

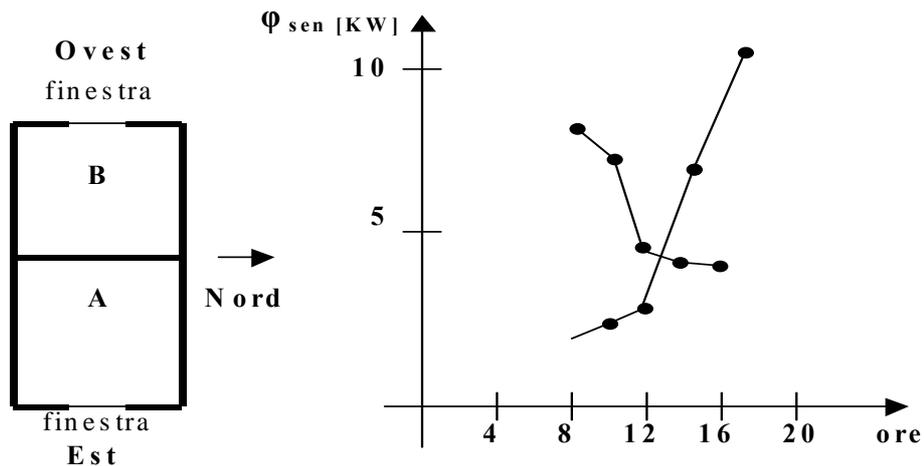
## CAPITOLO 13

# TIPOLOGIE DI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

### 13.1 Generalità

Finora si è incentrata la discussione su come si può condizionare un **ambiente singolo**. E' opportuno, ora, considerare il caso assai comune di un edificio in cui si debbano condizionare più ambienti con carichi differenti tra loro sia in termini di entità che di legge di variazione temporale.

Si considerino nella pianta (vedi figura) i locali **A** e **B**. Si supponga, per semplicità, che i corrispondenti carichi latenti siano trascurabili. In relazione alle esposizioni dei locali si supponga che il calcolo dei relativi carichi sensibili effettuato per il giorno (sereno) del 21 Luglio abbia portato all'andamento rappresentato in figura.



Nell'ipotesi di dover mantenere  $t_a = 26$  [°C] immettendo aria trattata a  $t_i = 16$  [°C] si possono stimare le portate d'aria da immettere nei due locali. Ad esempio, se nel locale **A** (ore 8) fosse  $\Phi_{senA} = 8100$  [W], risulterebbe:

$$\Phi_{Tot} = \Phi_{sen} + \Phi_{lat} = G_{aA} \cdot (h_a - h_i)$$

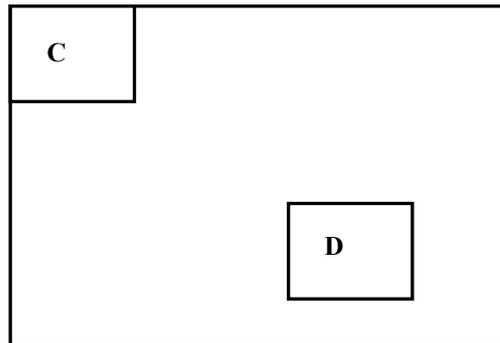
Ponendo per semplicità  $\Phi_{lat} = 0$  e considerando  $(h_a - h_i) \cong c_{pa} \cdot (t_a - t_i)$ , risulta:

$$G_{aA} = \frac{\Phi_{senA}}{(h_a - h_i)} \cong \frac{8100}{1005(26 - 16)} = 0.81 \text{ [kg}_{as}/\text{s]}$$

Nel caso **B** (ore 18), se fosse  $\Phi_{senB} = 10400$  [W], risulterebbe:

$$G_{aB} = \frac{\Phi_{senB}}{(h_a - h_i)} \cong \frac{10400}{1005(26 - 16)} = 1.03 \text{ [kg}_{as}/\text{s]}$$

Se in **B** si immettesse ora la stessa portata d'aria a  $t_i = 16$  [°C] quando il carico termico è minore del valore massimo, ad esempio  $\phi_{\text{senB}} = 2200$  [W] si determinerebbe una condizione termica inaccettabile ( $t_{\text{aB}} = 18.1$  [°C]). Nel caso esposto il problema della regolazione nasce non solo dall'essere i carichi tra loro diversi (e quindi da diversi valori della retta di carico **R**) ma anche dalla loro diversa variazione temporale. Ovviamente, in inverno, i carichi di **A** e **B** saranno identici.



I locali **C** e **D** rappresentati in figura sono, invece, caratterizzati anche in inverno da carichi diversi; **D**, infatti, confina solo con locali riscaldati per cui sarà  $\phi_{\text{senD}} > 0$  a causa dei contributi sensibili interni (lampade, etc.), mentre, contemporaneamente, risulterà  $\phi_{\text{senC}} < 0$  a causa dei flussi termici dispersi verso l'esterno. Si può, quindi, osservare che in un edificio con più locali si potranno avere valori diversi di **R**.

Si definisce **zona** di un edificio *l'insieme dei locali che presentano carichi termici variabili nel tempo con legge simile*. In questi casi è necessario raggruppare in **zone** i locali con esigenze termiche simili, ad esempio tutti i locali esposti a Nord, etc. Questo procedimento, detto di **zonizzazione**, è alla base del progetto dell'impianto di condizionamento di un edificio complesso. Il numero delle zone individuabili potrà, nei casi più sfavorevoli, coincidere col numero dei locali.

Concretamente la soluzione ottimale sarà un compromesso tra la complessità dell'impianto (dalla quale dipendono i costi di costruzione e d'esercizio) e l'importanza dello scopo che si vuole perseguire. È facile intuire che la necessità di soddisfare le esigenze delle singole "**zone**" di un edificio e le necessità connesse alla **regolazione dell'impianto** siano mutuamente dipendenti.

## 13.2 Principali tipologie impiantistiche

Dalle esigenze sopra accennate traggono la loro origine tipologie d'impianto diverse. Un criterio per **classificare gli impianti di condizionamento dell'aria** è quello di fare riferimento al “**veicolo**” per il trasporto dell'energia termica e cioè al fluido “**termovettore**” (**aria** o **acqua**) che dovrà essere riscaldato/raffreddato ed opportunamente distribuito nell'intero edificio, oltre che convenientemente regolato. La produzione di questi fluidi vettori richiede la presenza di una **centrale termica** e **centrale frigorifera**. Ovviamente, oltre alla produzione tradizionale di calore (caldaia) si possono adottare anche forme non tradizionali, ad esempio **cogenerazione**, **captazione di contributi solari**, **pompe di calore**.

In relazione al *fluido vettore* si possono distinguere tre principali tipologie impiantistiche:

- **Impianti a sola aria**
- **Impianti aria + acqua**
- **Impianti a fluido refrigerante**

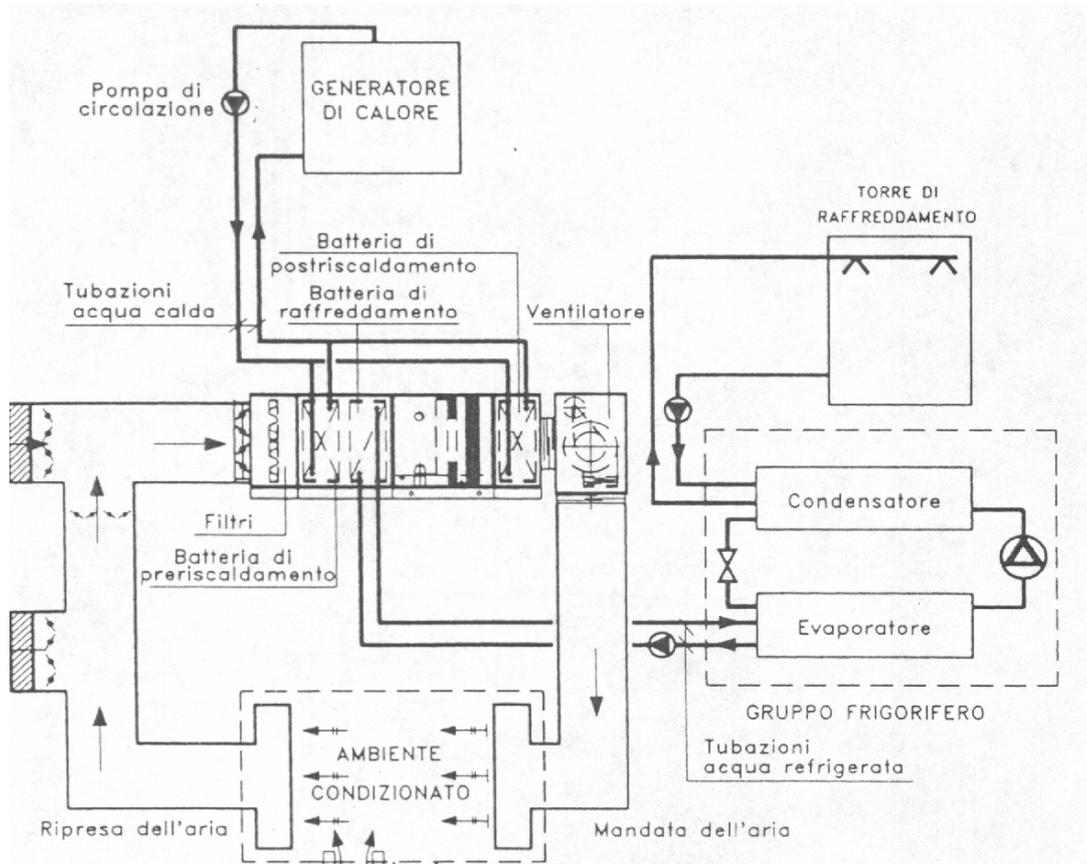
La *scelta della tipologia impiantistica* si dovrà basare sulla possibilità offerta o meno dalle diverse tipologie d'impianto ad affrontare i seguenti compiti:

- come si possa realizzare una regolazione delle grandezze microclimatiche del locale al variare dei carichi termici;
- a quali accorgimenti bisogna ricorrere affinché un impianto di climatizzazione risulti idoneo a soddisfare contemporaneamente le esigenze di molteplici locali.

Nell'ambito delle diverse tipologie quindi la scelta verrà poi effettuata in relazione all'entità dei carichi sensibili e latenti che caratterizzano gli ambienti, della più o meno rilevante necessità di suddividere l'edificio in zone caratterizzate da carichi simili etc.

### 13.3 Impianti a sola aria

Questi impianti fanno esclusivamente ricorso all'aria per il controllo degli scambi energetici e di massa. La **regolazione** può realizzarsi sia variando la **temperatura d'immissione dell'aria** (impianti a portata d'aria costante) oppure con una variazione **della portata d'aria** (impianti a portata d'aria variabile). Nella seguente figura si schematizza un impianto di condizionamento a sola aria.



Esso è costituito da un'*unità centrale di condizionamento* ove l'aria, dopo essere stata sottoposta a filtraggio, a riscaldamento e/o raffreddamento, umidificazione o deumidificazione, viene avviata, per mezzo di un *ventilatore*, nei *canali di distribuzione*, pervenendo infine agli *elementi terminali d'impianto* (bocchette di mandata) che provvedono a immetterla nei locali. Grande importanza rivestono i seguenti due aspetti:

- la costanza o la variabilità nel tempo della portata d'aria immessa nei locali;
- la velocità con la quale l'aria transita nei condotti di distribuzione.

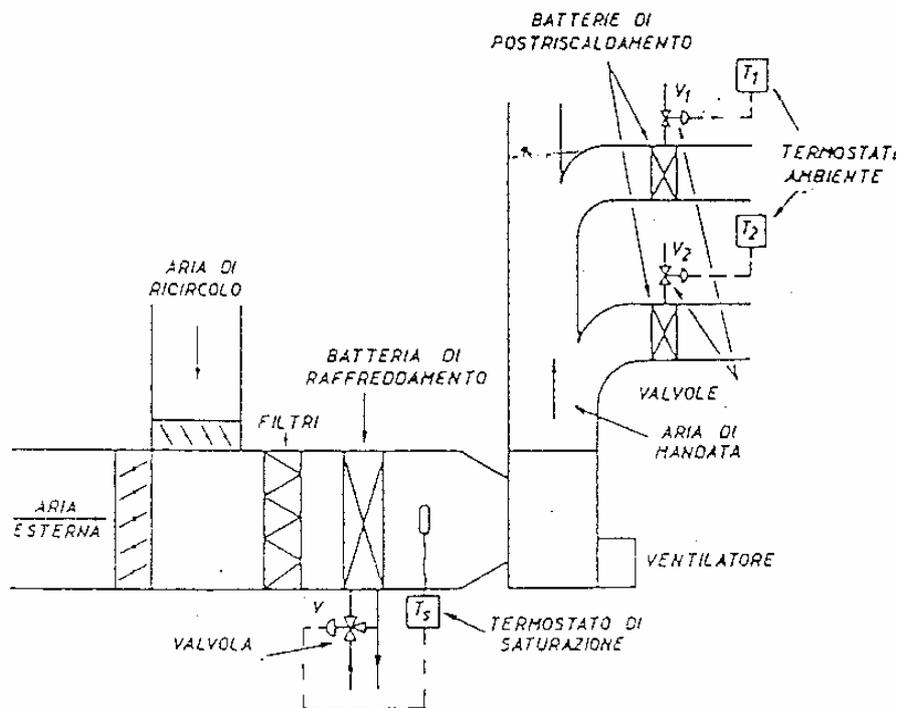
Per quanto riguarda il primo punto, si può osservare che la portata d'aria di un impianto è determinata dall'entità dei carichi massimi ai quali l'impianto deve contemporaneamente far fronte. Quando esso deve assolvere sia il servizio estivo sia quello invernale, il dimensionamento per queste due condizioni conduce a determinare due differenti portate delle quali si assume quella maggiore.

In conseguenza di ciò, un **impianto a tutt'aria a portata costante** si trova a funzionare quasi sempre con *portate molto superiori a quelle necessarie* e, pertanto, *l'energia trasferita al locale dovrà essere regolata intervenendo sulla temperatura dell'aria*. Nella pratica costruttiva si distinguono, per gli **impianti a tutt'aria a portata costante**, due tipologie principali: *impianti a bassa velocità e ad alta velocità*.

### ● Impianti a bassa velocità

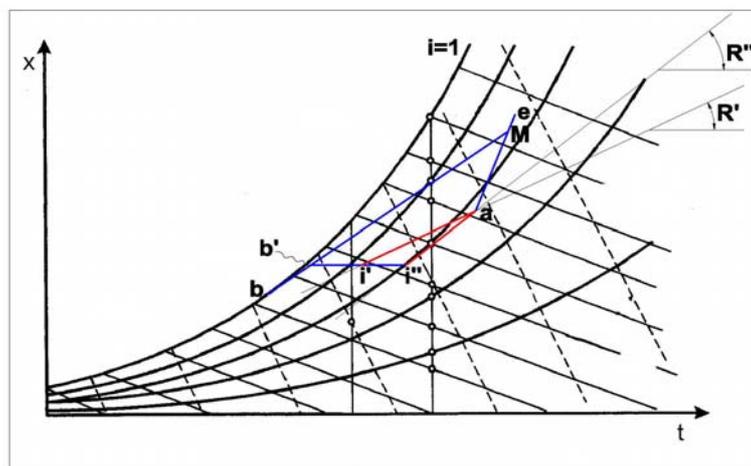
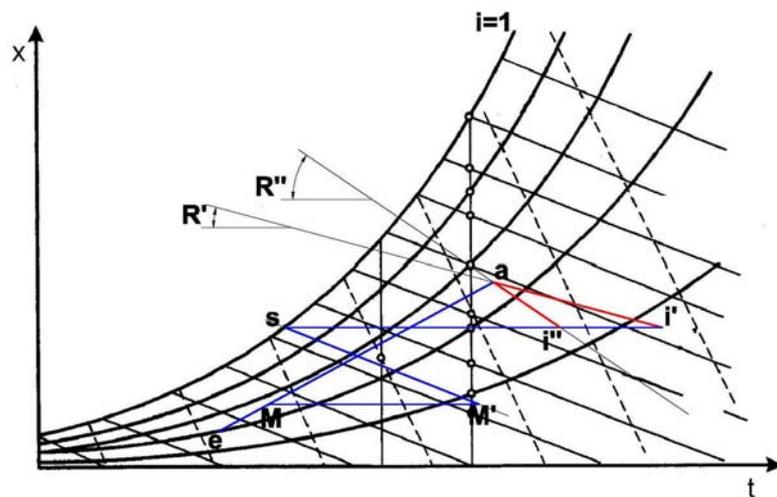
Rappresentano gli impianti a maggior diffusione. Il valore massimo della velocità dell'aria nei canali è pari a circa **10 [m/s]**. Ad esempio, si può accennare all'**impianto ad un canale con regolazione di temperatura sulla batteria di raffreddamento**.

Il controllo di temperatura si realizza sia fermando il compressore dell'impianto frigorifero che dotando la batteria di raffreddamento di una valvola di regolazione della portata d'acqua refrigerata. Ovviamente, in estate se aumenta la temperatura dell'aria in uscita dalla batteria si riduce anche la deumidificazione dell'aria trattata per cui l'umidità dell'ambiente condizionato tenderà ad aumentare. In genere, quest'impianto è adatto ad ambienti con carichi essenzialmente costanti e con modesto rinnovo d'aria.

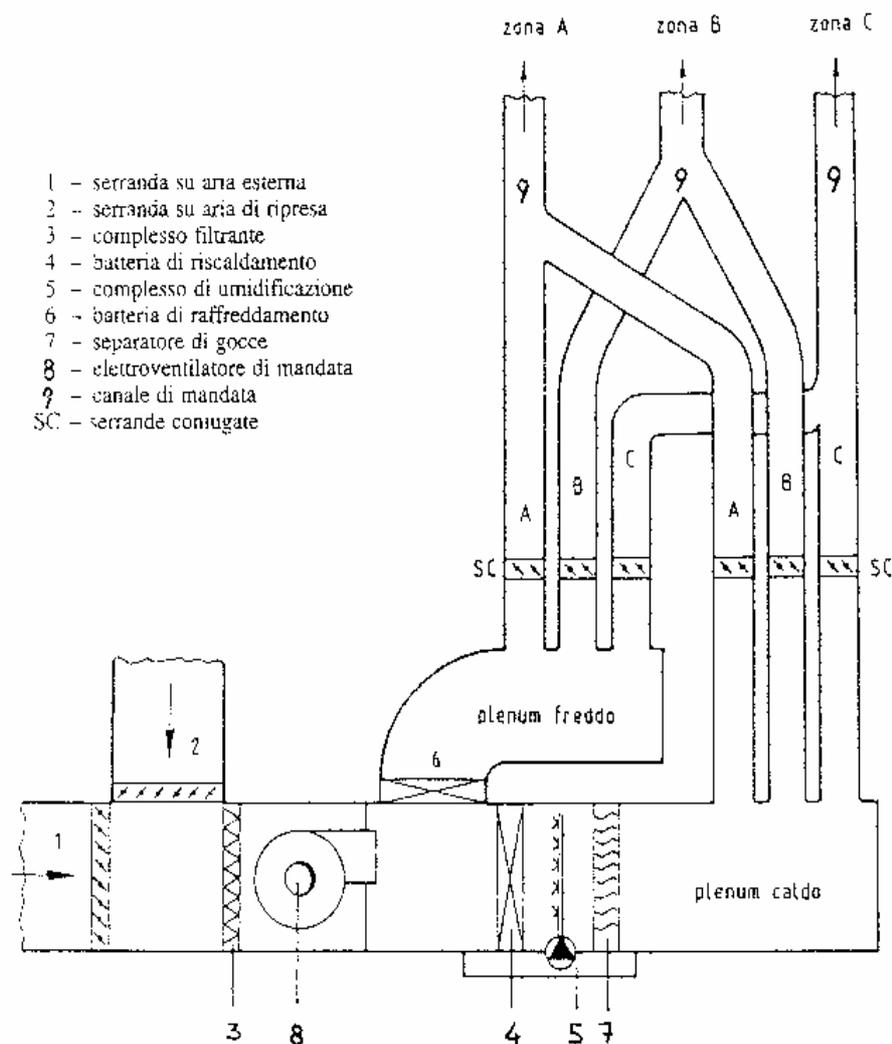


Si osservi come un impianto siffatto serva **una sola zona**. Nel caso in cui si debbano trattare diversamente varie **zone di un edificio**, ad esempio una **zona I e II**, si può prevedere, come illustrato in figura, un impianto con due diversi **post-riscaldamenti di zona** regolati indipendentemente da due termostati di zona  $T_1$  e  $T_2$ .

Come si può osservare, l'intera portata d'aria viene raffreddata centralmente, in modo da soddisfare la zona avente maggiore carico termico e viene quindi inviata, con canali distinti, alle singole zone. La presenza di batterie di post-riscaldamento di zona consente la regolazione di temperatura. Sui seguenti diagrammi, relativi al ciclo invernale ed estivo, si può osservare come l'utilizzo di batterie di riscaldamento indipendenti consenta di inviare alla **zona I** ed alla **zona II** aria in condizioni termodinamiche differenti rispettivamente  $i'$  e  $i''$  per soddisfare coefficienti di carico  $R'$  e  $R''$  diversi.

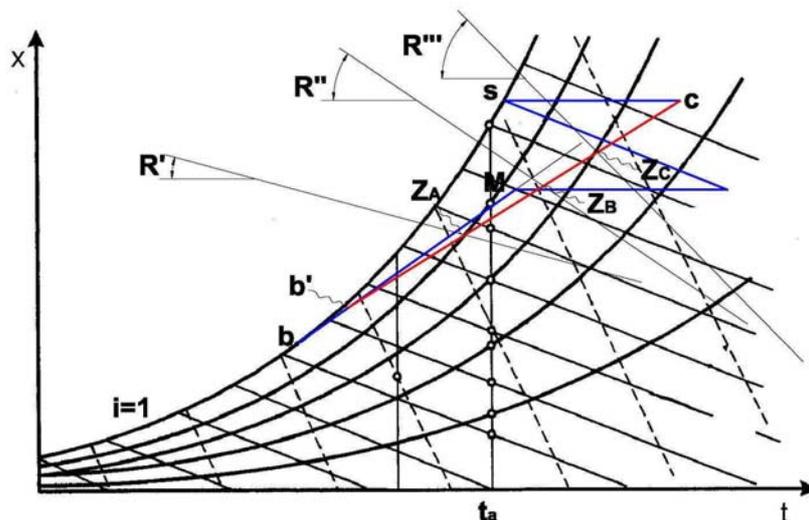


Un'altra tipologia d'impianto a bassa velocità è il “**multizone**” rappresentato, schematicamente nella figura sottostante. L'aria di **rinnovo** si miscela con quella di **ricircolo**. La **portata d'aria risultante** viene suddivisa in **due parti**. La prima dopo aver attraversato una **batteria di raffreddamento** all'uscita del quale si trova in uno stato prossimo alla saturazione ( $i \cong 1$ ) e a temperatura di circa **12-13** [°C] (stato **b'** sul diagramma precedente) confluisce nel così detto “**plenum freddo**”. La seconda parte di portata nel regime estivo attraversa una **batteria di riscaldamento** (regime estivo) riscaldandosi o una **batteria di riscaldamento** ed un **saturatore adiabatico** (regime invernale) riscaldandosi ed umidificandosi fino allo stato di immissione nel “**plenum caldo**” (stato C).



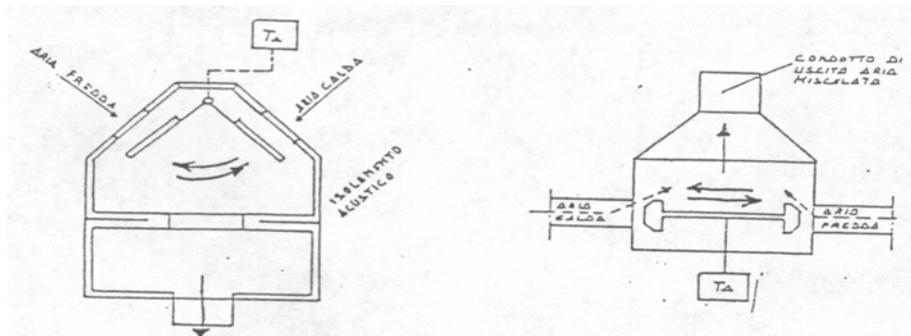
A valle dei due plenum si dipartono tanti condotti quante sono le zone **A, B, C**. In questi condotti confluiscono **due canali** che convogliano **aria fredda** e **calda** dai **due plenum** corrispondenti. Le **portate** di aria fredda e di aria calda sono regolate con una coppia di **serrande coniugate** controllate dai termostati di zona. Ad ogni zona viene in tal modo inviata sempre la **stessa portata complessiva** che però può essere costituita da **proporzioni diverse d'aria fredda e calda**.

La seguente figura riporta le trasformazioni dell'aria nel caso invernale: si noti come regolando le portate d'aria dai due plenum si potrà ottenere aria in condizione termodinamiche diverse ( $Z_A, Z_B, Z_C$ ) secondo le necessità delle varie zone **A, B, C**. Potranno realizzarsi, a volontà, tutti gli stati posti sul segmento di retta che unisce **b'** a **c** per soddisfare coefficienti di carico **R** diversi.



### ● Impianti ad alta velocità

Tra i vari sistemi ad alta velocità a portata costante si possono ricordare gli *impianti a doppio condotto (dual-duct systems)*. Questi impianti prevedono una doppia rete di distribuzione di aria calda e aria fredda nell'edificio al fine di poter fornire ad ogni singolo locale aria nelle condizioni desiderate. L'impianto, quindi, si basa sullo stesso principio del *multizone*. Mentre, però, in quest'ultimo la miscela delle due arie calda e fredda avviene nell'unità centrale, in questo impianto la miscelazione avviene nelle immediate prossimità dei locali da servire grazie a *cassette terminali controllate da termostato*.



La necessità di duplicare la rete di distribuzione comporta anche l'esigenza di contenere gli ingombri dei condotti e quindi per diminuire la sezione di questi si aumenta la velocità dell'aria (impianti ad alta velocità). L'impianto è, quindi, caratterizzato dalla presenza di due canali, che corrono generalmente affiancati, nei quali l'aria si muove a pressione e velocità elevate.

Il canale “**freddo**” è percorso da aria a temperatura di  $10 \div 15$  [°C], con una portata pari alla somma delle portate richieste dalle singole zone per soddisfare il carico massimo contemporaneo di raffreddamento. Il canale “**caldo**” ha temperatura pari a  $22 \div 40$  [°C] e portata pari al  $50 \div 75$  % di quella del canale freddo. I due canali si congiungono, in prossimità della zona da servire nella cassetta terminale dotata di valvola miscelatrice servo-comandata, di regolatore di portata e di silenziatore d'uscita. Dalla cassetta terminale si diparte un condotto a bassa velocità che serve terminali di tipo tradizionale (bocchette). Il ricircolo invece, **se presente**, è sempre a bassa velocità.

I canali di mandata sono a sezione circolare, dimensionati per velocità dell'aria pari a circa  $23$  [m/s] per le medie potenzialità e per circa  $30$  [m/s] per le grandi potenzialità. Ne conseguono sulla rete di mandata grandi perdite di carico e pertanto la necessità di fronteggiare elevate perdite di carico lungo i condotti. Risulta, quindi, necessario usare canalizzazioni a sezione circolare, giunti particolari, staffaggi, isolamenti acustici fino alle *cassette terminali*. Questo tipo d'impianto, consentendo di trattare indipendentemente l'uno dall'altro ciascuna zona o addirittura ciascun locale dell'edificio, risulta particolarmente adatto per quegli edifici ove le condizioni richieste per l'aria d'immissione sono molto diverse da zona a zona; ad esempio, per un edificio ove vi sia un auditorium negli scantinati e uffici ai piani superiori, con ampie superfici vetrate e svariate orientazioni. Poiché l'aria si muove nei condotti a velocità dell'ordine dei  $25-30$  [m/s], questi impianti, anche con l'adozione di necessari interventi di

insonorizzazione, risultano sempre alquanto rumorosi e pertanto difficilmente si prestano ad utilizzazioni ove il requisito della silenziosità sia particolarmente sentito.

### ● **Impianti a tutt'aria a portata variabile**

Gli **impianti a tutt'aria a portata variabile** (*Variable Air Volume: VAV*) provvedono invece a variare la quantità di aria immessa adeguandola, istante per istante, alle necessità della zona. Con riferimento al secondo punto occorre notare che, a parità di portata d'aria da trasportare, i canali avranno dimensioni tanto minori quanto maggiore è la velocità dell'aria che li percorre; tuttavia, all'aumentare di tale velocità, aumentano le perdite di carico e la rumorosità.

Questa tipologia d'impianto **VAV** ha stentato ad affermarsi, poiché la variabilità della portata d'aria comporta variazione delle perdite di carico nei canali con effetto anche sulla distribuzione dell'aria negli ambienti. L'odierna tecnologia dei componenti ha in buona parte posto rimedio a questi inconvenienti: oggi sono disponibili terminali in grado di essere poco influenzati da variazioni della portata d'aria dal 25% al 100% del pieno carico.

Il vantaggio principale dell'impianto **VAV** è quello di consentire l'eliminazione della batteria di post-riscaldamento in quanto la variabilità della portata consente di effettuare comunque una buona regolazione dell'impianto. Vantaggi secondari sono costituiti dal risparmio energetico sui ventilatori e dall'eliminazione, in taluni casi, della necessità di ricorrere ad impianti a doppio condotto. Tendenza attuale, specialmente nel terziario, è quella di applicare il **VAV** alle zone interne, caratterizzate in tutto l'arco dell'anno dalla necessità di abbattere un carico di raffreddamento, e di affiancare a quest'impianto un altro di tipo tradizionale per le zone vicine al perimetro dell'edificio. La variazione della portata d'aria può essere ottenuta agendo sul motore elettrico che muove il ventilatore per ottenere una variazione continua della velocità oppure grazie all'impiego di ventilatori elicoidali o assiali con pale ad inclinazione variabile.

## 13.4 Impianti aria-acqua

Questi impianti utilizzano contemporaneamente come fluidi vettori l'aria (detta **primaria**) e l'acqua. Consentono di effettuare una **regolazione zona per zona**, riducendo l'**ingombro dei canali tipico degli impianti a tutt'aria**. Infatti, l'acqua, con un prodotto **pc** (calore specifico x densità) oltre tremila volte maggiore dell'aria, consente di trasferire, a parità di portate volumetriche, quantità d'energia decisamente più grandi.

Questi tipi d'impianto trovano quindi collocazione ottimale laddove si dispone di spazi limitati per le canalizzazioni, ad esempio ristrutturazioni di vecchi edifici. Poiché l'impiego della sola acqua non consente di **controllare** l'umidità relativa dell'aria interna, gli **impianti aria-acqua** assegnano questo compito a **aria primaria** immessa negli ambienti.

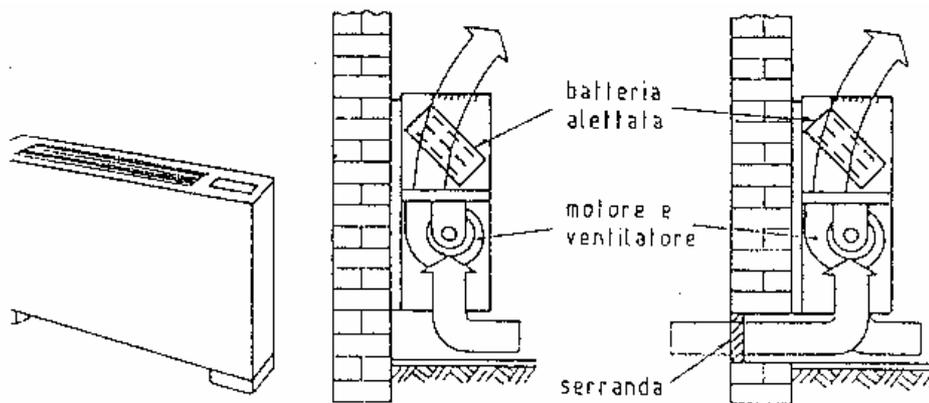
L'aria primaria, prodotta dalla centrale di condizionamento, è in stato prossimo alla saturazione ( $i \cong 1$ ) e a temperatura di circa **12-13** [°C]. In questi impianti l'aria primaria immessa ha il compito di controllare l'*umidità relativa* (cioè di *abbattere il carico latente*) e la *purezza dell'aria* mentre l'acqua ha il compito di fronteggiare il *carico sensibile*.

Affinché, quindi, questa tipologia impiantistica trovi una giusta collocazione, occorre che i carichi latenti non siano significativi, altrimenti la notevole portata di aria primaria che si renderebbe necessaria vanificherebbe il vantaggio.

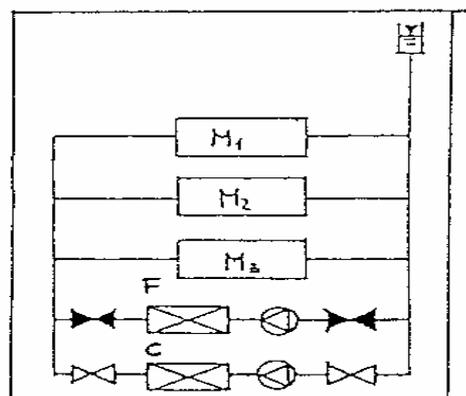
Gli impianti aria-acqua sono oggi realizzati quasi esclusivamente a ventilconvettori con aria primaria, ma sono pure presenti impianti a induzione e impianti a pannelli radianti con aria primaria.

### ● **Impianto a ventilconvettori con aria primaria**

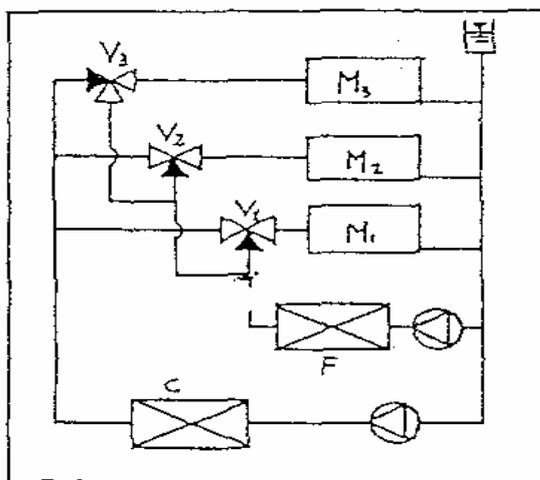
Questo impianto è costituito da due parti distinte: una, con circolazione forzata ad acqua, attinge energeticamente a una centrale termica e ad una centrale frigorifera e invia l'acqua (calda o fredda) ai ventilconvettori controllando sostanzialmente il carico sensibile.



L'altra parte d'impianto comprende una centrale di trattamento d'aria, alimentata anch'essa dalle centrali termica e frigorifera, una rete per la distribuzione dell'aria primaria e le bocche d'immissione nell'ambiente. Questa parte d'impianto controlla sostanzialmente il carico latente (cioè l'umidità relativa) e provvede alla movimentazione dell'aria ambiente e del suo ricambio. L'aria primaria ha una portata ridotta compresa tra 0.5 e 2 volumi/ora e perciò questi impianti **non hanno una rete di condotti per la ripresa dell'aria dagli ambienti**: l'uscita dell'aria da questi avviene attraverso le fessure degli infissi o attraverso aperture dette "transit" posti sulle porte ed è promossa da una depressione creata meccanicamente in locali opportuni (ad esempio nei servizi igienici). La distribuzione dell'acqua può avvenire con un sistema a due, tre o quattro tubi. Il *sistema a due tubi* è schematicamente rappresentato nella figura a lato (impianto a ventilconvettori con aria primaria: sistema a due tubi). I singoli ventilconvettori sono collegati alla centrale di trattamento dell'acqua con un circuito a due tubi, del tutto analogo a quello utilizzato per gli impianti di riscaldamento. La figura mostra il collegamento sia alla centrale termica (C) sia alla centrale frigorifera (F).

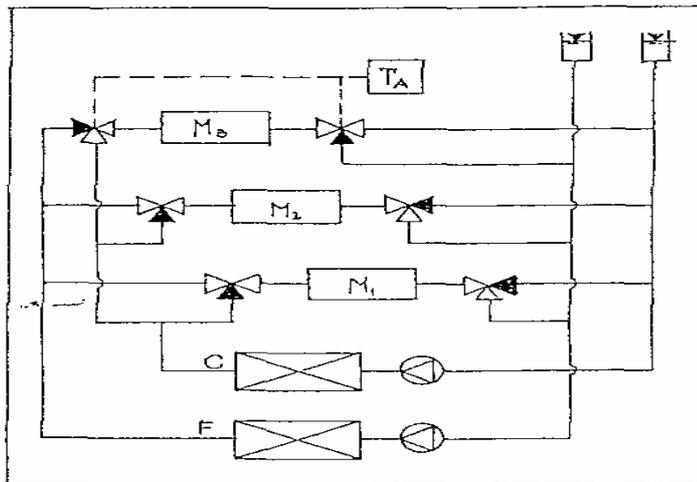


Con questo allacciamento è **impossibile realizzare una zonizzazione** in quanto tutti i mobiletti o sono riscaldati o sono raffreddati, mentre potrebbe essere richiesto un raffreddamento in alcune zone e un riscaldamento in altre. Ciò può essere realizzato con un *impianto a tre tubi* (figura sottostante), ove i singoli ventilconvettori sono collegati sia alla centrale di riscaldamento che a quella di raffreddamento, tramite una **valvola deviatrice a tre vie**. È così possibile inviare acqua calda ad alcuni terminali e fredda ad altri realizzando così una regolazione a più zone.



Un inconveniente di questo sistema è rappresentato dal fatto che tutte le uscite dei ventilconvettori, sia caldi sia freddi, confluiscono in un **unico condotto** di ritorno che porta alle due centrali termica e frigorifera. Ciò rappresenta un **notevole spreco d'energia**, poiché si raffredda con la miscela l'acqua calda in uscita e si riscalda quella fredda, per poi nuovamente riscaldare e raffreddare il tutto.

Per evitare ciò si può pensare di **tenere separate** anche le uscite dai mobiletti realizzando quindi un *impianto a quattro tubi*. Osservando la figura successiva si può notare che, inserendo sulle uscite un'altra valvola a tre vie deviatrice, azionata in parallelo a quella in ingresso, si possono tenere separato il circuito caldo da quello freddo in tutto lo sviluppo della rete. Il termostato ambiente che agisce sulle valvole d'ingresso e d'uscita le commuterà contemporaneamente inviando tutte le uscite fredde al condotto freddo e tutte quelle calde al condotto caldo.



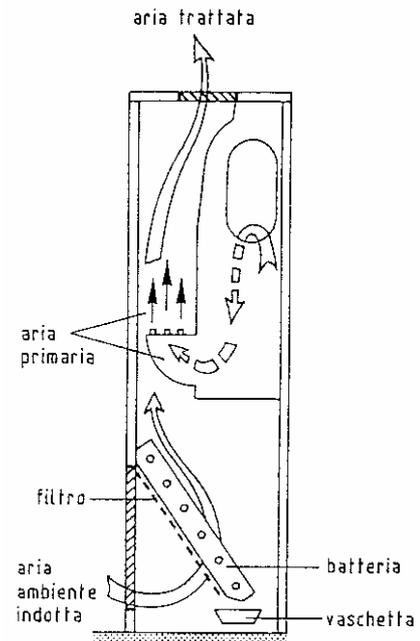
L'aria primaria è distribuita a bassa velocità e a portata costante. La regolazione avviene imponendo all'aria in uscita valori costanti di temperatura e umidità relativa al variare delle condizioni esterne. Oltre alla regolazione centrale è presente una regolazione locale on/off con termostato ambiente che interviene direttamente sull'elettroventilatore.

Tra gli inconvenienti di questo tipo d'impianto ricordiamo:

- **deumidificazione incontrollata** che avviene sulla **batteria fredda** del ventilconvettore, da cui consegue una **inaccurata regolazione** dell'umidità relativa attraverso l'aria primaria. Per limitare quest'inconveniente occorre affidare il più completamente possibile all'aria primaria il controllo dell'umidità e quindi conviene proporzionare le batterie dei ventilconvettori in modo da limitare drasticamente la condensazione (temperatura d'alimentazione dell'acqua non inferiore a  $11 \div 13$  [°C]);
- rumorosità dei ventilconvettori;
- esistenza di **una moltitudine di punti oggetto di manutenzione**: linea elettrica, elettroventilatore, commutatore di velocità, una o due batterie di scambio termico e una o due valvole a più vie soggette a perdite, filtro da pulire periodicamente, scarico per l'acqua di condensazione, apparecchiatura locale di regolazione.

### ● Impianto aria-acqua con mobiletti a induzione

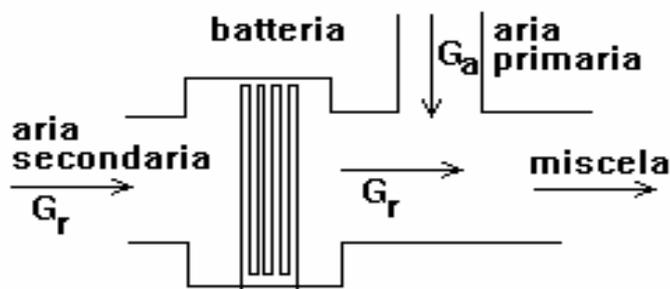
Sino a questo punto abbiamo fatto riferimento a un impianto con aria primaria e ventilconvettori. Esistono anche impianti, detti nei quali i ventilconvettori sono sostituiti da mobiletti a induzione (o, più raramente, da pannelli radianti). Anche tali impianti possono essere realizzati nelle versioni a due, tre o quattro tubi. Il mobiletto ad induzione è costituito da un'apparecchiatura (vedasi la figura a lato) collegata alla rete di distribuzione dell'aria primaria e contenente una batteria di scambio termico. L'aria primaria perviene ai mobiletti ad induzione ad alta velocità e, quindi, attraverso una serie d'ugelli, sbocca nei singoli mobiletti. Il getto costituito dall'aria primaria provoca una zona di depressione che richiama dall'ambiente, per *induzione*, ulteriore aria esterna. L'aria che lambisce la batteria di scambio termico è costituita quindi in parte dal getto dell'aria



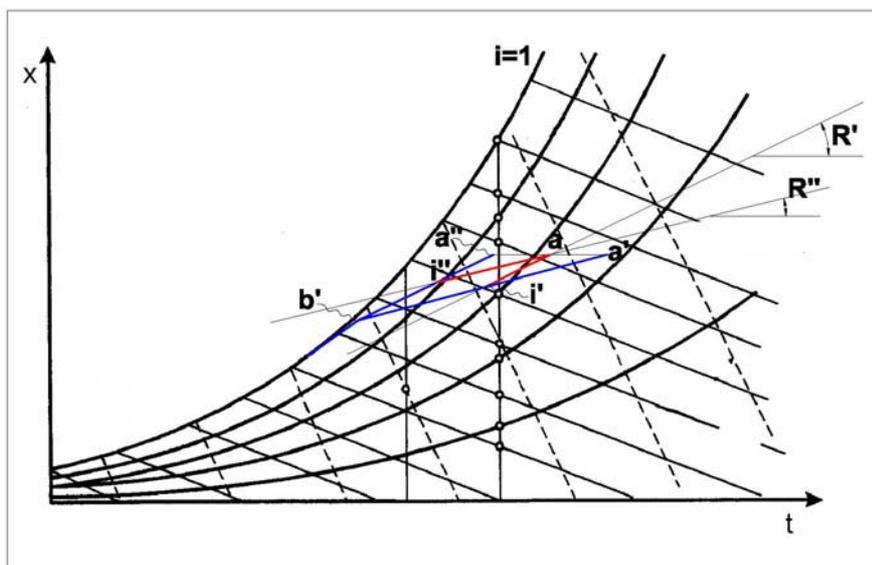
primaria che percorre il mobiletto e in parte dall'aria d'induzione: quest'ultima ha una portata pari a circa tre-sei volte la prima. Con l'impiego dei mobiletti ad induzione si riesce ad eliminare l'installazione nell'ambiente d'apparecchiature con parti in movimento. Le batterie alettate saranno percorse d'estate da acqua fredda e d'inverno da acqua calda. Questo tipo di mobiletto limita notevolmente i costi di manutenzione. Si può ancora precisare che il rapporto tra la portata d'aria primaria immessa nel locale  $G_a$  e la portata d'aria secondaria richiamata dall'ambiente  $G_r$  viene detto *rapporto di induzione*  $\xi$ :

$$\xi = G_a/G_r$$

Questo rapporto può raggiungere valori pari a circa 1/5 - 1/6 ed è in genere fornito dal fabbricante. Nello schema rappresentato l'aria richiamata dal locale (secondaria)  $G_r$  passa attraverso la batteria e si miscela con l'aria primaria  $G_a$ .



Sul diagramma **ASHRAE** sono rappresentate le trasformazioni dell'aria quando venga scambiato nella batteria un flusso sensibile positivo e negativo. Si noti come, agendo sull'entità e segno dei flussi sensibili, sia possibile realizzare stati di immissione dell'aria nell'ambiente diversi (stato  $i'$  e  $i''$ ) posti sulle rette di carico  $R'$  e  $R''$ .



Ovviamente, qualora l'entità del carico latente sia rilevante, tale da richiedere per un suo controllo una notevole portata d'aria primaria, la complicazione impiantistica dei due circuiti (aria primaria ed acqua) non è giustificata, per cui è preferibile ricorrere direttamente agli impianti a tutta aria.

Come già accennato talvolta i mobiletti (ventilconvettori e a induzione) sono sostituiti da pannelli radianti, dando così luogo agli *impianti a pannelli radianti con aria primaria* che trovano qualche applicazione nel terziario (uffici, sale riunione, ecc.).

In questo tipo d'impianto l'abbattimento del carico sensibile è affidato ai pannelli radianti mentre, come al solito, all'aria primaria sono affidati l'abbattimento del carico latente, la movimentazione e il ricambio dell'aria ambiente. I pannelli possono essere del tipo incorporato o sospeso. Sono serviti in inverno da acqua a temperatura  $45\div 50$  [°C] se incorporati e sino a  $80$  [°C] se sospesi, mentre in estate da acqua a  $15\div 18$  [°C] ponendo attenzione che sulla loro superficie non si raggiunga la temperatura di rugiada. Questa soluzione impiantistica presenta il vantaggio di non avere terminali a terra, assoluta silenziosità, di consentire un risparmio energetico in quanto consente, a parità di benessere fisiologico, di ottenere temperature dell'aria interna minori in inverno e maggiori in estate.

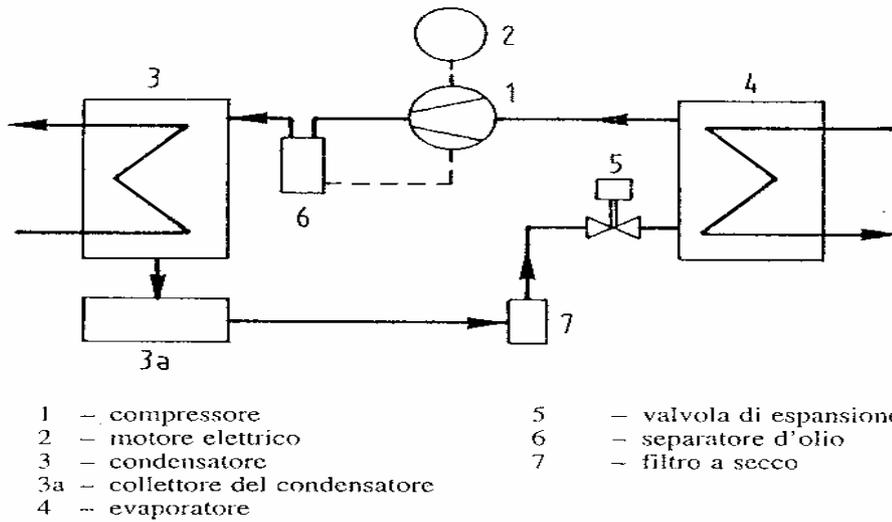
Tra gli inconvenienti ricordiamo, per i pannelli incorporati, la necessità di prevederne l'impiego in fase di costruzione, le sollecitazioni trasmesse alle strutture a causa delle dilatazioni termiche, la lentezza della loro regolazione a causa della grande inerzia termica dei solai, il pericolo di formazione di condensa e i gravissimi danni in caso di perdite accidentali. Alcuni di questi inconvenienti si possono eliminare o ridurre ricorrendo all'impiego dei pannelli sospesi; in tal caso però s'introduce un notevole condizionamento estetico e funzionale del locale.

### 13.5 Impianti a fluido refrigerante

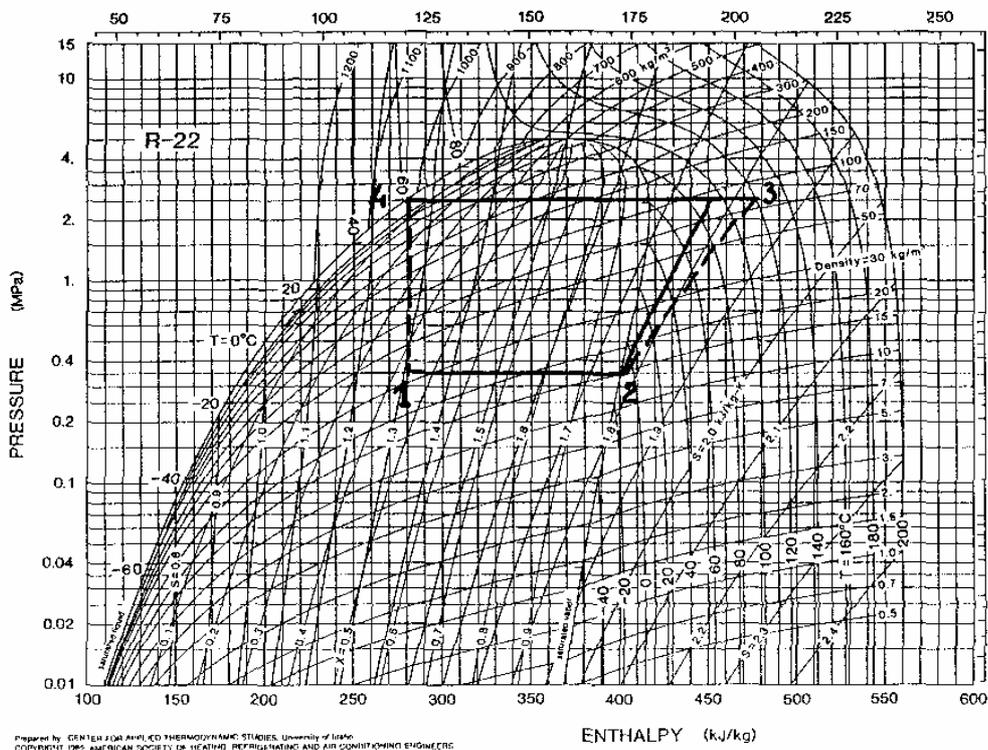
Spesso nel caso di **edifici esistenti** in cui risulterebbe estremamente onerosa la posa in opera di un **nuovo impianto di climatizzazione centralizzato** o per applicazioni di modesta importanza a locali di piccola volumetria, si utilizzano impianti a fluido refrigerante. Questi impianti sono costituiti da unità singole (**condizionatori da finestra**) che racchiudono in un unico involucro l'unità frigorifera, la batteria di scambio e l'unità di ventilazione.

A volte questi condizionatori sono realizzati in versione **pompa di calore** e possono quindi provvedere anche a soddisfare esigenze invernali. Una tipologia più interessante d'impianti a fluido refrigerante è quella denominata, con recente neologismo, **impianto split (split system)**. Trova applicazione nella climatizzazione estiva e invernale di piccole e medie unità abitative o nel terziario. Il nome split deriva dal fatto che questi impianti sono suddivisi in due parti, una interna e l'altra esterna al volume da climatizzare. L'impianto è a ciclo inverso a compressione e consta quindi di

un evaporatore, di un compressore, di un condensatore e di una valvola d'espansione isoentropica (vedasi figura seguente).



Nelle successive figure sono riportati sul diagramma (**P, h**) del fluido refrigerante **R22** rispettivamente i cicli nel caso di pompa di calore (inverno) e impianto frigorifero (estate). L'esempio fa riferimento ad una pompa di calore aria-aria, all'impiego e a condizioni termiche tipiche delle regioni a clima temperato.



Ciclo a pompa di calore nel funzionamento invernale

Si ricorda che la prestazione energetica di un impianto a pompa di calore è espressa dal **coefficiente di prestazione COP<sub>p</sub>** definito, in termini delle variazioni di entalpia del fluido frigorifero riportate sul diagramma (**P, h**), dalla relazione:

$$\text{COP}_p = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}$$

Il **COP<sub>p</sub>**, come noto, rappresenta il *rapporto tra il calore trasferito alla sorgente superiore (effetto utile) e l'energia meccanica (e quindi elettrica) utilizzata dal compressore per effettuare tale trasferimento*.

Per impianti aria-aria il valore di **COP<sub>p</sub>** si aggira attorno a 2.5. In un impianto termico con generatore di calore di tipo tradizionale il costo del calore utile si aggira oggi attorno a 0.0217 [euro/MJ]. La pompa di calore impiega energia elettrica con un costo pari a circa 0.163 euro per 1 [kWh] (equivalente a 3.6 MJ).

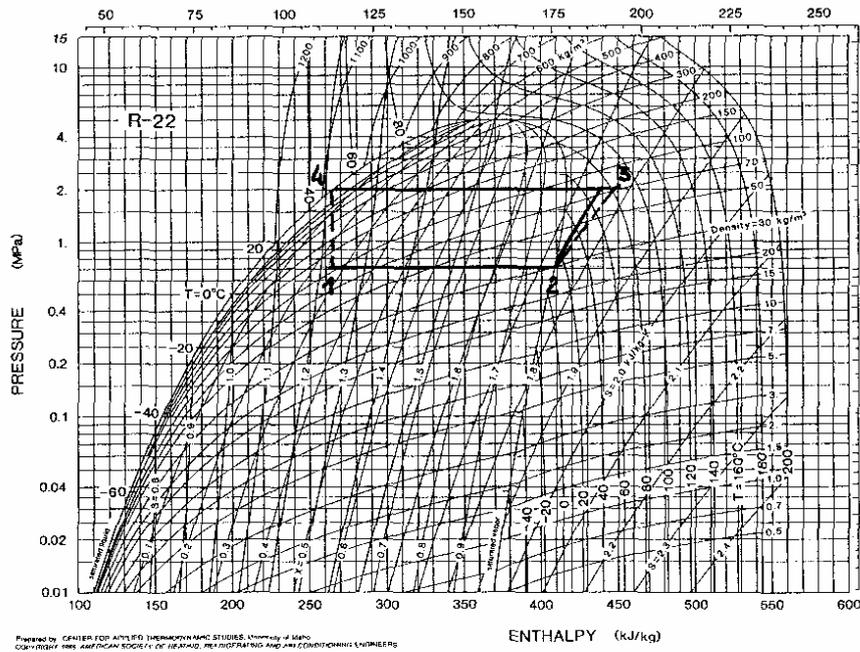
Ipotizzando un **COP<sub>p</sub>** = 2.5 (possibile in climi temperati) si ottengono per 1 [kWh] 9 [MJ] di energia termica al condensatore. Il costo sarà quindi pari a 0.163/9 = 0.0181 [euro/MJ]. Si può notare quindi che, per **climi temperati**, l'esercizio della pompa di calore presenta un vantaggio economico rispetto alle soluzioni tradizionali. In corrispondenza a riduzioni delle temperature esterne (climi progressivamente più rigidi), il diminuire del **COP<sub>p</sub>** porterà a vantaggi sempre meno sensibili.

Una sua ulteriore diffusione è essenzialmente condizionata dalle politiche di distribuzione e di vendita dell'energia elettrica. Nei climi rigidi la pompa di calore trova vantaggiosa applicazione solo nelle versioni acqua-aria o acqua-acqua, eventualmente elioassistita.

Nel funzionamento **estivo** l'effetto utile è costituito dalla sottrazione di calore dalla sorgente inferiore, per cui in questo caso il **COP<sub>f</sub>** viene definito nel modo seguente:

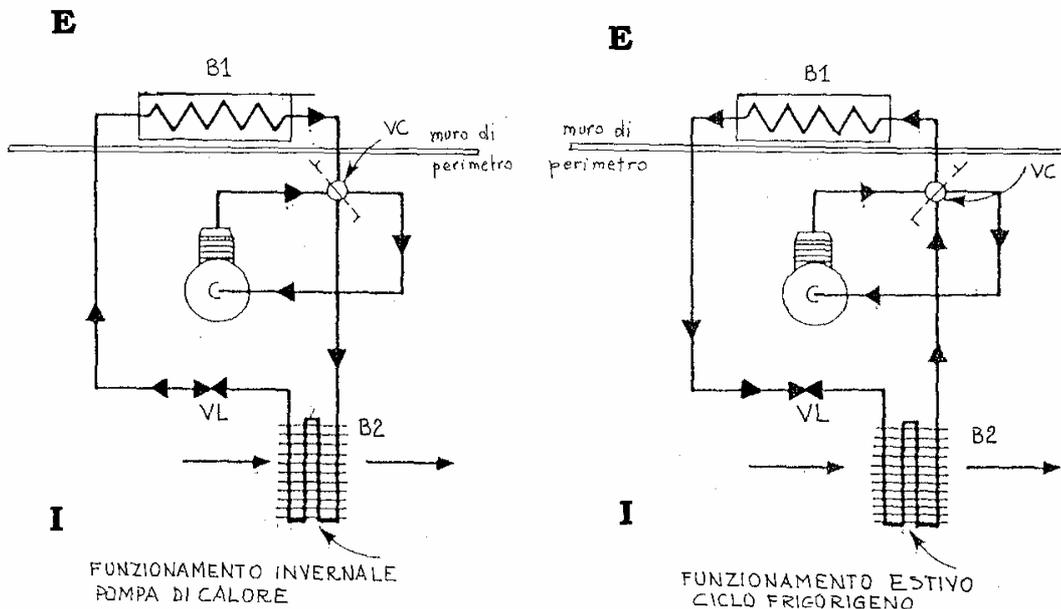
$$\text{COP}_f = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_2}$$

Anche per il funzionamento estivo negli impianti aria-aria il valore di **COP<sub>f</sub>** dipende notevolmente dalla temperatura dell'aria esterna e decresce rapidamente all'aumentare di essa. In climi temperati (temperatura massima esterna estiva pari a circa 35 [°C]) il valore di **COP<sub>f</sub>** si aggira attorno a 3.3.



Ciclo estivo della pompa di calore

La figura seguente mostra schematicamente il funzionamento invernale ed estivo di un impianto split con pompa di calore aria-aria.



Funzionamento invernale ed estivo di un impianto split

Si può notare la presenza di due parti distinte d'impianto: una esterna **E** contenente una batteria di scambio termico **B1** con il relativo elettroventilatore e una posta all'interno dell'ambiente contenente una seconda batteria di scambio termico **B2** con un secondo ventilatore, il compressore **C**, la valvola di laminazione **VL** e la **valvola di**

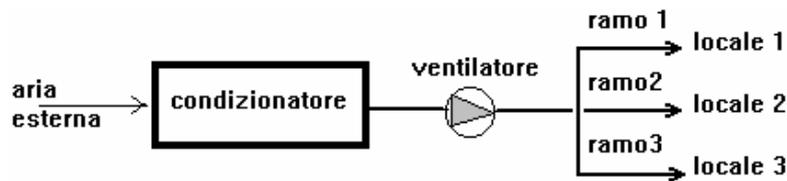
**commutazione** del funzionamento invernale/estivo **VC**. Le parti **E** ed **I** sono collegate da tubazioni coibentate, generalmente in rame, ove scorre il fluido refrigerante. La parte **E** è appesa alla facciata esterna dell'edificio, possibilmente in zona protetta dalle intemperie, mentre la parte **I** è situata nella zona da climatizzare, se questa è costituita da un unico ambiente, oppure nel caso di più ambienti serviti in un plenum dal quale, attraverso bocchette, l'aria affluisce nei locali. In quest'ultimo caso, l'aria è ripresa per mezzo di transit dai singoli locali (esclusi i servizi igienici) ed è fatta ricircolare sulla batteria **B2**. L'aria immessa nei servizi igienici deve venire espulsa. Le parti **E** ed **E** svolgono, d'inverno, rispettivamente le funzioni di evaporatore e condensatore, mentre d'estate tali ruoli s'invertono operando sulla valvola **VC**.

La valvola **VC** consente cioè l'inversione del flusso del fluido refrigerante passando dal funzionamento invernale a quello estivo. L'inversione su tale valvola può essere realizzata manualmente o automaticamente al passaggio di stagione. È appena il caso di notare che, in questo tipo d'impianto, occorre provvedere separatamente al rinnovo dell'aria e che il controllo dell'umidità relativa è inesistente in inverno e molto grossolano in estate.

### **13.6 Cenni sulla distribuzione dell'aria negli ambienti**

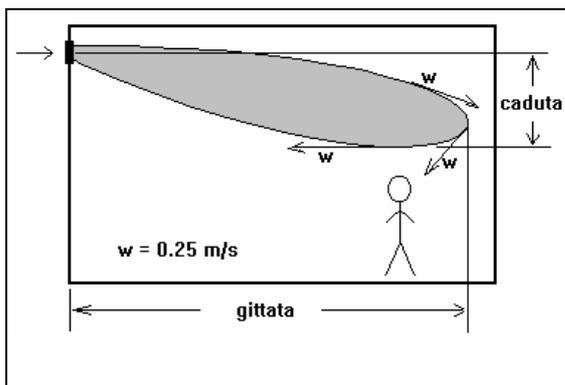
In genere gli impianti di condizionamento operano, come si è visto, prelevando dall'esterno una certa portata d'aria pulita la quale dopo essere stata miscelata con aria di ricircolo viene inviata nella centrale di condizionamento e da questa poi distribuita ai vari ambienti da condizionare. Tutti i condotti ove passa l'aria costituiscono quindi una rete: il dimensionamento dei condotti (perdite di carico distribuite) e dei raccordi, imbocchi, sbocchi, etc. (perdite di carico concentrate), dovrà essere studiato accuratamente al fine di consentire un corretto deflusso dell'aria contenendo contemporaneamente la potenza del relativo propulsore (ventilatore). Ovviamente, il progettista incontrerà numerosi altri vincoli; ad esempio i condotti in generale dovranno seguire percorsi obbligati, rispettare le dimensioni di alloggiamenti (per esempio, stare nella controsoffittatura dell'edificio, ecc).

In figura viene schematizzato un semplice esempio di rete di distribuzione: ogni locale, ovviamente dovrà essere alimentato da una diversa portata d'aria.



Senza entrare in particolari circa il dimensionamento di questi circuiti di distribuzione dell'aria, basterà osservare che questo si basa sugli stessi criteri adottati per il dimensionamento della rete di distribuzione dell'acqua calda già accennati al riguardo degli impianti di riscaldamento. Anche in questo caso, infatti, si farà ricorso all'equazione di Bernoulli per realizzare l'equilibrio delle perdite di carico in corrispondenza alle portate di progetto per i diversi rami di distribuzione. Ad esempio, in riferimento allo schema precedente, le perdite di carico tra l'uscita del ventilatore e l'immissione nei vari ambienti dovranno risultare identiche quando nei tre rami circolino le portate previste dal progetto. In genere per semplificare i calcoli si considera costante la densità dell'aria in moto nei condotti.

L'aria viene immessa negli ambienti mediante apposite aperture dette **bocchette**. La forma, il numero e la disposizione delle bocchette di immissione devono essere studiate in modo opportuno al fine di assicurare una buona miscelazione dell'aria immessa con quella ambiente evitando la formazione di vie preferenziali, ad esempio fastidiose "lame d'aria" calda o fredda.



In genere le bocchette d'immissione o di mandata sono poste negli ambienti ad una certa altezza. Lo scopo è essenzialmente quello di garantire una buona e efficace distribuzione dell'aria immessa nel locale. Spesso è opportuno suddividere su più bocchette la portata d'aria immessa proprio al fine da non lasciar scoperte zone dell'ambiente stesso. Le bocchette d'immissione, a differenza di quelle d'estrazione, poste in genere a livello del pavimento del locale, sono caratterizzate da alette mobili che consentono di indirizzare opportunamente il getto d'aria. Il costruttore deve fornire tutte le informazioni tecniche che consentano al

progettista di raggiungere una buona distribuzione dell'aria immessa nel locale. Senza entrare in particolari si faranno solo alcuni cenni.

Il getto d'aria immesso nell'ambiente trascina con sé un notevole volume d'aria miscelandosi con questa secondo una fenomenologia alquanto complessa. Dal punto di vista tecnico, per descrivere le caratteristiche del getto d'aria emesso da una bocchetta, si usa far riferimento alla forma assunta nello spazio da una *superficie isocinetica* a  $w = 0.25$  [m/s]. Questa superficie isocinetica divide il volume dell'ambiente in due zone: nella prima il modulo della velocità dell'aria è superiore a 0.25 [m/s], mentre nella seconda è inferiore a tale limite.

Si definisce **gittata** la *distanza orizzontale* (o verticale) *tra il punto d'immissione ed il punto più lontano da questo sull'isocinetica tracciata*.

Un'altra importante caratteristica della bocchetta, la **caduta**, consente di valutare la distanza dell'isocinetica suddetta dal pavimento e quindi anche dalla testa delle persone in piedi. In genere è opportuno che tale isocinetica disti dal pavimento almeno 2.20 [m].

Oltre a ciò la gittata di una bocchetta installata su una parete deve risultare inferiore alla distanza esistente con l'opposta parete.

La *linea che l'isocinetica suddetta assume in pianta* viene detta **diffusione**. È necessario nella scelta delle bocchette tener anche conto di quest'ultima caratteristica al fine di meglio ricoprire, con i getti, tutta la pianta del locale.

Per le bocchette d'estrazione a livello del pavimento, si può osservare che la velocità d'estrazione dell'aria all'imbocco della bocchetta stessa non deve essere troppo elevata per evidenti motivi. In genere per bocchette a pavimento essa non è opportuno superi i 0.5 [m/s], mentre per bocchette a parete si possono adottare velocità d'estrazione superiori, dell'ordine di 1 [m/s].

## ESERCIZI ED ESEMPI

1) In riferimento ad un impianto a sola aria a bassa velocità ( $w = 10$  [m/s]) si valuti la portata volumetrica d'aria  $G_{va}$  necessaria per fronteggiare il carico sensibile  $\Phi_{sen} = 10$  [kW] e mantenere a  $t_a = 26$  [°C] un ambiente immettendo aria a  $t_i = 16$  [°C]. Si valuti il diametro  $D$  del condotto di immissione aria.

La portata volumetrica d'aria  $G_{va}$ :

$$\Phi_{sen} = \rho_a \cdot G_{va} \cdot (h_a - h_i) \cong \rho_a \cdot G_{va} \cdot c_{pa} \cdot (t_a - t_i)$$

$$G_{va} \cong \frac{\Phi_{sen}}{\rho_a c_{pa} (t_a - t_i)} = \frac{10000}{1.2 \cdot 1005 \cdot (26 - 16)} = 0.921 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Il diametro  $D$  del canale è:

$$G_{va} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot w$$
$$D = \sqrt{\frac{4G_{va}}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.921}{3.14 \cdot 10}} = 0.34 \text{ [m]}$$

2) Si supponga di fronteggiare lo stesso carico  $\Phi_{sen}$  con un mobiletto ventilconvettore la cui batteria sia alimentata con acqua refrigerata per cui si ipotizza, tra ritorno e mandata,  $\Delta t = 9$  °C. Si suppone la velocità dell'acqua  $w_{aq} = 1$  [m/s]. Si valuti il diametro  $D$  del tubo di alimentazione.

La portata volumetrica  $G_v$  d'acqua necessaria è:

$$G_v = \frac{\Phi_{sen}}{\rho c \cdot \Delta t} = \frac{10000}{1000 \cdot 4186 \cdot 9} = 2.65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Il diametro  $D$  del tubo di alimentazione è:

$$G_v = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot w_{aq}$$
$$D = \sqrt{\frac{4G_v}{\pi \cdot w_{aq}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.65 \cdot 10^{-4}}{3.14 \cdot 1}} = 0.018 \text{ [m]}$$

Si noti che in questo caso il carico sensibile potrà essere fronteggiato con un diametro di soli 0.018 [m].

3) Un locale viene riscaldato mediante un sistema a pompa di calore. Se in corrispondenza ad una temperatura di progetto  $t_e = 0$  [°C] il fabbisogno termico del locale risulta pari a  $\varphi_{sen} = 5000$  [W], quale sarà la potenza **P** della pompa ? (assumere  $COP_p = 3.4$ )

La potenza elettrica **P** è:

$$COP_p = \frac{\varphi_{sen}}{P} \Rightarrow P = \frac{\varphi_{sen}}{COP_p} = \frac{5000}{3.4} = 1470 \text{ [W]}$$

4) Per mantenere la temperatura interna a  $t_a = 25$  [°C] in un ambiente durante la stagione estiva si utilizza un sistema split a fluido refrigerante. Se il carico sensibile del locale è  $\varphi_{sen} = 3000$  [W] quale potenza elettrica **P** sarà necessaria con  $COP_f = 2.5$  ?

La potenza elettrica **P** è:

$$COP_f = \frac{\varphi_{sen}}{P} \Rightarrow P = \frac{\varphi_{sen}}{COP_f} = \frac{3000}{2.5} = 1200 \text{ [W]}$$