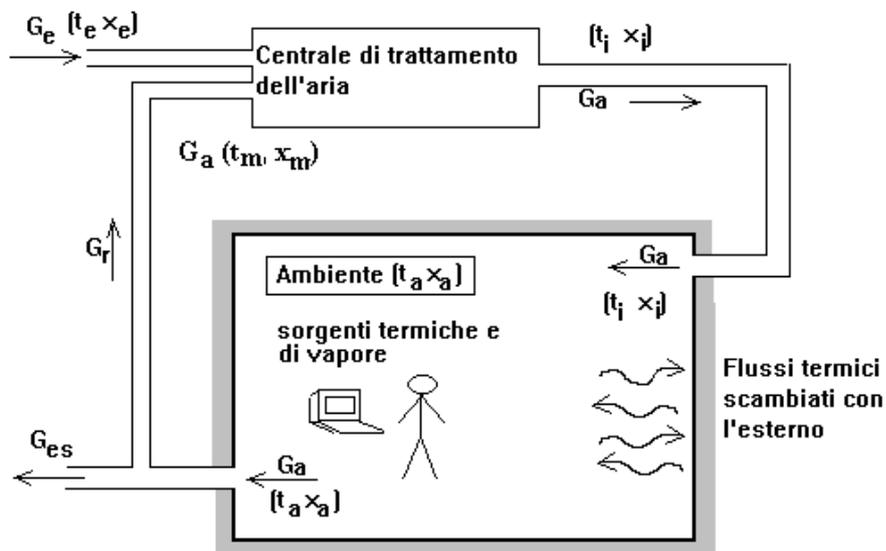


## CAPITOLO 6

# CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

### 6.1 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  $G_e$  [ $\text{kg}_a/\text{s}$ ] (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 [m<sup>3</sup>/(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 e cioè 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 la 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, ... ;
- $\varphi_p$  = contributo per trasmissione termica all'ambiente attraverso l'involucro (pareti perimetrali opache e trasparenti);
- $\varphi_{vt}$  = 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:

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

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].

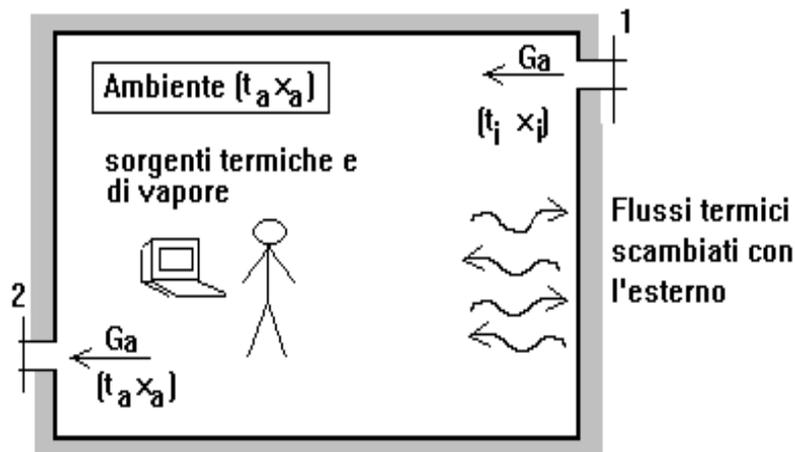
## 6.2 Bilancio di massa dell'ambiente

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

$$G_a = \text{cost.}$$

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

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

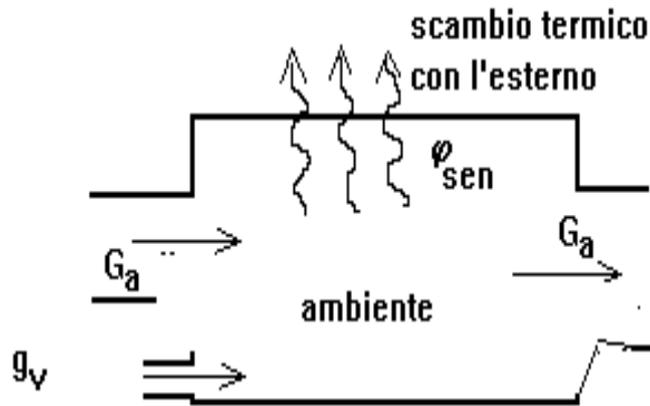


In questa ipotesi il bilancio di massa delle portate di vapore tra le sezioni d'entrata (1) e uscita (2) dell'ambiente fornisce :

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

### 6.3 Bilancio energetico dell'ambiente

L'ambiente è assimilato ad un sistema aperto a regime stazionario con **due ingressi e 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  $\phi_{sen}$  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:

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

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

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

*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  $\Phi_{Tot}$ ,  $g_v$ ,  $h_a$ ,  $x_a$ , 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:  $t_i \cong t_a + 20 [^{\circ}\text{C}]$
- stagione estiva:  $t_i \cong t_a - 10 [^{\circ}\text{C}]$

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  $G'_e = 25 [m^3/(h \text{ persona})]$  e cioè la portata oraria  $G_e$  di aria esterna  $[kg_a/s]$  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  $h_a$ ,  $x_a$ ).

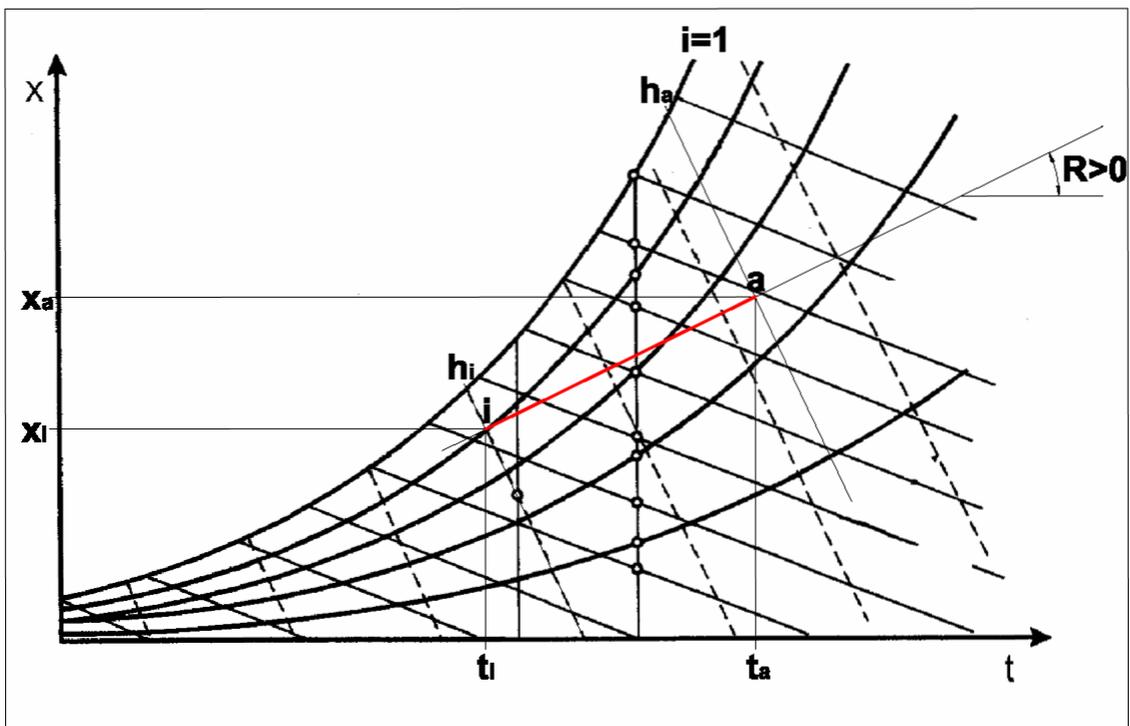
Questa trasformazione è rappresentabile sul **diagramma** con un **segmento di retta**, il cui **coefficiente angolare (pendenza)** è determinato dal rapporto  $R = \Delta h / \Delta x$ . Infatti, risulta:

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

Si osserva che il flusso latente  $\varphi_{lat}$  è sempre positivo ( $\varphi_{lat} > 0$ ) mentre il flusso sensibile  $\varphi_{sen}$  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  $\varphi_{sen}$  preponderante rispetto a  $\varphi_{lat}$ .

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:

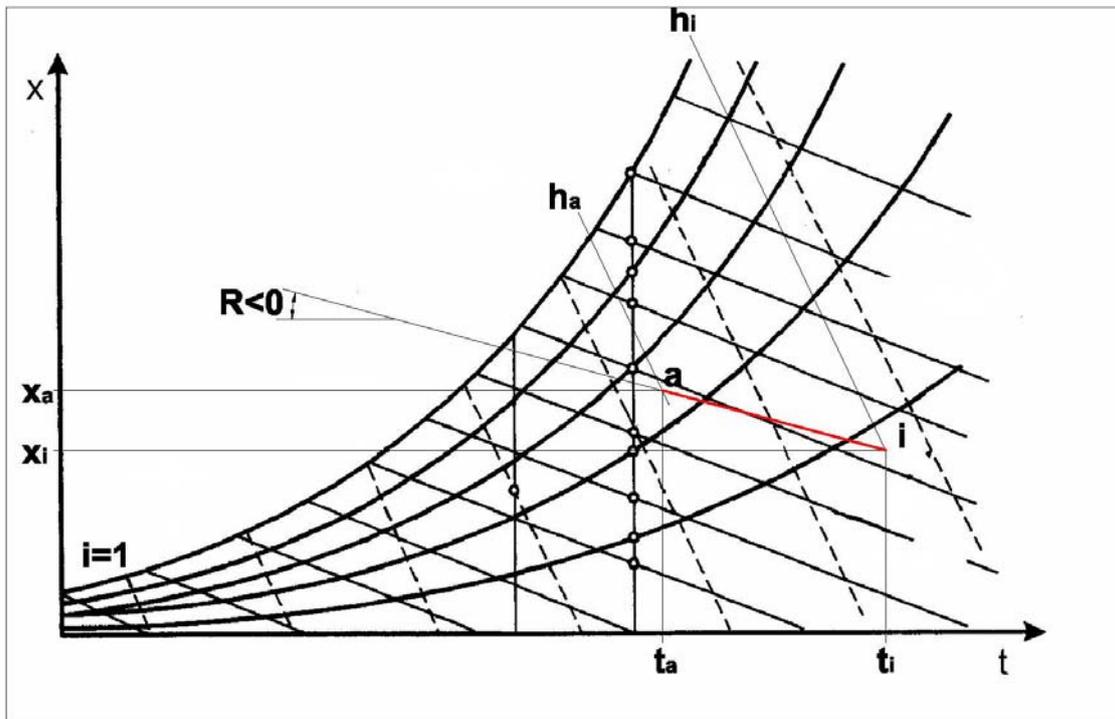
$$g_v = G_a (x_a - x_i)$$

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

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.

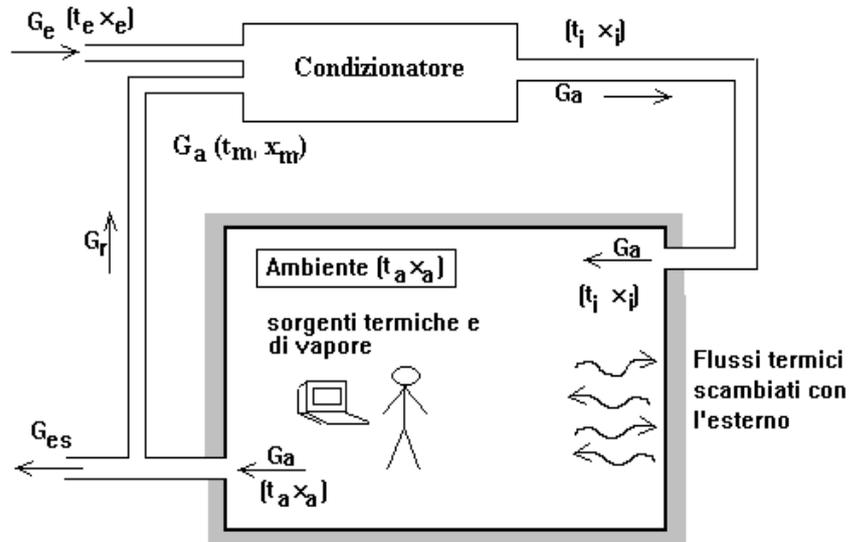
● **Caso invernale ( $R < 0$ )**



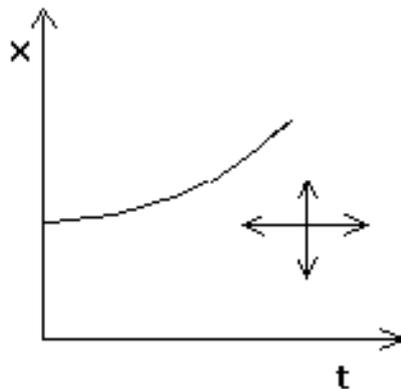
Come si può osservare, lo stato dell'aria immessa (stato **i**) è ancora individuato dall'incrocio tra l'isoterma scelta  $t_i$  con la retta (tratteggiata) passante per **a** con pendenza  $R < 0$ . Il segmento di retta **i** → **a** (pendenza  $R < 0$ , in rosso) rappresenta la trasformazione subita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

## 6.4 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  $t_i, x_i$ .



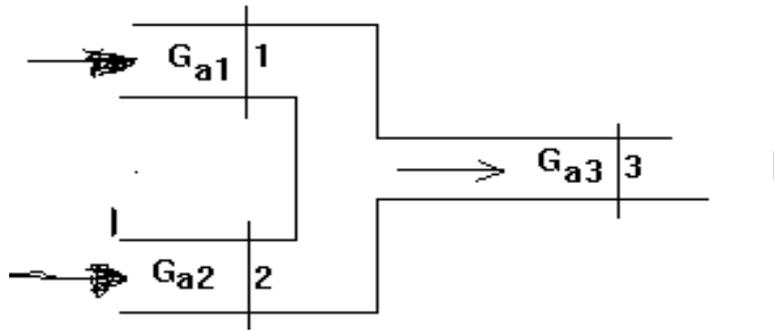
In generale, quindi, bisognerà potersi spostare sul diagramma **ASHRAE** verso l'alto, verso il basso, a destra e a sinistra come riportato schematicamente in figura.



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:

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

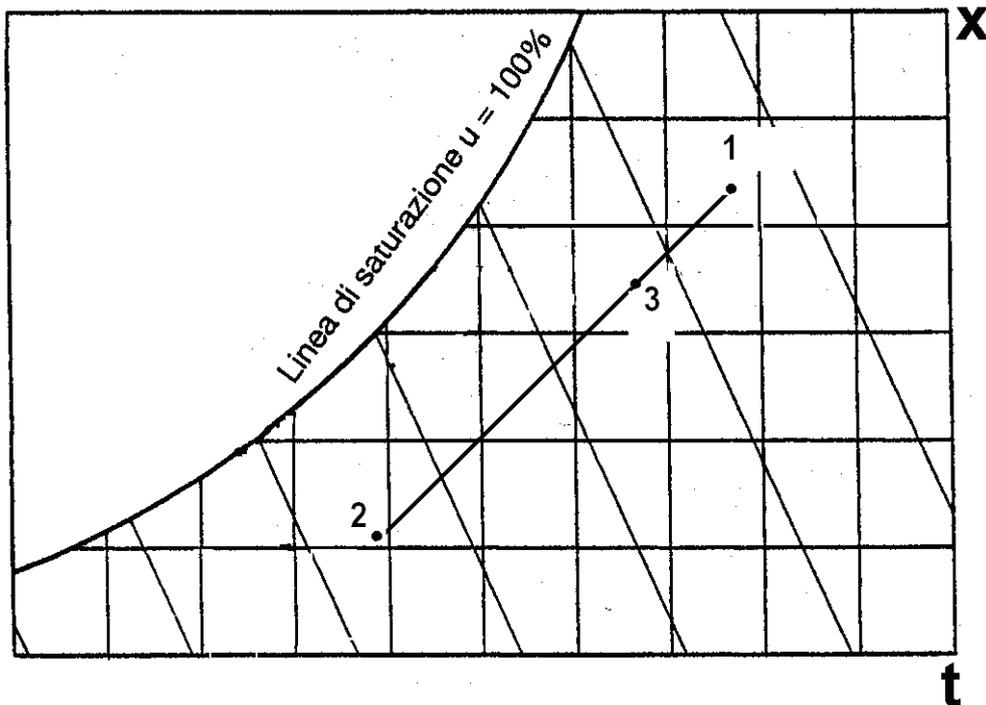
Eguagliando si ha:

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

E, quindi, anche:

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

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**.



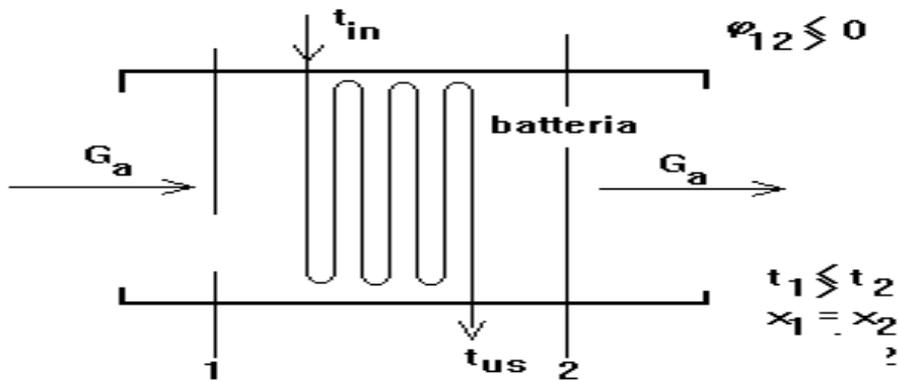
La posizione del punto 3 sul segmento è definita dal rapporto  $G_{a1} / G_{a3}$ :

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

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 ed 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):

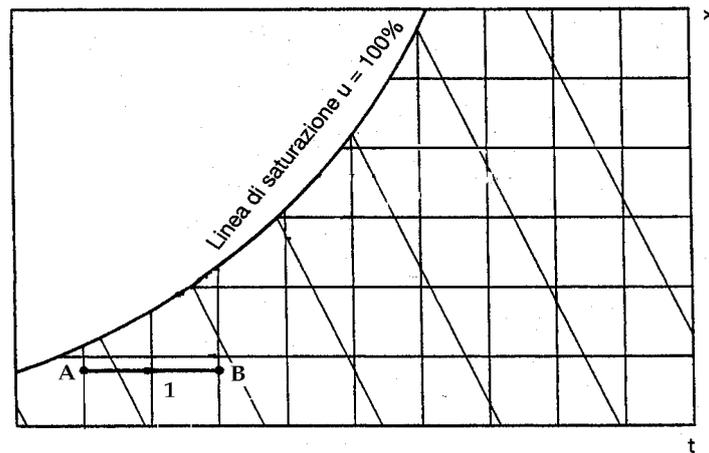
$$Q_{12} = h_2 - h_1$$

E, quindi, il flusso scambiato dalla batteria  $\phi_{12}$  può essere espresso come:

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

In conseguenza:

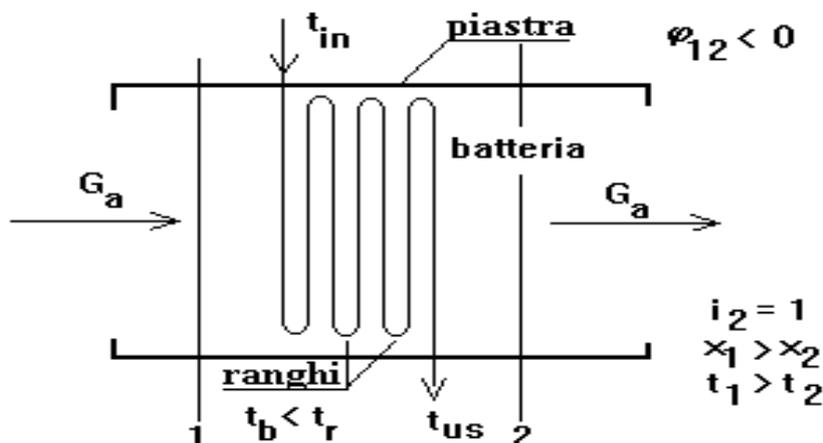
- $\phi_{12} > 0 \Rightarrow h_2 > h_1 \Rightarrow t_2 > t_1$  (riscaldamento sensibile)
- $\phi_{12} < 0 \Rightarrow h_2 < h_1 \Rightarrow t_2 < t_1$  (raffreddamento sensibile)



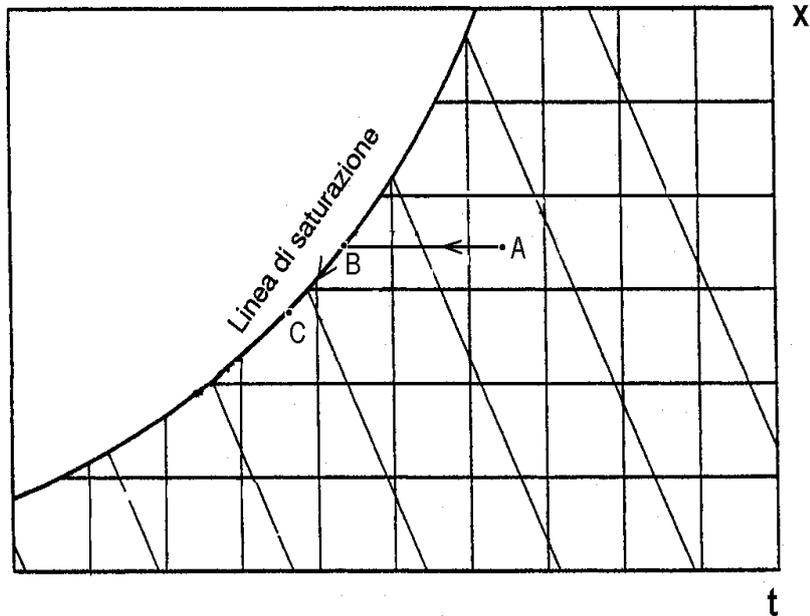
Come rappresentato sul diagramma **ASHRAE** nel caso di riscaldamento sensibile ci si sposterà dallo stato **1** allo stato **B** mentre nel caso di raffreddamento dallo stato **1** allo stato **A**. Ovviamente, come ipotizzato in figura, nel caso uno scambio termico  $\phi_{1A} < 0$  potrà provocare 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.

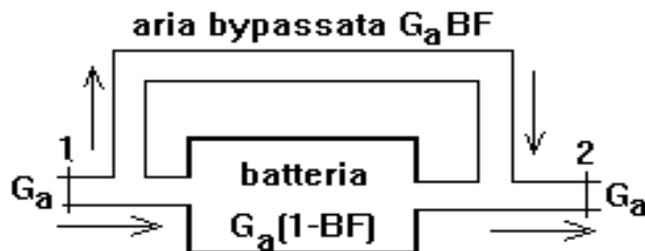


Se la batteria di scambio avesse una superficie di scambio molto grande tutta la portata d'aria  $G_a$  si porterebbe dalle condizioni di ingresso **A** fino a giungere allo stato **C** con  $t_C = t_b$ .



In una prima fase infatti si verificherebbe cioè un raffreddamento sensibile ( $x_A = \text{cost.}$ ) fino a raggiungere lo stato di saturazione (stato **B**), e successivamente si seguirebbe la curva di saturazione fino al **punto C** (ove passa l'isoterma  $t_C = t_b \cong (t_{in} - t_{us}) / 2$ ). In una batteria di lunghezza finita però solo parte dell'aria fa effettivamente in tempo a portarsi alla **temperatura**  $t_C = t_b$  (stato **C**) perché un'altra parte di aria "**bypassa**" la batteria stessa permanendo ancora nella stato iniziale (stato **A**) come illustrato nella figura. Il costruttore fornisce il fattore **BF** (**fattore di bypass**):

$$BF = \text{portata d'aria bypassata} / \text{portata d'aria totale}$$



Come schematizzato in figura, si immagina che le due correnti, rispettivamente nello **stato A e C**, dopo la batteria si miscelino adiabaticamente tra loro dando luogo ad

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:

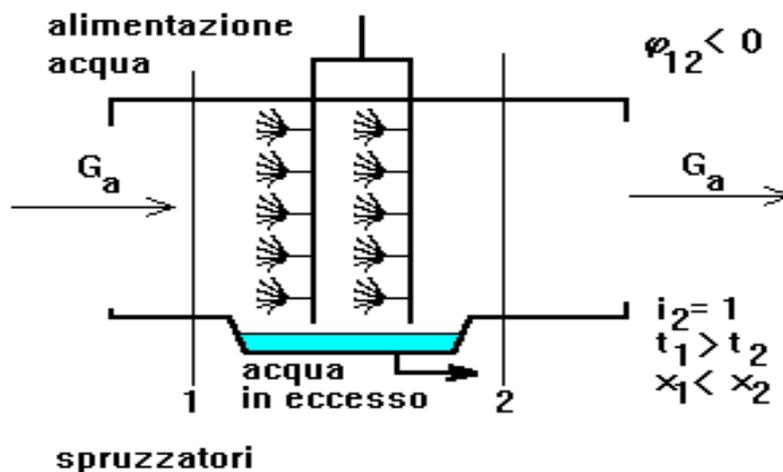
$$G_a \cdot (h'_C - h'_A) = \varphi_{AC} < 0$$

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:

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

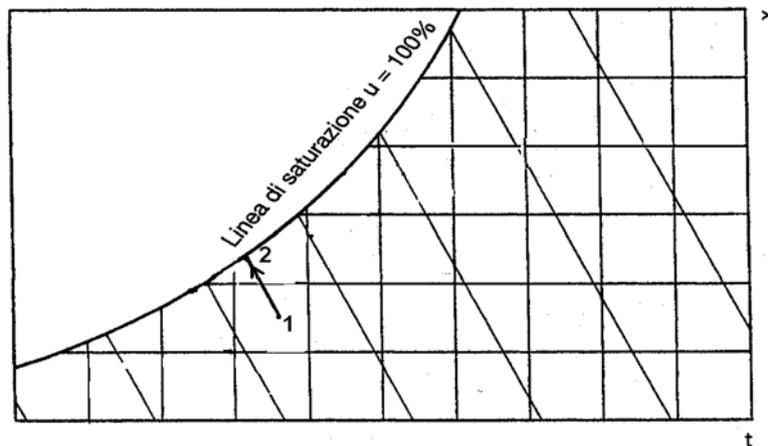
L'entalpia dell'acqua  $h_{H_2O}$  alla temperatura  $t$  d'immissione può essere a sua volta espressa nella forma  $h_{H_2O} = c \cdot t$

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<sub>v</sub>/kg<sub>a</sub>] 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], con  $c = 4.186$  [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<sub>as</sub>]. In conseguenza, la trasformazione può ritenersi, con buona approssimazione, **isoentalpica** ( $h_2 \cong h_1$ ) come rappresentato indicativamente sul diagramma ASHRAE.

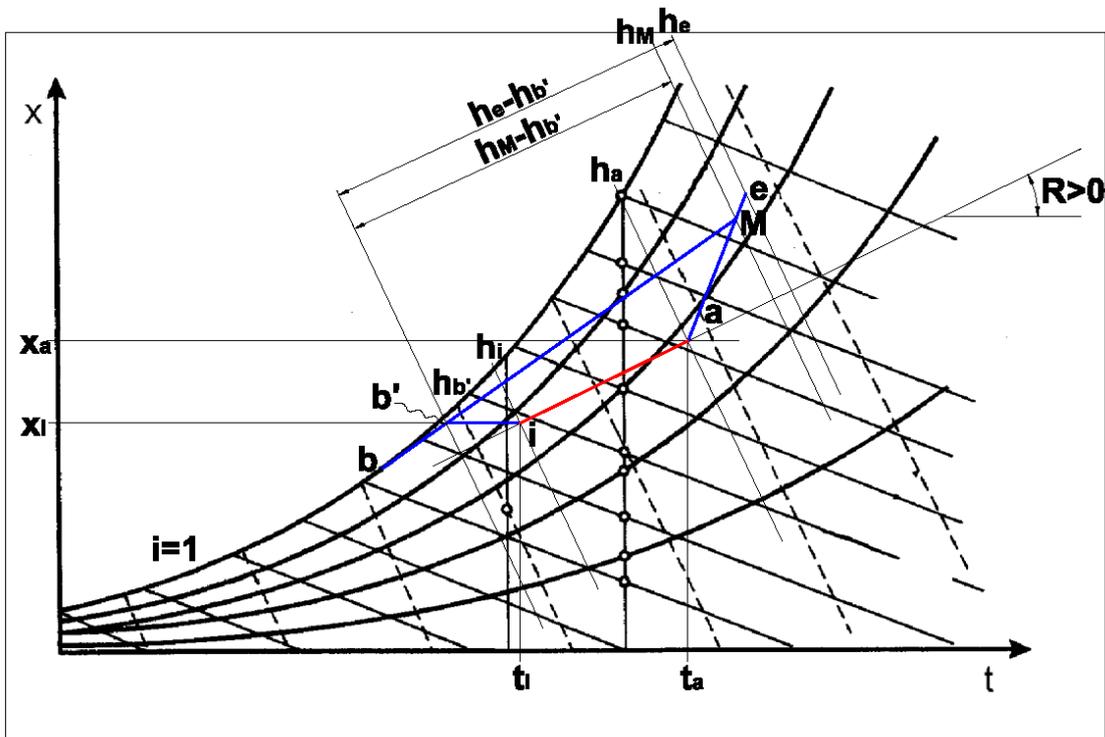


## 6.5 Condizionamento estivo e invernale

Dopo aver individuato le condizioni termodinamiche che debbono caratterizzare l'aria da immettersi negli ambienti sia nel caso estivo che invernale, è ora opportuno precisare come si debbono combinare le singole trasformazioni descritte al fine di poter realizzare il condizionamento dell'aria sia d'estate che di inverno.

### ● Caso estivo

In genere, d'estate, l'aria esterna è calda e umida ( $x$  alquanto elevato) e pertanto il suo stato termodinamico può essere qualitativamente rappresentato sul diagramma ASHRAE dal punto  $e$  (vedi figura).

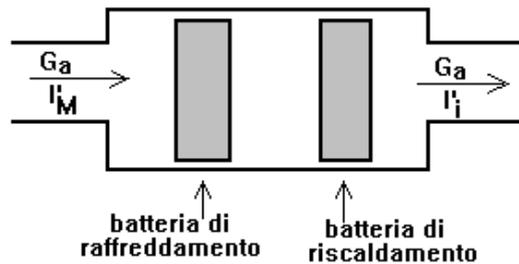


Poiché l'aria esterna (portata  $G_e$ ) viene miscelata con aria di ricircolo (portata  $G_r$ , stato  $a$ ) il punto rappresentativo dello stato termodinamico della miscela si troverà sul segmento di retta congiungente  $e$  con  $a$  in un punto definito dal rapporto  $G_e/G_a$  come qualitativamente rappresentato in figura (punto  $M$ ).

Dallo stato  $M$  l'aria dovrà essere portata allo stato  $i$  per essere immessa nell'ambiente. A questo fine occorrerà effettuare complessivamente uno spostamento in basso e a sinistra sul diagramma, e cioè sarà necessario raffreddare e deumidificare l'aria, combinando opportunamente alcune delle già conosciute trasformazioni fondamentali.

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<sub>b</sub>**, 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** e una successiva **batteria di riscaldamento** per il processo di riscaldamento sensibile.



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

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

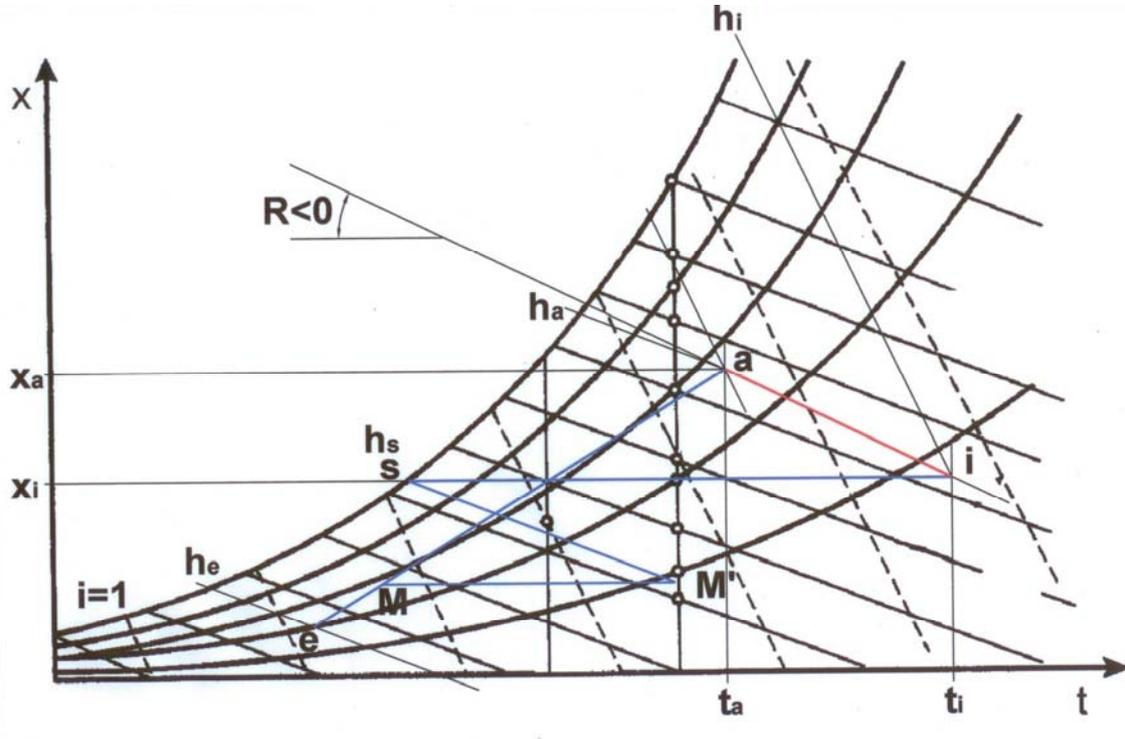
Si noti sul diagramma come la variazione di entalpia dell'aria e quindi anche il flusso termico scambiato nella batteria fredda risulti **notevolmente inferiore** proprio in conseguenza del fatto di **aver riciclato parte dell'aria** e cioè risulti:

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

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**

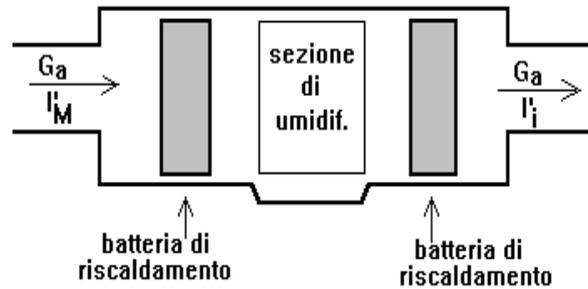
L'aria esterna in inverno è fredda e secca ( $x$  alquanto piccolo), come mostrato dal diagramma ASHRAE (punto  $e$ ).



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  $e$  e  $a$  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.

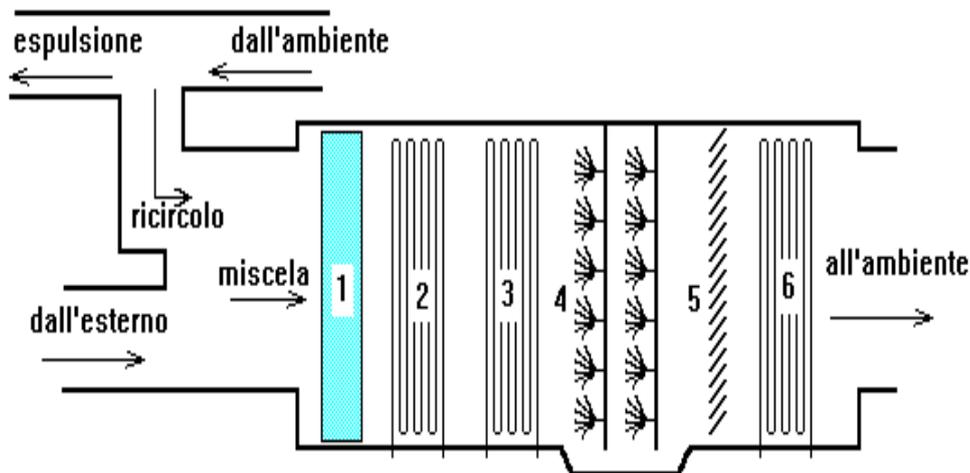
Un condizionatore invernale, pertanto, potrà essere schematizzato come in figura: in particolare esso comprenderà una **batteria di riscaldamento** per realizzare il primo riscaldamento sensibile, un **saturatore adiabatico** e, infine, ancora **una batteria di riscaldamento** per il secondo riscaldamento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

Con il numero **1** si è indicato un **filtro** e con il numero **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 ( $A = 1.8$  [m<sup>2</sup>]; 1 Met = 58 [W/m<sup>2</sup>]. 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:

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

Il contributo latente è:

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

Il contributo sensibile è:

$$\Phi_s = \Phi_{\text{com}} - \Phi_{\text{lat}} = 2505 - 696 = 1809 \text{ [W]}$$

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 ( $P_t = 10300$  [Pa]):

$$P_a = P_t - P_v = 10300 - 1170 = 100130 \text{ [Pa]}$$

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<sub>a</sub>/h] ;  $t_1 = 30$  [°C] ;  $i_1 = 70$  %) viene miscelata con aria climatizzata ripresa da un ambiente ( $G_{a2} = 2000$  [kg<sub>a</sub>/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<sub>a</sub>** 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:

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

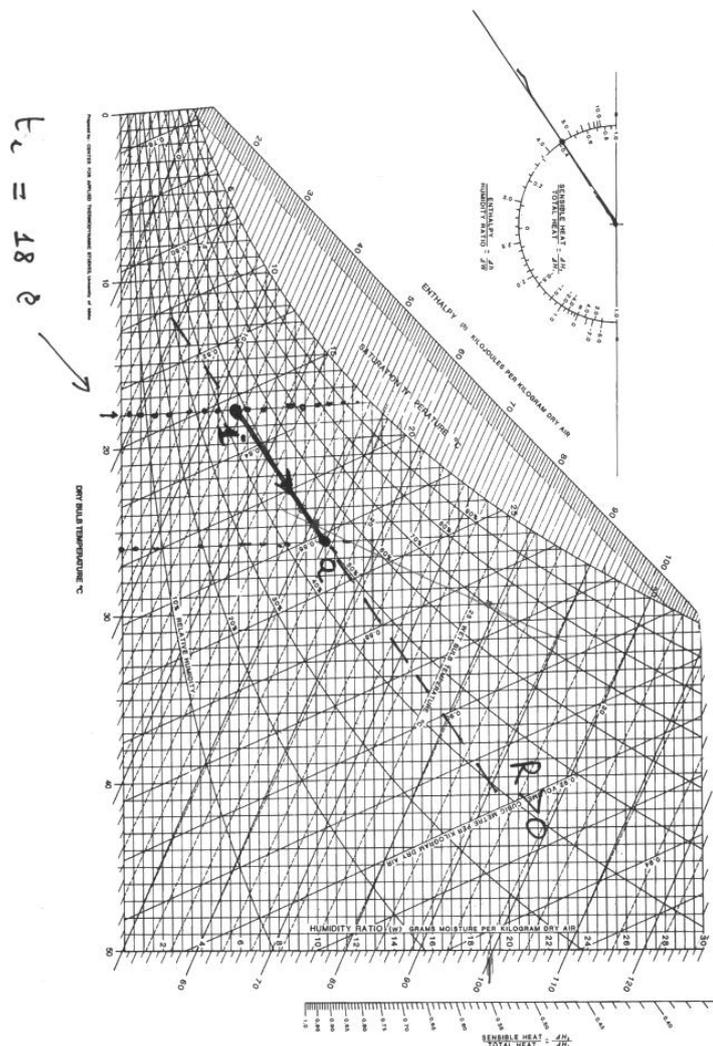
Il coefficiente **R** è:

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

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<sub>a</sub>]. 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 identificato dall'incrocio della parallela con l'isoterma **t<sub>i</sub> = 18** [°C] come rappresentato in figura.





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  $BF$  ( $\sim 0.14$ ) della batteria fredda può essere immediatamente valutato dalle variazioni di entalpia ( $h_{b'}-h_M$ ) e ( $h_b-h_M$ ).