessa è eguale a G_a in uscita) anziché a quella di aria umida. In genere, come mostrato in figura, parte dell'aria ripresa dall'ambiente viene ricircolata per ridurre il consumo energetico. La portata d'aria esterna G_e [kg_a/s] (condizioni t_e e x_e) è miscelata con aria di ricircolo, il cui stato (t_a e x_a) corrisponde alle condizioni vigenti nell'ambiente. La portata d'aria G_{es} è espulsa e sostituita da un'uguale portata di aria

esterna (pulita) $G_e = G_{es}$ (aria di rinnovo). La **portata di rinnovo** G_e dovrà ovviamente essere sufficiente a garantire un'adeguata purezza dell'aria negli ambienti. In genere le portate necessarie saranno raramente inferiori a circa 25-30 [m³/(h persona)].

All'ingresso del condizionatore la **portata d'aria ricircolata** $G_r = G_a - G_{es}$ si miscela con la portata d'aria di rinnovo G_e per cui, complessivamente, il condizionatore tratterà (ossia porterà nello stato t_i e x_i) una portata d'aria secca $G_a = G_e + G_r$ (stato t_m , x_m). La portata di aria secca sarà, ovviamente, la stessa anche tra le sezioni di ingresso e di uscita del condizionatore.

Nel condizionamento dell'aria, come già osservato, bisognerà fare riferimento non solo al bilancio termico dei **flussi sensibili** ma anche a quello dei **flussi latenti**.

Contributi sensibili:

- $\varphi_s = \sum (C + R) + \sum P_i$, *contributo complessivo delle sorgenti termiche interne* (persone, macchine, illuminazione). La sommatoria $\sum (C + R)$ s'intende estesa al numero di persone presenti mentre la sommatoria $\sum P_i$ al numero delle altre sorgenti termiche.

Si ricorda che:

C = flusso termico scambiato per convezione tra la superficie esterna di una persona vestita e l'aria ambiente;

R = flusso termico scambiato per irraggiamento tra la superficie esterna di una persona vestita e le pareti delimitanti l'ambiente;

P_i = contributi conseguenza del funzionamento di apparecchi luminosi, macchine, ...;

- φ_p = contributo per trasmissione termica all'ambiente attraverso l'involucro (pareti perimetrali opache e trasparenti);
- φ_{vt} = contributo solare diretto attraverso le superfici trasparenti (in estate particolarmente rilevante)

Il **totale carico sensibile** sul locale è:

$$\varphi_{sen} = f(\tau) = \varphi_s + \varphi_p + \varphi_{vt}$$

$$\varphi_{sen} = \sum (C + R) + \sum P_i + \varphi_p + \varphi_{vt}$$

Il **totale carico latente** può essere espresso:

$$\phi_{\text{lat}} = f(\tau) = \sum E = r \sum g'_v \approx r_0 g_v$$

ove:

g'_v = portata di vapore prodotto da una persona [kg/s];

$g_v = \sum g'_v$ = complessiva produzione di vapore (la sommatoria estesa al numero di persone presenti);

E = flusso termico associato all'evaporazione di acqua corporea per una persona (respirazione, traspirazione, etc.);

r = calore di vaporizzazione dell'acqua alla temperatura corporea [kJ/kg];

r_0 = calore di vaporizzazione dell'acqua a 0 [°C] [kJ/kg].

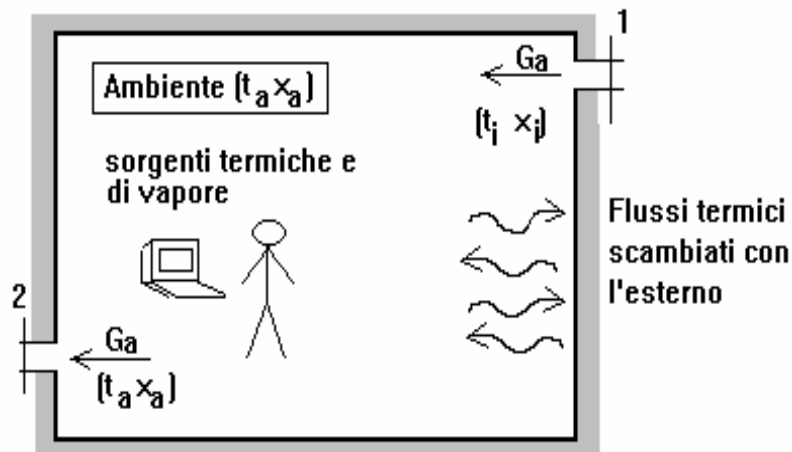
11.2 Bilancio di massa dell'ambiente

In riferimento a periodi di tempo limitati (ad esempio ora per ora), l'ambiente può essere considerato un **sistema aperto a regime stazionario**:

$$G_a = \text{cost}$$

$$t_a, x_a = \text{cost} \quad (dt_a / d\tau = 0 \text{ e } dx_a / d\tau = 0).$$

$$t_i, x_i = \text{cost}$$

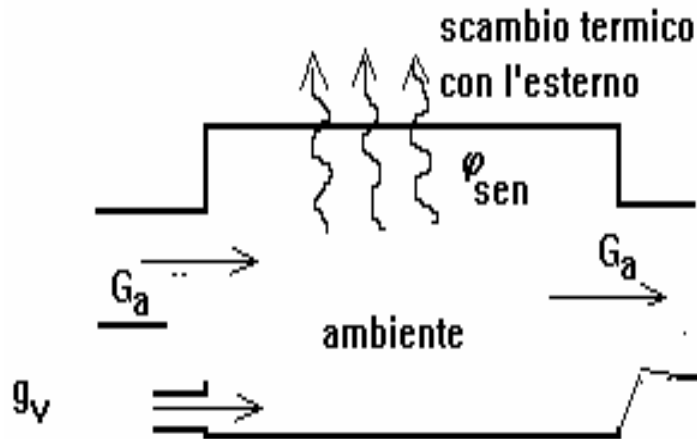


In questa ipotesi il bilancio di massa delle portate di vapore tra le sezioni d'entrata (1) ed uscita (2) dell'ambiente fornisce :

$$g_v = G_{v2} - G_{v1} = G_a \cdot (x_2 - x_1) = G_a (x_a - x_i)$$

11.3 Bilancio energetico dell'ambiente

L'ambiente è assimilato ad un sistema aperto a regime stazionario con **due ingressi** ed **una uscita**. Attraverso un primo ingresso entra aria umida (portata aria secca G_a ed entalpia h_i) mentre, attraverso l'altro, vapore (portata G_v ed entalpia h_v). Dalla sezione d'uscita esce aria umida (portata d'aria secca G_a ed entalpia h_a).



In questa schematizzazione si assimilano a flussi scambiati con l'esterno sia il totale contributo sensibile ϕ_{sen} che quello latente e cioè, in altre parole, la produzione di vapore interna g_v e di entalpia h_v viene considerata come se fosse immessa da un ingresso fittizio nel sistema. Sulla base dell'equazione di bilancio termico dei sistemi aperti (sistema con due ingressi ed un'uscita, **non** adiabatico), si può scrivere:

$$\phi_{sen} + G_a \cdot h_i + g_v \cdot h_v = G_a h_a$$

Si noti che questa espressione, più generale di quella discussa nel corso di *Fisica Tecnica*, si riduce correttamente per $\phi_{sen} = 0$ al noto bilancio entalpico (**miscelazione adiabatica**). Nel nostro caso risulta:

$$\phi_{sen} + g_v \cdot h_v = G_a \cdot (h_a - h_i)$$

Poiché h_v è esprimibile da:

$$h_v = r_o + c_{pv} \cdot t$$

ed essendo il termine $(c_{pv} \cdot t)$ piccolo rispetto ad r_o , può porsi:

$$h_v = r_o + c_{pv} t \cong r_o$$

Si può, quindi, scrivere:

$$\phi_{sen} + g_v \cdot r_o = \phi_{sen} + \phi_{lat} = G_a \cdot (h_a - h_i)$$

e ponendo:

$$\phi_{Tot} = \phi_{sen} + \phi_{lat}$$

anche:

$$\varphi_{\text{Tot}} = G_a \cdot (h_a - h_i)$$

Le due equazioni di bilancio ottenute (**bilancio di vapore e d'energia**) costituiscono un sistema di *due equazioni*

$$\begin{cases} \varphi_{\text{Tot}} = G_a \cdot (h_a - h_i) \\ g_v = G_a \cdot (x_a - x_i) \end{cases}$$

in tre incognite:

- portata d'aria G_a ;
- condizioni aria da immettere nell'ambiente: $\begin{cases} h_i \\ x_i \end{cases}$

Tutte le altre grandezze, e cioè φ_{Tot} , g_v , h_a , x_a , sono *note*. Per risolvere il problema, altrimenti **indeterminato**, occorrerà fissare **una** delle variabili e cioè, ad esempio, la portata d'aria secca G_a oppure una grandezza per determinare univocamente lo stato termodinamico dell'aria h_i , x_i . In genere, si usa prefissare la **temperatura di immissione t_i** sulla base dei seguenti criteri:

- stagione invernale: $t_i \cong t_a + 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- stagione estiva: $t_i \cong t_a - 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Ovviamente sarà necessario verificare che il valore di t_i prescelto non comporti una portata di rinnovo troppo ridotta per garantire la purezza dell'aria negli ambienti. Infatti, in generale, la G_e di aria esterna (pulita!) sarà proporzionale al numero k di persone presenti (in linea indicativa è necessario prevedere una portata volumetrica di aria esterna almeno pari a $G'_e = 25 \text{ [m}^3\text{/h persona]}$) e cioè la portata oraria G_e di aria esterna $[\text{kg}_a/\text{s}]$ sarà $G_e = \rho_e k G'_e / 3600$. Ovviamente dovrà risultare $G_a > G_e$. Se questa condizione non è soddisfatta occorrerà prefissare un valore di t_i più vicino al valore t_a .

Spesso si usa determinare G_a e lo stato termodinamico dell'aria da immettere nell'ambiente per via grafica direttamente sul **diagramma ASHRAE**.

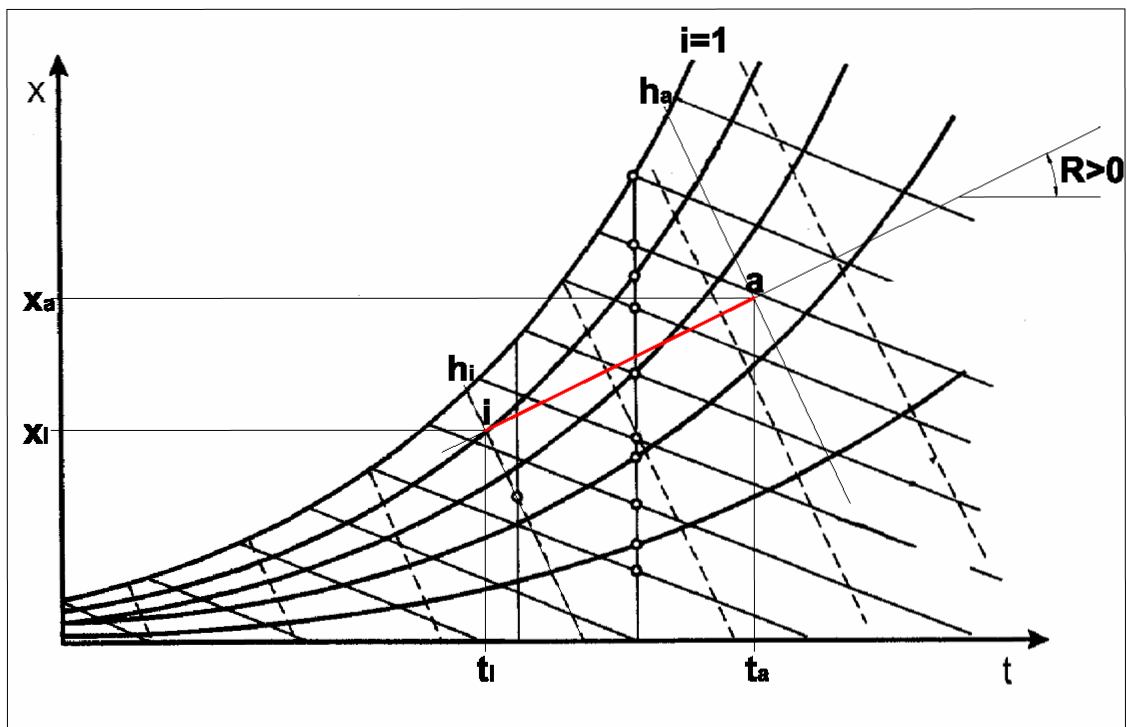
A questo scopo si ricorda che l'aria introdotta nello stato **i** (definito ad esempio da h_i , x_i) si trasforma all'interno dell'ambiente fino allo stato **a** (definito da h_a , x_a).

Questa trasformazione è rappresentabile sul **diagramma** con un **segmento di retta**, il cui **coefficiente angolare (pendenza)** è determinato dal rapporto $R = \Delta h / \Delta x$. Infatti risulta:

$$R = \varphi_{Tot} / g_v = G_a \cdot (h_a - h_i) / G_a \cdot (x_a - x_i) = \Delta h / \Delta x$$

Si osserva che il flusso latente φ_{lat} è sempre positivo ($\varphi_{lat} > 0$) mentre il flusso sensibile φ_{sen} è **positivo nel regime estivo** e **negativo in quello invernale**. In conseguenza nel regime estivo è $R > 0$ mentre nel regime invernale risulta $R < 0$ essendo φ_{sen} preponderante rispetto a φ_{lat} . È opportuno rappresentare ora sul diagramma AICARR i due casi.

● **Caso estivo ($R > 0$)**



Sul diagramma lo stato dell'aria immessa nel locale (stato **i**) è individuato dall'incrocio dell'isoterma t_i con la retta tratteggiata passante per **a**. La pendenza della retta è $R > 0$ Il segmento di retta $i \rightarrow a$ (pendenza $R > 0$) rappresenta la trasformazione subita dall'aria (in rosso). Individuato lo stato **i** si possono ora leggere sul diagramma i valori x_i , h_i e ricavare quindi la portata d'aria G_a servendosi di una qualunque delle due equazioni di bilancio già viste:

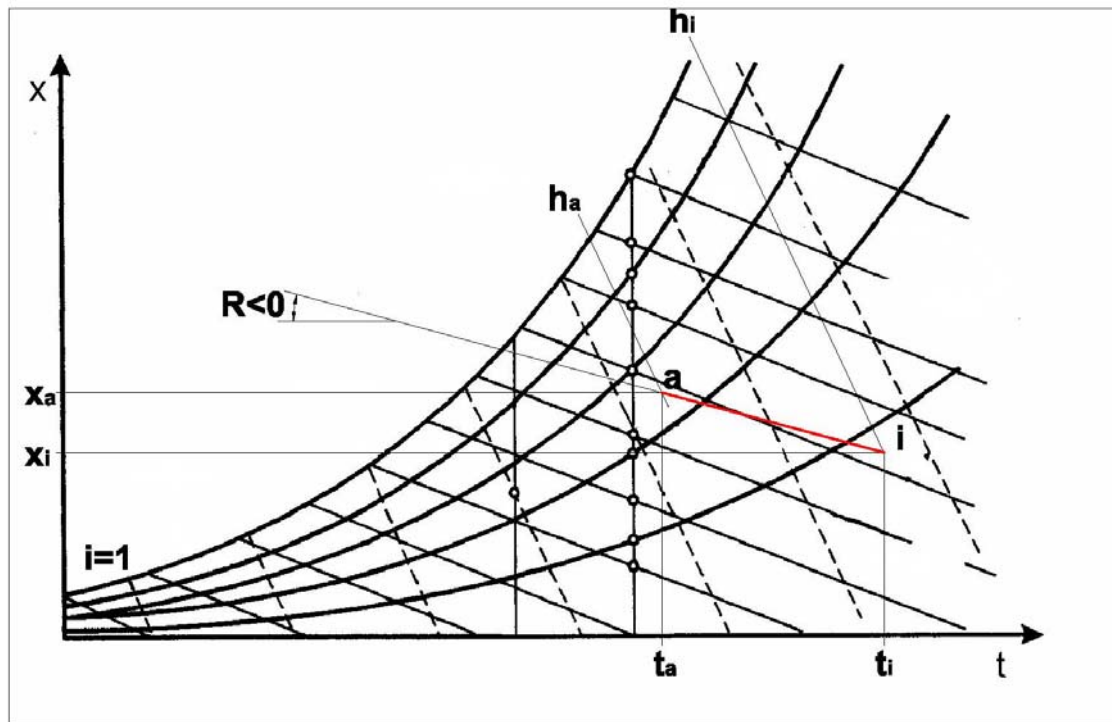
$$g_v = G_a (x_a - x_i)$$

$$\varphi_{Tot} = G_a \cdot (h_a - h_i)$$

Una volta determinata la G_a , nota la G_e necessaria per garantire la qualità dell'aria interna, si determina $G_r = G_a - G_e$.

Ovviamente, come già ricordato, dovrà essere $G_a > G_e$. Se ciò non fosse si dovrà fissare un valore di t_i più elevato e ripetere il procedimento descritto fino a che tale condizione sia rispettata.

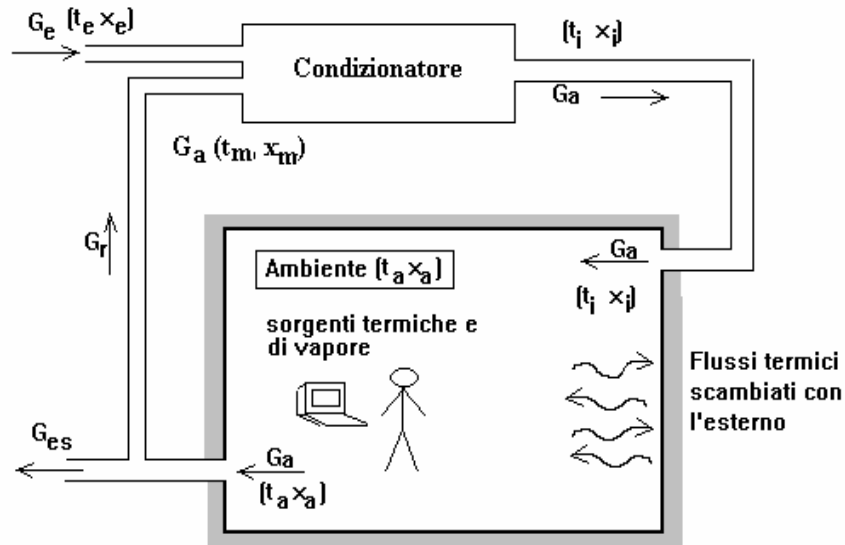
● **Caso invernale ($R < 0$)**



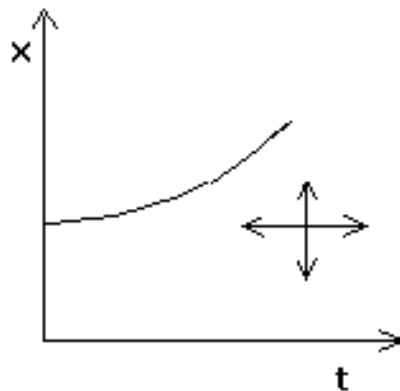
Come si può osservare lo stato dell'aria immessa (stato **i**) è ancora individuato dall'incrocio tra l'isoterma scelta t_i con la retta (tratteggiata) passante per **a** con pendenza $R < 0$. Il segmento di retta **i** → **a** (pendenza $R < 0$) (in rosso) rappresenta la trasformazione subita dall'aria nell'ambiente.

11.4 Principali trasformazioni dell'aria

In un ambiente condizionato si immette aria trattata da un condizionatore per controllare le condizioni interne. Come si può osservare, all'ingresso del **condizionatore** si miscelano **due** correnti d'aria, quella riciclata e quella di rinnovo. L'aria miscelata (stato t_m, x_m) dovrà essere portata con un'opportuna **successione** di trasformazioni dallo stato t_m, x_m allo stato d'immissione nell'ambiente t_i, x_i .



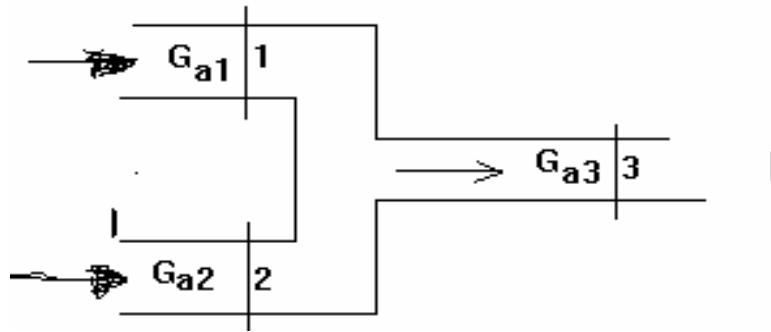
In generale quindi bisognerà potersi spostare sul diagramma **ASHRAE** verso l'alto, verso il basso, a destra e a sinistra come riportato schematicamente in figura.



In generale, tutti gli spostamenti citati possono essere ottenuti combinando opportunamente le trasformazioni fondamentali di seguito descritte.

● **Miscelazione adiabatica di due correnti**

In figura è schematizzata la miscelazione di due correnti d'aria. Lo stato termodinamico (sezioni 1 e 2) è rispettivamente x_1, h_1 e x_2, h_2 . Lo stato dell'aria dopo la miscelazione (sezione 3) è x_3 e h_3 . Con G_{a1} e G_{a2} si sono indicate le portate in massa d'aria secca delle due correnti e con G_{a3} la portata d'aria risultante.



Questo processo può considerarsi **adiabatico** in conseguenza del fatto che le quantità di calore per unità di massa scambiate con l'esterno durante la miscelazione delle correnti sono trascurabili. Nell'ipotesi di regime stazionario è immediato scrivere le seguenti equazioni:

- **Conservazione della portata di aria secca:**

$$G_{a1} + G_{a2} = G_{a3}$$

- **Conservazione della portata di vapore:**

$$G_{v1} + G_{v2} = G_{v3} \Rightarrow x_1 \cdot G_{a1} + x_2 \cdot G_{a2} = x_3 \cdot G_{a3} \quad (*)$$

potendosi porre $G_v = x \cdot G_a$:

- **Conservazione dell'energia (equazione di bilancio dei sistemi aperti):**

$$h_1 \cdot G_{a1} + h_2 \cdot G_{a2} = h_3 \cdot G_{a3} \quad (**)$$

Dalla (*) ponendo $G_{a2} = G_{a3} - G_{a1}$ si ottiene il rapporto G_{a1} / G_{a3} :

$$\frac{G_{a1}}{G_{a3}} = \frac{x_2 - x_3}{x_2 - x_1}$$

Dalla (**), in modo analogo, si ottiene:

$$\frac{G_{a1}}{G_{a3}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

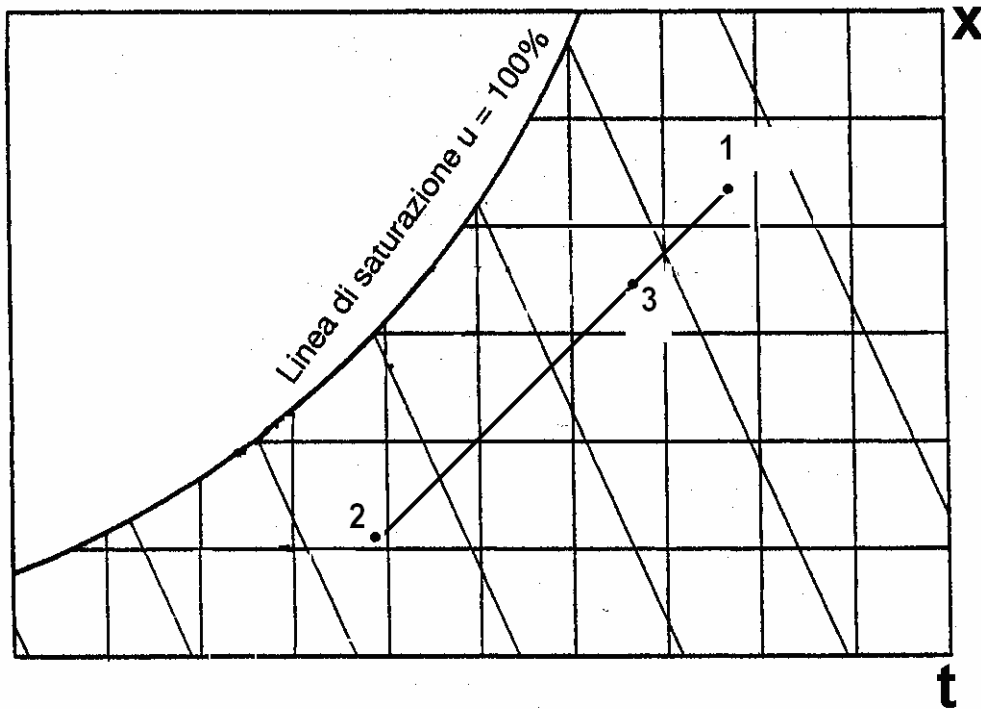
Eguagliando si ha:

$$\frac{x_2 - x_3}{x_2 - x_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

e quindi anche:

$$\frac{h_1 - h_2}{x_1 - x_2} = \frac{h_3 - h_2}{x_3 - x_2}$$

Come si può osservare il segmento di retta congiungente i punti **2** e **3** è caratterizzato dalla **stessa pendenza** del **segmento di retta che congiunge i punti 1 e 2** e, pertanto, il punto **3** rappresentativo dello stato dell'aria miscelata deve trovarsi sul **segmento di retta 1-2**.



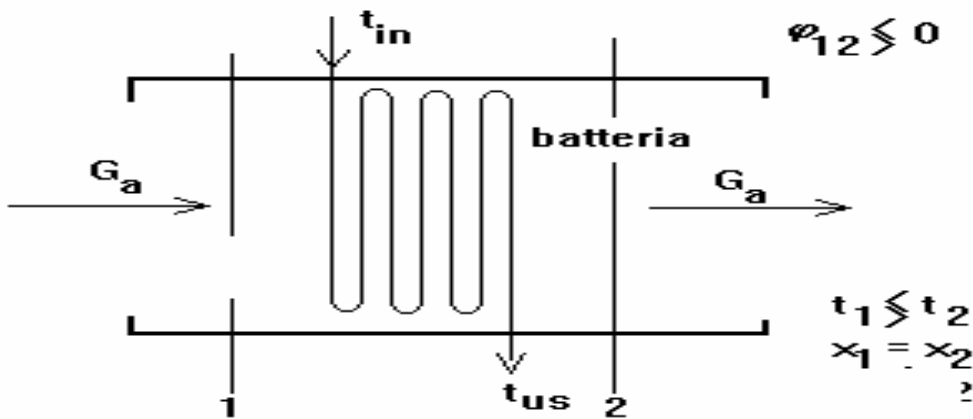
La posizione del punto **3** sul segmento è definita dal rapporto G_{a1} / G_{a3} :

$$\frac{G_{a1}}{G_{a3}} = \frac{x_3 - x_2}{x_1 - x_2}$$

Ad esempio, se $G_{a1} = 0.5 G_{a3}$, e cioè le due portate che si miscelano sono uguali tra loro, il punto **3** si troverà esattamente a metà del segmento **1-2**.

● **Riscaldamento e raffreddamento sensibile**

Questa trasformazione consente di spostarsi orizzontalmente (ad x costante) sul diagramma **ASHRAE**. Se ci si sposta verso destra la trasformazione viene detta riscaldamento sensibile, mentre nel caso opposto raffreddamento sensibile. Queste trasformazioni si realizzano facendo passare l'aria attraverso una batteria di scambio termico (in genere una batteria è costituita da un insieme di sottili lamine di rame saldate ad un serpentino di rame percorso da acqua calda o fredda), come schematizzato in figura. La temperatura dell'acqua all'ingresso e all'uscita della batteria è indicata rispettivamente con t_{in} e t_{us} .



L'equazione di bilancio dei sistemi aperti esprime Q_{12} (scambio per unità di massa):

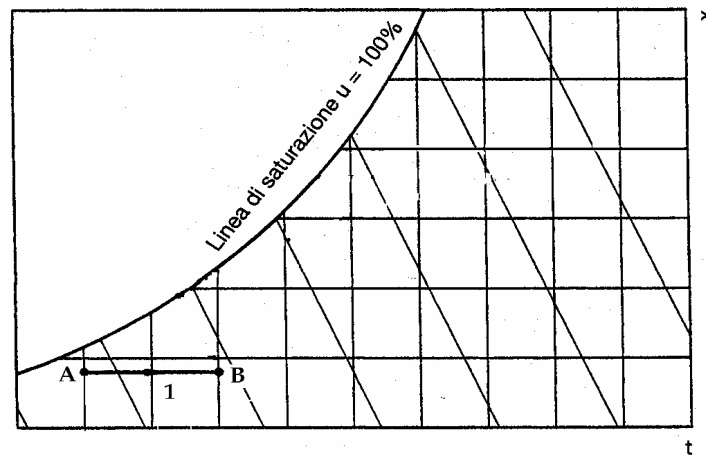
$$Q_{12} = h_2 - h_1$$

e quindi il flusso scambiato dalla batteria ϕ_{12} può essere espresso come:

$$\phi_{12} = G_a (h_2 - h_1)$$

In conseguenza:

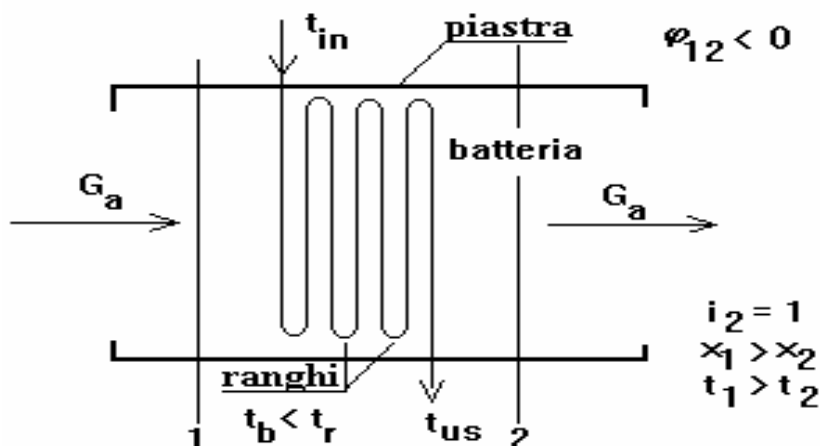
- $\phi_{12} > 0 \quad \Rightarrow \quad h_2 > h_1 \quad \Rightarrow \quad t_2 > t_1$ (riscaldamento sensibile)
- $\phi_{12} < 0 \quad \Rightarrow \quad h_2 < h_1 \quad \Rightarrow \quad t_2 < t_1$ (raffreddamento sensibile)



Come rappresentato sul diagramma **ASHRAE** nel caso di riscaldamento sensibile ci si sposterà dallo stato **1** allo stato **B** mentre nel caso di raffreddamento dallo stato **1** allo stato **A**. Ovviamente, come ipotizzato in figura, nel caso uno scambio termico $\phi_{1A} < 0$ potrà provocare un raffreddamento sensibile (trasformazione ad **x** costante) solo fino a quando la **temperatura media della superficie della batteria** $t_b \cong (t_{in} - t_{us}) / 2$ sarà maggiore della **temperatura di rugiada** t_r dell'aria. In caso contrario parte del vapore presente nella corrente d'aria condenserà sulla superficie della batteria. Questo caso (processo di raffreddamento e deumidificazione) verrà ora analizzato più diffusamente.

● **Raffreddamento + deumidificazione**

Quando la $t_b < t_r$ (temperatura di rugiada dell'aria) l'aria attraverso la batteria si **raffredda** e si **deumidifica** perché parte del vapore **condensa** sulla superficie della batteria.



aria in uscita il cui stato sarà pertanto da segnarsi su un punto posto sulla congiungente i punti **A** e **C**. Il valore del fattore **BF** consente di individuare il punto in relazione all'entità delle due portate che si miscela e cioè in dipendenza del numero di ranghi della batteria. Il flusso termico scambiato dalla batteria ($\varphi_{AC} < 0$) è, ovviamente:

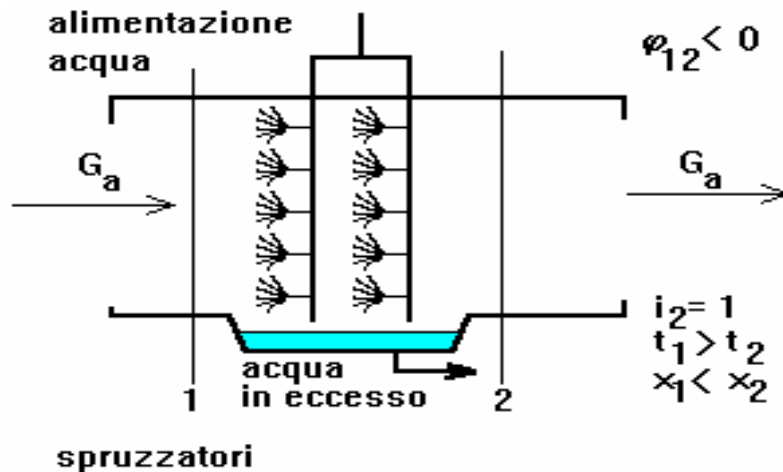
$$G_a \cdot (h'_C - h'_A) = \varphi_{AC} < 0$$

mentre la portata d'acqua condensata (e, quindi, sottratta alla corrente d'aria) è espressa da:

$$g_{H_2O} = G_a \cdot (x_2 - x_1) = G_{v2} - G_{v1}$$

● Saturazione adiabatica

Questa particolare trasformazione viene utilizzata per arricchire di vapore una corrente d'aria, e cioè per spostarsi, sul diagramma ASHRAE, verso **x** maggiori e cioè verso l'alto.



In figura si schematizza un **saturatore adiabatico**. L'aria che lo attraversa viene investita da minute goccioline spruzzate da appositi ugelli. Grazie alla grande superficie di contatto aria-acqua si verifica un intenso processo di vaporizzazione di parte dell'acqua spruzzata che porta l'aria all'uscita ad essere pressoché satura. Un separatore di gocce ha la funzione di raccogliere ed eliminare le goccioline che altrimenti sarebbero trascinate dalla corrente d'aria. Si parla di un processo di **saturazione adiabatica**. L'aria passa da uno stato iniziale **1** (h_1, x_1, t_1, i_1) ad uno stato finale **2** nel quale l'aria risulta molto vicina alle condizioni di saturazione ($i_2 \cong 1$).

Se si indica con G_{H_2O} la portata d'acqua **vaporizzata** e si considera **adiabatico** il processo, il saturatore può essere assimilato a un sistema aperto con due ingressi (portata d'aria G_a e portata d'acqua G_{H_2O}) e da una uscita da dove fuoriesce la portata d'aria G_a satura ($i_2 \cong 1$). L'equazione di bilancio dei sistemi aperti si riduce alla già nota relazione (bilancio entalpico):

$$h_{H_2O} \cdot G_{H_2O} + h_1 \cdot G_a = h_2 \cdot G_a$$

e, quindi, anche:

$$h_{H_2O} \cdot G_{H_2O} = G_a \cdot (h_2 - h_1)$$

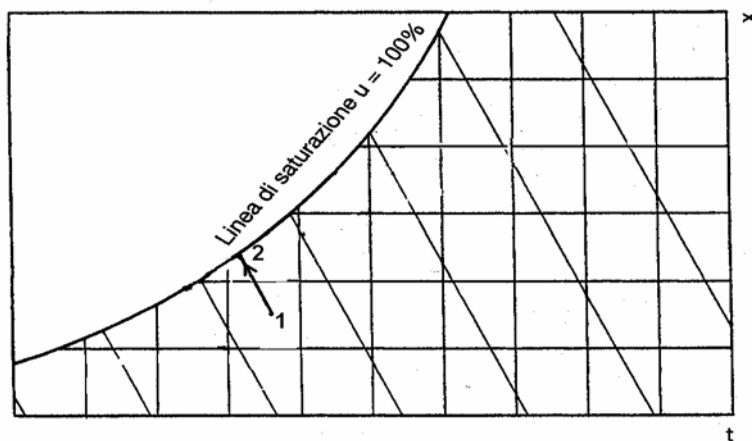
La portata di acqua che si è trasformata in vapore deve essere eguale alla differenza tra le portate di vapore tra le sezioni **2** e **1**, e cioè:

$$G_{H_2O} = G_{v2} - G_{v1} = G_a (x_2 - x_1)$$

L'entalpia dell'acqua h_{H_2O} alla temperatura t d'immissione può essere a sua volta espressa nella forma $h_{H_2O} = c \cdot t$ ove con t si è indicata la temperatura dell'acqua che alimenta gli spruzzatori. Sostituendo nell'equazione di bilancio si ottiene:

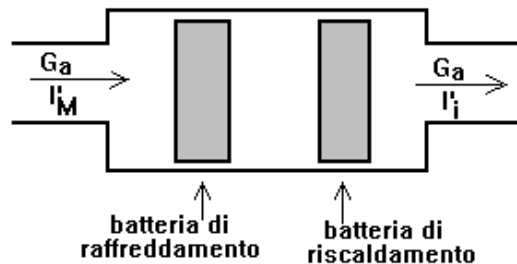
$$c \cdot t \cdot (x_2 - x_1) = (h_2 - h_1)$$

Tenendo conto che $(x_2 - x_1)$ è mediamente dell'ordine di $5 \cdot 10^{-3}$ [kg_v/kg_a] e ipotizzando, ad esempio, una temperatura dell'acqua di alimentazione $t = 12$ [°C], si può osservare che il termine $c \cdot t \cdot (x_2 - x_1)$ risulta all'incirca pari a **0.2** [kJ/kg] ($c = 4.186$ [kJ/(kgK)]). La differenza $(h_2 - h_1)$ risulta pertanto piccola rispetto ai valori che in genere caratterizzano l'entalpia h_1 dell'aria in ingresso (dell'ordine di **50 - 60** [kJ/kg_{as}]). In conseguenza la trasformazione può ritenersi, con buona approssimazione **isoentalpica** ($h_2 \cong h_1$) come rappresentato indicativamente sul diagramma ASHRAE.



Per portarsi nello stato **i** si può prima far passare l'aria attraverso una batteria (batteria fredda) ove circoli acqua fredda prodotta durante la stagione estiva con un ciclo frigorifero. Come già discusso, si considera che in una batteria di lunghezza finita solo parte dell'aria che transita riesca a raggiungere la temperatura **t_b**, e cioè lo stato **b**, e che parte dell'aria "bypassi" la batteria stessa permanendo ancora nella stato iniziale (stato **M**). Si può immaginare che le due correnti rispettivamente nello stato **b** ed **M** si miscelino adiabaticamente dopo la batteria dando luogo ad aria nello stato **b'**. Per portare ora l'aria allo stato **i**, è necessario ricorrere ad un riscaldamento sensibile (**x = cost.**) facendo passare la corrente d'aria attraverso una batteria di riscaldamento.

Pertanto un condizionatore estivo potrà essere schematizzato come in figura, dovendo comprendere una **batteria di raffreddamento** ove avvenga il processo di **raffreddamento e deumidificazione** ed una successiva **batteria di riscaldamento** per il processo di riscaldamento sensibile.



Il flusso termico ϕ che dovrà essere asportato ($\phi < 0$) nella batteria fredda è ovviamente:

$$\phi = G_a (h_{b'} - h_M)$$

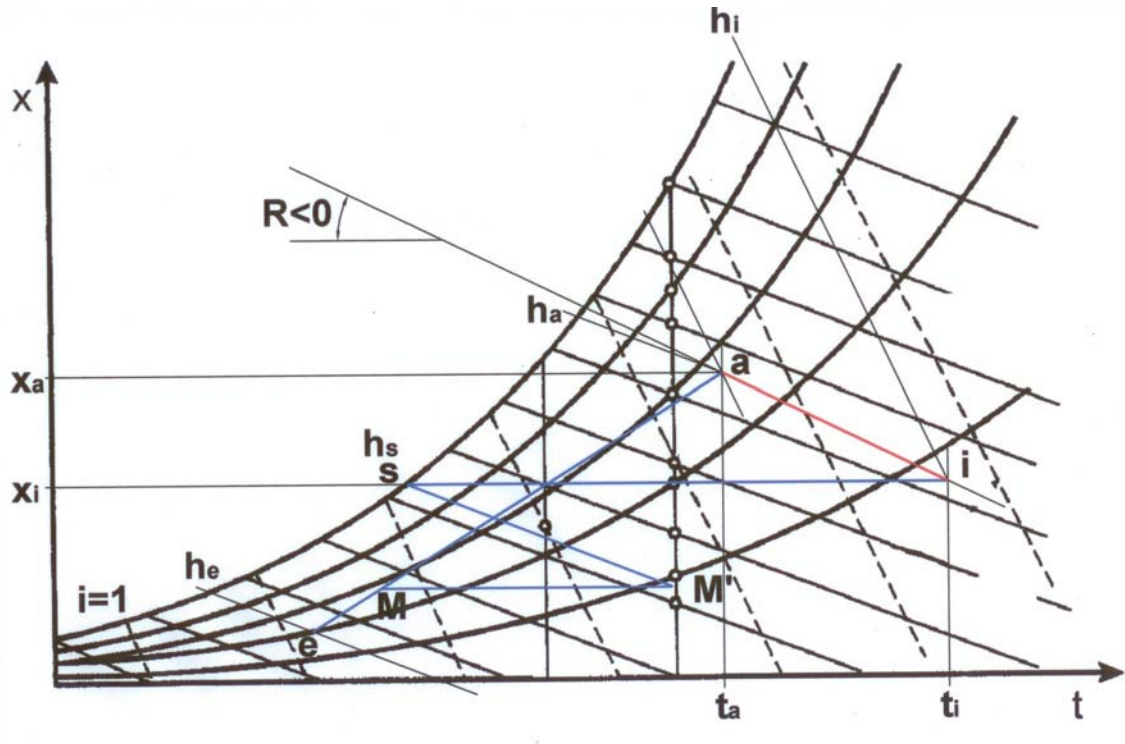
Si noti sul diagramma come la variazione di entalpia dell'aria e quindi anche il flusso termico scambiato nella batteria fredda risulti **notevolmente inferiore** proprio in conseguenza del fatto di **aver riciclato parte dell'aria** e cioè risulti:

$$(h_{b'} - h_M) < (h_b - h_e)$$

Il **ricircolo** consente pertanto di ridurre il **flusso termico richiesto per raffreddare e deumidificare l'aria**, anche se, ovviamente, a spese della qualità dell'aria immessa. Ciò comporta evidentemente un **notevole risparmio nella potenza elettrica** richiesta dal ciclo frigo che produce l'acqua refrigerata.

● **Caso invernale**

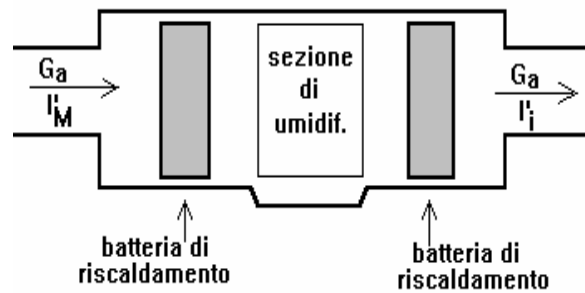
L'aria esterna in inverno è fredda e secca (x alquanto piccolo) come mostrato dal diagramma ASHRAE (punto e).



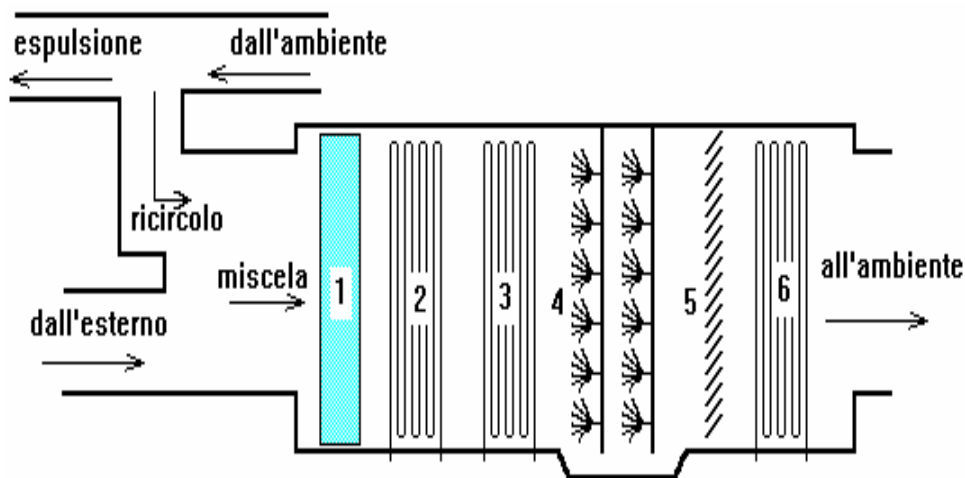
Anche in questo caso l'aria esterna (portata G_e , stato termodinamico e) viene miscelata con aria di ricircolo (portata G_r , stato termodinamico a) per cui il punto M rappresentativo dello stato della miscela si troverà sul segmento di retta congiungente e con a in un punto definito dal rapporto G_e/G_a (vedi figura). Dallo stato M l'aria dovrà essere portata nello stato i per l'immissione nell'ambiente.

A questo fine si dovrà effettuare complessivamente uno spostamento in alto e a destra sul diagramma combinando opportunamente alcune trasformazioni già note. In particolare l'aria (stato M) viene inizialmente riscaldata sensibilmente fino allo stato M' e, successivamente, viene saturata adiabaticamente fino ad incontrare la curva di saturazione in un punto s sottostante al punto i così da poter raggiungere quest'ultimo stato con un ulteriore riscaldamento sensibile.

Un condizionatore invernale, pertanto, potrà essere schematizzato come in figura: in particolare esso comprenderà una **batteria di riscaldamento** per realizzare il primo riscaldamento sensibile, un **saturatore adiabatico** ed infine ancora **una batteria di riscaldamento** per il secondo riscaldamento sensibile.



Anche nel caso invernale si può osservare come il ricircolo di parte dell'aria consenta un risparmio energetico. Ovviamente, non è opportuno utilizzare due condizionatori diversi per la stagione estiva e per quella invernale, ma piuttosto viene adottato lo schema seguente. In particolare nella stagione estiva funzioneranno solo i componenti **2 (batteria di raffreddamento)** e **6 (batteria di riscaldamento)** mentre nella stagione invernale potranno funzionare solo i componenti **3 (batteria di riscaldamento)**, **4 (saturatore adiabatico)** e **6 (batteria di riscaldamento)**. Col numero **1** si è indicato un **filtro** e con **5** un **separatore di gocce**.



ESERCIZI ED ESEMPI

1) In un locale sono presenti **20** persone con un livello di attività metabolica $M/A = 1.2$ Met ($A = 1.8$ [m²]; 1 Met = 58 [W/m²]. Se la produzione di vapore per persona è supposta pari a **50** [g/h] quanto vale il contributo sensibile delle persone $\Sigma (C + R)$? (N.B. $r_0 = 2501$ [kJ/kg]).

Il complessivo flusso termico smaltito dalle persone è:

$$\varphi_{\text{com}} = \varphi_s + \varphi_{\text{lat}} = 20 \cdot M = 20 \cdot 1.2 \cdot 1.8 \cdot 58 = 2505 \text{ [W]}$$

Il contributo latente è:

$$\varphi_{\text{lat}} = \sum E \cong r_0 \cdot \sum g'_v = 2501 \cdot 10^3 \cdot \left(20 \cdot \frac{50 \cdot 10^{-3}}{3600}\right) = 696 \text{ [W]}$$

Il contributo sensibile è:

$$\varphi_s = \varphi_{\text{com}} - \varphi_{\text{lat}} = 2505 - 696 = 1809 \text{ [W]}$$

2) Nel corso del collaudo di un impianto di condizionamento sono state effettuate le seguenti misurazioni su un condotto dell'aria: diametro condotto $D = 300$ [mm], temperatura aria $t_a = 20$ [°C], umidità relativa $i_a = 50$ %, velocità media $w = 5$ [m/s] ($P_s(20) = 2340$ [Pa]). Si vuole valutare la portata d'aria secca che passa nel condotto:

La portata volumetrica d'aria è:

$$G_{\text{vol}} = A \cdot w = \pi \frac{D^2}{4} \cdot w = 3.14 \cdot \frac{(0.3)^2}{4} \cdot 5 = 0.353 \text{ [m}^3/\text{s]} \Rightarrow 0.353 \cdot 3600 = 1272 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

La pressione parziale del vapore è:

$$P_v = 0.5 \cdot P_s(20) = 0.5 \cdot 2340 = 1170 \text{ [Pa]}$$

La pressione parziale dell'aria secca è ($P_t = 101300$ [Pa]):

$$P_a = P_t - P_v = 101300 - 1170 = 100130 \text{ [Pa]}$$

La densità dell'aria secca può ora essere ottenuta dall'equazione di stato dei gas:

$$\rho_a = \frac{P_a}{R_a \cdot T_a} = \frac{100130}{287 \cdot 293} = 1.19 \text{ [kg}_a/\text{m}^3]$$

La portata d'aria secca è:

$$G_a = \rho_a \cdot G_{\text{vol}} = 1.19 \cdot 0.353 = 0.420 \text{ [kg/s]} \Rightarrow 0.420 \cdot 3600 \text{ [kg/h]}$$

3) Una portata d'aria esterna calda ed umida ($G_{a1} = 1000$ [kg_a/h] ; $t_1 = 30$ [°C] ; $i_1 = 70$ %) viene miscelata con aria climatizzata ripresa da un ambiente ($G_{a2} = 2000$ [kg_a/h] ; $t_2 = 25$ [°C] ; $i_2 = 50$ %). Quale sarà lo stato dell'aria dopo la miscelazione ? Si utilizzi il diagramma ASHRAE.

Individuando sul diagramma gli stati 1 e 2 si ha:

$$\text{stato 1} \Rightarrow \frac{h_1 \cong 79 \text{ [kJ/kg}_a\text{]}}{x_1 = 19 \text{ [g/kg}_a\text{]}}$$

$$\text{stato 2} \Rightarrow \frac{h_2 \cong 50 \text{ [kJ/kg}_a\text{]}}{x_2 = 10 \text{ [g/kg}_a\text{]}}$$

Lo stato finale 3 sarà individuato dall'entalpia h_3 e dall'umidità assoluta x_3 .

Nel caso di miscelazione adiabatica si possono scrivere le seguenti relazioni:

$$x_3 = \frac{G_{a1} \cdot x_1 + G_{a2} \cdot x_2}{G_{a1} + G_{a2}} = \frac{1000 \cdot 19 + 2000 \cdot 10}{3000} = 13 \text{ [g/kg}_a\text{]}$$

$$h_3 = \frac{G_{a1} \cdot h_1 + G_{a2} \cdot h_2}{G_{a1} + G_{a2}} = \frac{1000 \cdot 79 + 2000 \cdot 50}{3000} = 59.6 \text{ [kJ/kg}_a\text{]}$$

Sul diagramma si può ora individuare il punto 3 di miscela e leggere facilmente anche le altre grandezze, ad esempio risulta $t_3 \approx 26.8$ [°C] ; $i_3 \approx 58$ %.

4) Durante il periodo estivo un impianto di condizionamento mantiene un locale lavanderia a $t_a = 26$ [°C] e $i_a = 50$ %. Le sorgenti di vapore interne producono una rilevante quantità di vapore pari a $g_v = 30$ [kg/h]. Il flusso sensibile è pari a $\phi_{sens} = 16.6$ [kW]. Nell'ipotesi di fissare la temperatura di immissione dell'aria nel locale a $t_i = 18$ [°C], si valuti il coefficiente angolare R della retta che rappresenta la trasformazione dell'aria nell'ambiente, si rappresenti la trasformazione sul diagramma ASHRAE e si valuti la portata d'aria secca G_a necessaria.

Il complessivo carico latente è:

$$\phi_{lat} = r_0 \cdot \sum g'_v = 2501 \cdot \left(\frac{30}{3600}\right) = 20.87 \text{ [kW]}$$

Il flusso totale è:

$$\phi_{tot} = \phi_{lat} + \phi_{sen} = 20.87 + 16.6 = 37.47 \text{ [kW]}$$

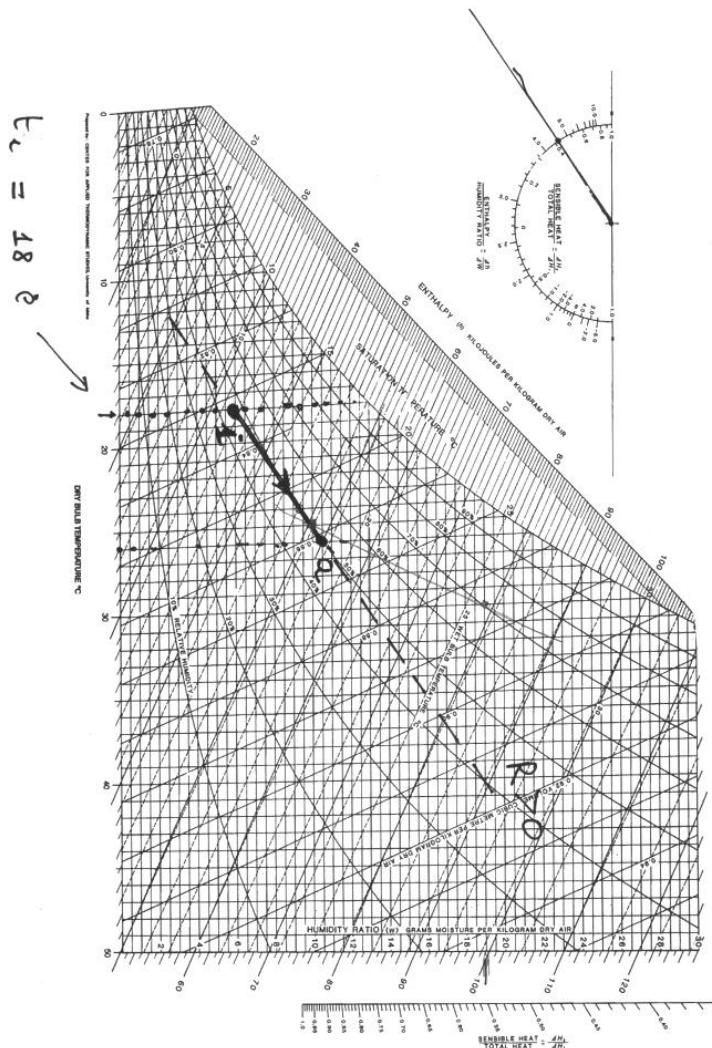
Il coefficiente **R** è:

$$R = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{\varphi_{tot}}{g_v} = \frac{(37.47) \cdot 3600}{30} = 4500 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a} \right]$$

Sul diagramma **ASHRAE** la pendenza **R** di un segmento di retta si individua in riferimento alla scala semicircolare in alto a sinistra che però fa riferimento all'umidità assoluta espressa in grammi. Si ha pertanto:

$$R = \frac{\Delta h}{\Delta x} = 10^3 \frac{\Delta h}{\Delta w} \Rightarrow \frac{\Delta h}{\Delta w} = \frac{R}{10^3} = 4.5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{g}_a} \right]$$

Si tracci ora a partire dal centro della scala semicircolare un segmento di retta con pendenza + **4.5** [kJ/kg_a]. Si individua ora sul diagramma lo stato **a** e si traccia la **parallela** passante per **a** al segmento prima individuato. Lo stato di immissione dell'aria nel locale (stato **i**) è indentificato dall'incrocio della parallela con l'isoterma **t_i = 18** [°C] come rappresentato in figura.



Leggendo ora sul diagramma le entalpie h_i e h_a si può valutare la portata d'aria secca G_a da immettere nel locale. Risulta :

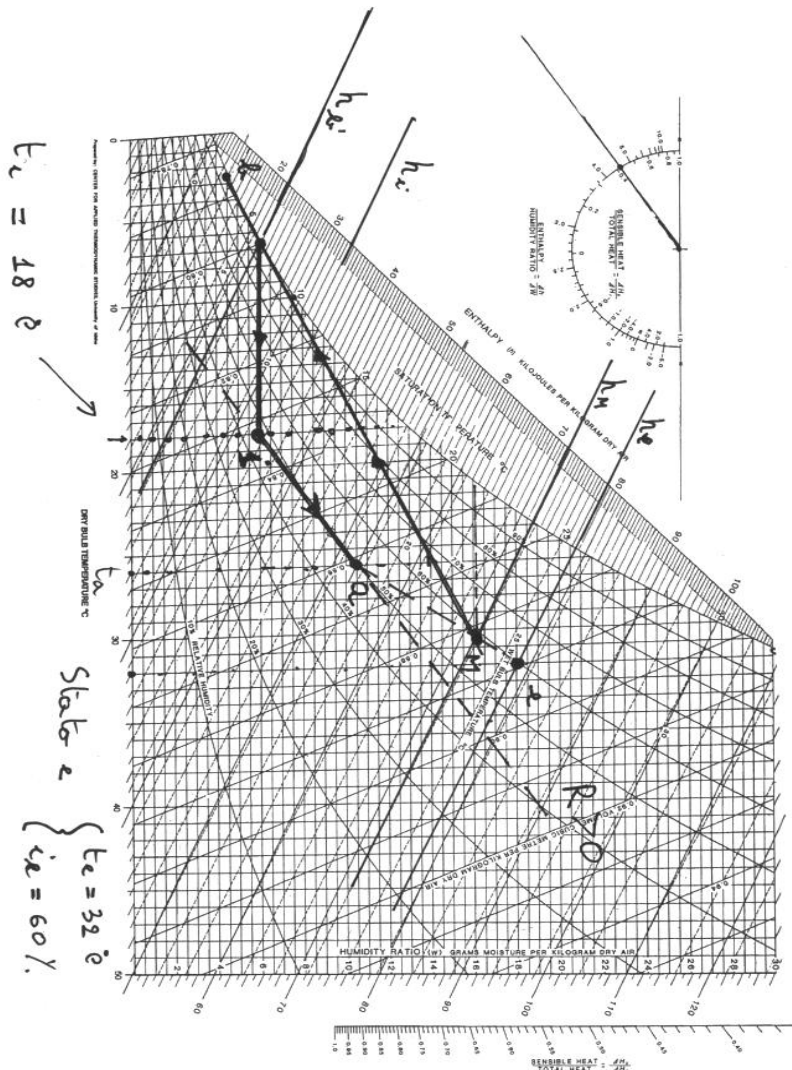
$$\text{stato } i \Rightarrow h_i \cong 33 \text{ [kJ/kg}_a\text{]}$$

$$\text{stato } a \Rightarrow h_a \cong 54 \text{ [kJ/kg}_a\text{]}$$

In base all'equazione di bilancio energetico:

$$\varphi_{\text{tot}} = G_a \cdot (h_a - h_i) \Rightarrow G_a = \frac{\varphi_{\text{tot}}}{(h_a - h_i)} = \frac{37.47}{21} = 1.78 \text{ [kg}_a\text{/s]} \Rightarrow 6400 \text{ [kg}_a\text{/h]}$$

5) Si completi l'esempio 4) tracciando sul diagramma **ASHRAE** le trasformazioni dell'aria che sarà necessario realizzare nell'impianto. Si immagini che le condizioni esterne (stato **e**) siano rispettivamente $t_e = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}$ e $i_e = 60 \text{ \%}$. Si supponga che il rapporto G_{a1}/G_{a3} (tra aria esterna di rinnovo e aria ripresa dal locale) sia pari a **0.75**.



Il rapporto G_{a1}/G_{a3} consente di determinare l'entalpia dell'aria h_M di miscelazione adiabatica tra aria esterna di rinnovo e aria ripresa dal locale. La miscela nella batteria di raffreddamento e deumidificazione si trasformerà da M a b' . La trasformazione successiva da b' a i è un riscaldamento sensibile. Queste trasformazioni sono tracciate sul diagramma. Si noti come il diagramma consenta di leggere direttamente le variazioni di entalpia ($h_{b'}-h_M$) e ($h_i-h_{b'}$) che moltiplicate per la portata d'aria G_a forniscono sia il flusso termico da sottrarre all'aria durante la trasformazione di raffreddamento e deumidificazione che il flusso termico necessario al successivo riscaldamento sensibile. Anche il fattore BF (~ 0.14) della batteria fredda può essere immediatamente valutato dalle variazioni di entalpia ($h_{b'}-h_M$) e (h_i-h_M).