

# QUALITÀ DELL'ARIA E RISPARMIO ENERGETICO NEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE OSPEDALIERI

*CARLO MAISANO - VERTICAL MARKET MANAGER  
SIEMENS BUILDING TECHNOLOGIES SPA - LANDIS & STAefa DIVISION*

---

## **1 – PREMESSA**

Le esigenze di alta qualità dell'aria negli ambienti ospedalieri, e non solo nelle zone a contaminazione controllata, quali sale operatorie, sale parto, terapia intensiva, ma anche nelle degenze e negli ambulatori, ci sembrano ovvie. Infatti le persone che occupano tali ambienti, cioè i degenti, sono in condizioni fisiche non buone, e fornire aria di buona qualità è il minimo che si possa fare per loro.

Si deve anche ammettere che l'ambiente ospedaliero può essere un ambiente rischioso per la salute, in quanto riunisce pazienti che possono essere portatori di germi contaminanti.

Gli impianti aeraulici predisposti per assicurare il comfort e la buona qualità dell'aria possono essere i potenziali veicoli per la diffusione di tali contaminanti.

Può sembrare quindi fuori luogo, dopo le premesse fatte, parlare di una questione come il risparmio energetico, di importanza assai secondaria rispetto alle esigenze primarie sopra menzionate. Ma, pur ammettendo che il risparmio energetico è comunque una esigenza secondaria, le possibilità di conseguirlo, ed in misura apprezzabile, non vanno trascurate.

Esaminiamo quindi, brevemente e sinteticamente, alcuni metodi affermatasi nella pratica impiantistica, tutti perfettamente compatibili con le esigenze primarie di qualità dell'aria.

Accenneremo anche, dove è il caso, a tecniche impiantistiche che sono incompatibili con tali esigenze, e che, purtroppo, sono abbastanza diffuse.

## **2 – RICUPERATORI DI CALORE**

Prima di analizzare le funzionalità di questi tipi di recuperatori è bene ricordare la legislazione attualmente vigente in Italia :

nella Gazzetta Ufficiale del 20 febbraio 1997 sono riportate alcune indicazioni in merito alla ventilazione dei reparti ospedalieri.

In particolare è previsto:

### **- REPARTI OPERATORI**

- I. temperatura interna: compresa tra 20/24°C;
- II. umidità relativa: compresa tra 40/60°C;
- III. **ricambi aria/ora: 15 volumi/h;**
- IV. filtraggio aria: 99,97%

### **- REPARTO PARTO**

- I. temperatura interna: compresa tra 20/24°C;
- II. umidità relativa: compresa tra 40/60°C;
- III. **ricambi aria/ora: 6 volumi/h;**

### **- TERAPIA INTENSIVA**

- I. temperatura interna: compresa tra 20/24°C;
- II. umidità relativa: compresa tra 40/60°C;
- III. **ricambi aria/ora: 6 volumi/h;**

E' ovvia ed immediata la riflessione che per fornire quantità di aria esterna così notevoli il costo energetico sia molto elevato, considerando che tale normativa impone impianti del tipo a tutt'aria esterna, senza possibilità di utilizzare una percentuale di aria di ricircolo. Infatti non viene data nessuna indicazione in merito alla contaminazione accettabile in questi reparti e si continua solo a prescrivere il numero di rinnovi ritenuti necessari infischiandosene totalmente delle tecnologie moderne.

Fortunatamente qualunque sia la tipologia impiantistica adottata, è sempre possibile recuperare parte del calore fornito all'aria prima della sua espulsione all'esterno. E' opportuno limitarsi al ricupero del calore sensibile, impiegando recuperatori che tengono separati il flusso dell'aria di espulsione (potenzialmente inquinata) da quello dell'aria esterna di rinnovo.

La quantità di calore recuperabile varia in funzione della tipologia impiantistica, del tipo di recuperatore adottato, ma soprattutto in base alla convenienza economica del ricupero.

E' infatti non conveniente perseguire come obiettivo il massimo ricupero energetico possibile, perché ciò porta ad aumentare l'investimento supplementare oltre il limite ottimale, e quindi allungare il periodo di pay-back, cioè il periodo in cui il maggiore investimento viene pagato con i risparmi energetici ottenuti.

Il calcolo di tale periodo viene fatto in genere con il metodo del valore attuale netto (V.A.N.). Questo metodo calcola il valore dei risparmi ottenuti, attualizzati alla stessa data degli esborsi con un tasso di interesse definito. Il V.A.N. è la differenza fra il valore attuale di tutti i risparmi e l'esborso, cioè:

$$\text{V.A.N.} = \sum_1^n (\text{fa}) R - I$$

dove:

I = investimento iniziale

R = risparmio gestionale annuo

n = tempo di utilizzo in anni

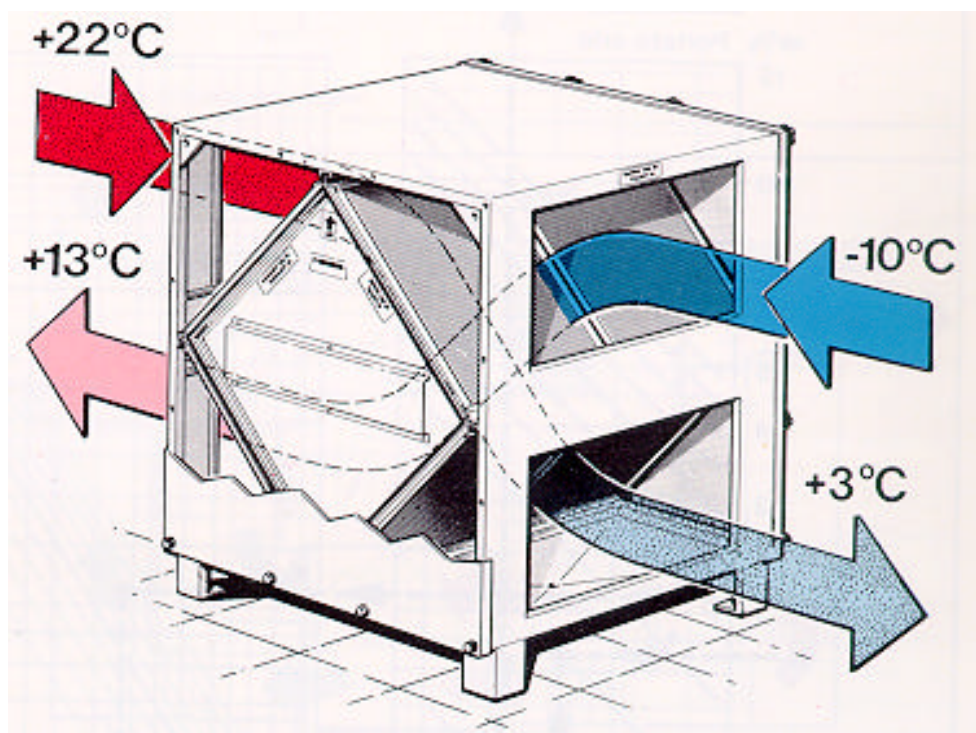
fa =  $\frac{1 - (1 + i)^{-n}}{i}$  con i = tasso di interesse

Il periodo di pay-back è quello intercorrente fra la messa in funzione e l'anno in cui il V.A.N. diventa positivo.

## **2.1 – RICUPERATORI A PIASTRE**

I recuperatori più diffusi sono quelli a piastre (V.fig. 1), dove i flussi dell'aria di espulsione e dell'aria di rinnovo si incrociano, ed il primo cede calore sensibile al secondo (regime invernale), oppure assorbe calore sensibile dal secondo (regime estivo). Non vi è contatto fra l'aria di espulsione e l'aria di rinnovo, e quindi non c'è rischio di contaminazione.

Normalmente sono costituiti da un pacco di piastre in alluminio, spesso a superficie corrugata, per aumentare la superficie di trasmissione e la turbolenza.



*Fig. 1 – Ricuperatore di calore a piastre*

Il movimento dell'aria avviene a flusso incrociato (vedi fig. 2) ed il rendimento ha valori compresi tra il 40 ed il 75%.

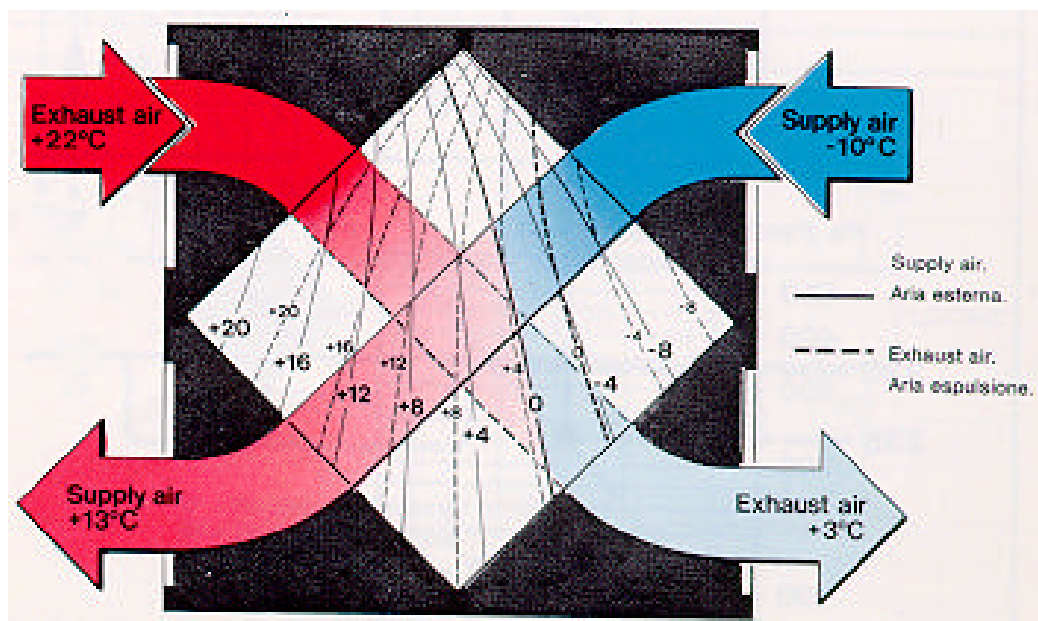


Fig. 2 Diagramma della distribuzione delle temperature

Esistono anche recuperatori che hanno pareti di separazione in materiali porosi anziché metallici: consentono quindi il passaggio, per capillarità o per osmosi, dell'umidità dall'uno all'altro flusso.

Perché si possa adottare tale tipo di recuperatore occorre naturalmente che la presa di aria esterna non sia troppo distante dal canale dell'aria di espulsione, altrimenti i costi aggiuntivi aumenterebbero eccessivamente.

La regolazione automatica non è essenziale al funzionamento, in quanto nelle condizioni di scambio termico scarso o nullo non c'è niente da fermare per non consumare inutilmente energia.

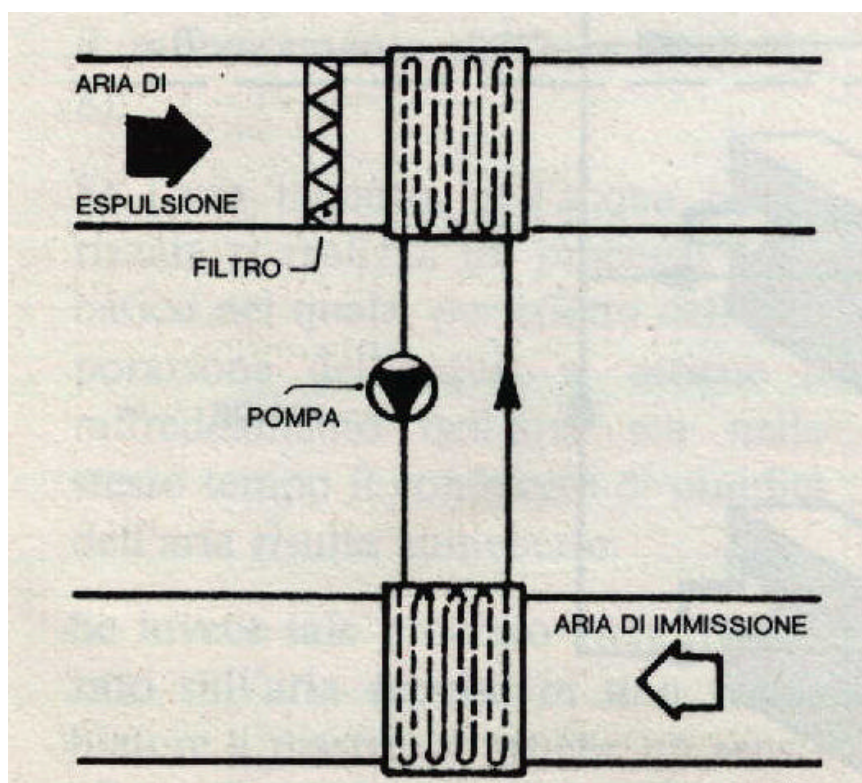
Può essere invece utile limitare lo scambio quando esso non sia utile, ad esempio quando il sistema di regolazione della temperatura introduce quantità di aria esterna oltre il minimo (free-cooling), ed in tale caso non è gradito il pre-riscaldamento dell'aria esterna: una serranda di by-pass del recuperatore posta sull'aria di espulsione viene aperta in sequenza dalla stessa regolazione di temperatura. Per quanto riguarda la minima temperatura, non è in genere necessario prevedere nessuna protezione, in quanto anche con temperature esterne molto basse la miscela aria esterna - aria di ricircolo è certamente a temperature sopra lo zero.

## 2.2 - RICUPERATORE A BATTERIE

Un altro tipo di recuperatore, invece, consente di recuperare calore in uno o più punti e trasferirlo dove è utile, in uno o più punti dell'impianto, mediante un fluido vettore intermedio.

Si tratta del recuperatore a batterie di scambio termico accoppiate (Fig. 3 ) che consente una installazione più facile e meno costosa perché non vincolata dalla posizione delle prese d'aria.

*Fig. 3 – Recuperatore di calore a batterie accoppiate*



La trasmissione del calore avviene per convezione e per conduzione attraverso le pareti di due o più scambiatori di calore a batterie di tubi alettati ubicati nelle correnti d'aria di immissione e di espulsione.

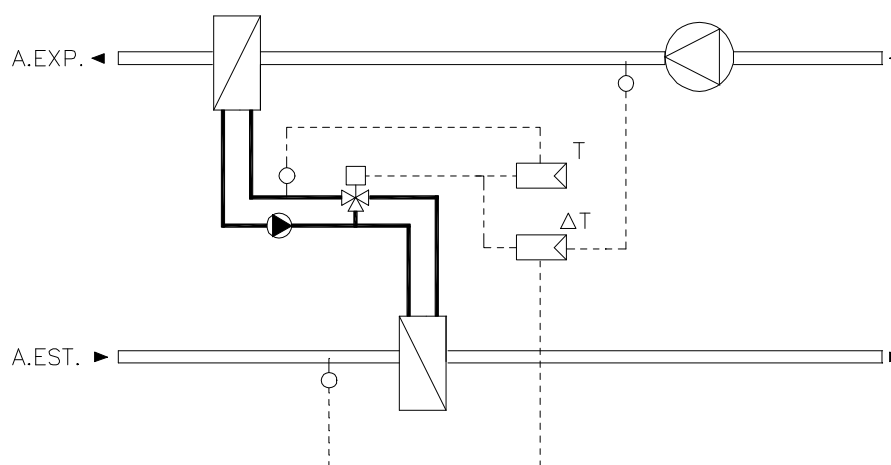
Le batterie di tubi alettati sono collegate idraulicamente con un circuito ad anello chiuso mediante tubazioni in controcorrente entro il quale viene fatto circolare, con elettropompa un idoneo liquido termovettore (acqua, miscela anticongelante, fluido diatermico).

Questo sistema opera principalmente per recupero di calore sensibile, l'eventuale calore latente recuperato viene trasformato in calore sensibile.

Può essere prevista una semplice regolazione automatica, che consiste in una valvola a tre vie ed un regolatore modulante. Si vuole con ciò assicurare che, nel funzionamento invernale, la temperatura del fluido vettore in ingresso alla batteria posta sull'aria espulsa non sia inferiore a  $-1^{\circ}\text{C}$ , per evitare di brinare la batteria.

Sulla valvola a tre vie può essere previsto un contatto di fine corsa che arresta la pompa, oppure la stessa funzione può essere eseguita da un termostato sull'aria esterna.

Nel funzionamento estivo l'aria di espulsione può pre-raffreddare l'aria esterna (sempre che vi sia sufficiente differenza di temperatura fra i due fluidi), e quindi la valvola viene riaperta e la pompa rimessa in funzione da un termostato differenziale (V. fig. 4).





*Fig. 4 – Regolazione di recuperatore a batterie accoppiate*

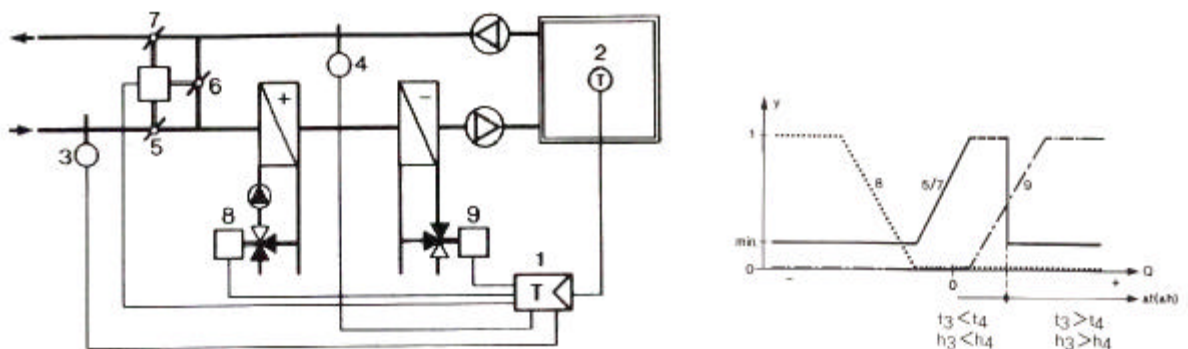
Il sistema di recupero di energia mediante batterie accoppiate offre un alto grado di flessibilità e questa prerogativa lo rende particolarmente idoneo per applicazioni su impianti esistenti. Infatti questo sistema permette il recupero di calore da diverse fonti sparse in punti lontani dell'edificio e non esiste la necessità di ubicare vicini tra di loro la presa dell'aria esterna di ricambio e lo scarico dell'aria viziata di espulsione.

### 3 – UTILIZZAZIONE DEL «FREE-COOLING»

Negli impianti a tutt'aria con ricircolo, utilizzabili ad esempio per la climatizzazione delle sale degenze, dei servizi comuni, delle cucine, della farmacia o dei settori amministrativi, si può trarre profitto, con opportuni accorgimenti impiantistici ma soprattutto con una adatta regolazione automatica, del fatto che l'aria esterna può essere molto utile, in certe situazioni di carico termico, a soddisfare lo stesso in tutto o in parte, risparmiando così energia frigorifera. Si introduce, in questo caso, una quantità di aria esterna maggiore della minima prescritta, modulata dalla regolazione di temperatura (V. Fig. 5).

Si ha così, in modo automatico, lo sfruttamento del raffrescamento gratuito mediante l'aria esterna, e nei moderni edifici ospedalieri con buon isolamento termico e rilevanti carichi interni ciò può essere necessario già con aria esterna intorno ai 10 – 12 °C. Naturalmente, quando risulta più conveniente introdurre il minimo di aria esterna perché la sua entalpia è superiore a quella ambiente, questa manovra avverrà automaticamente mediante il circuito di regolazione con controllo entalpico. La modulazione della serranda dell'aria esterna può avvenire in base alla temperatura ambiente, in sequenza con le batterie di riscaldamento e di raffreddamento.

Fig. 5 – Regolazione dell'aria esterna per «free-cooling» con controllo entalpico



### 4 - ESEMPIO DI CALCOLO DELL'ENERGIA RISPARMIATA

Quando si analizzano le tecnologie mirate al risparmio per la gestione degli impianti di climatizzazione, è comunque necessario soffermarsi sul costo energetico che deriva dal trattamento dell'aria esterna. Come già ricordato nella prefazione l'obiettivo primario in ambito ospedaliero è la qualità dell'aria, ma le moderne tecnologie impiantistiche consentono di utilizzare percentuali di aria di rinnovo negli ambienti a contaminazione controllata, opportunamente filtrata e purificata, inferiori rispetto a quanto prescritto dall'attuale normativa vigente in Italia (tecnologie che non possiamo analizzare in questa relazione, perché richiederebbero un intervento dedicato ed esaustivo, data la loro importanza). Sarebbe necessario un intervento a livello legislativo che consenta di adeguarci alle normative vigenti in altri Paesi Europei, quali la norma francese NFS 9-351 del 1987 denominata «Procedure di accettazione e di controllo delle camere operatorie».

L'esempio che segue consente di «toccare con mano» i risparmi conseguibili con una riduzione anche minima delle percentuali di aria esterna, e viene qui di seguito riportato per quantificare tali risparmi, nella speranza che considerazioni di questo tipo possano far scaturire dibattiti propositivi necessari a perseguire un auspicato adeguamento normativo.

#### A) IPOTESI SEMPLIFICATIVE

Si consideri un impianto di condizionamento ideale, in grado di effettuare il richiesto trattamento dell'aria con il minimo dispendio di energia.

Esempio:

- per la deumidificazione è sufficiente asportare il calore di condensazione e non occorre post-riscaldamento. Di conseguenza, il risparmio di energia calcolato in questa ipotesi è sicuramente il minimo ottenibile in un impianto reale.
- Si considerano costanti temperature ed umidità relativa negli ambienti (rispettivamente 20 °C e 50 %).
- Si considera costante la portata di aria esterna.
- Non si tiene conto dell'energia occorrente per le funzioni ausiliarie (ventilatori, pompe, ecc.).
- Si suppone che non esistano recuperatori di calore

## B) FABBISOGNO ANNUO DI ENERGIA PER RISCALDARE E UMIDIFICARE L'ARIA ESTERNA

### **Fabbisogno di energia per il riscaldamento dell'aria secca**

Il numero di gradi/giorno di termoventilazione è sostanzialmente proporzionale al fabbisogno annuo di energia occorrente per riscaldare l'aria esterna alla temperatura voluta: esso è il prodotto del numero di giorni di funzionamento della termoventilazione per la differenza fra la temperatura ambiente e la temperatura media esterna giornaliera.

Poichè in genere gli impianti di termoventilazione non funzionano 24 ore su 24, occorre conoscere il numero di gradi/giorno di termoventilazione relativo alle varie ore della giornata, come indica nel nostro caso la tabella 1.

**Tabella 1:** gradi/giorno di termoventilazione per le varie ore del giorno, validi per Berlino e per una temperatura

ambiente di 19°C

**ora del giorno      gradi/giorno di termoventilazione**

0	4330
2	4630
4	4800
6	4730
8	4290
10	3470
12	2660
14	2510
16	2660
18	3030
20	3610
22	3990

Noti questi dati, si può calcolare il fabbisogno annuo di energia:

$$Q_h = G * z * M * c \quad I$$

$Q_h$       Fabbisogno annuo di energia per riscaldare l'aria secca (kJ)

$G$       Gradi/giorno di termoventilazione

$z$  Numero delle ore giornaliere del funzionamento

$M$       Portata dell'aria esterna (kg/h)

$c$  Calore specifico dell'aria secca - 1 kJ/kg K (0,24 kcal/kg 'C)

- **Fabbisogno di energia per umidificare l'aria esterna**

Il contenuto di umidità dell'aria esterna è soggetto, a differenza della temperatura, ad oscillazioni quotidiane molto piccole; di conseguenza si può riferirsi, per il calcolo, al contenuto di umidità medio mensile (tabella 2).

**Tabella 2:**Contenuto di umidità medio mensile dell'aria esterna in gr/kg, valido per Berlino

Gennaio	3,5	gr/kg
Febbraio	3,5	
Marzo	4,2	
Aprile	5,0	
Maggio	6,8	
Giugno	8,2	
Luglio	10,0	
Agosto	10,0	
Settembre	7,9	
Ottobre	6,2	
Novembre	5,0	
Dicembre	4,0	

Con la temperature ambiente di 19°C ed il 50 % di umidità relativa, il contenuto di vapore acqueo è di 7,2 gr per kg d'aria.

Dalla tabella 2 appare che l'aria esterna deve essere umidificata per 8 mesi e che il contenuto medio di umidità in tale periodo è di 4,8 gr/kg: ne consegue che occorre aggiungere  $7,2 - 4,8 = 2,4$  gr di vapore per kg d'aria.

Il fabbisogno di energia per vaporizzare questa quantità di acqua è, per ogni kg d'aria:

$$q_b = 2,45 * 2,4 = 5,9 \text{ kJ/kg} \quad (q_b = 0,586 * 2,4 = 1,4 \text{ kcal/kg})$$

Il fabbisogno annuo di energia per l'umidificazione è dunque:

$$Q_b = 5,9 * z * t_g * M$$

dove:

z numero delle ore quotidiane di esercizio

t<sub>g</sub> numero dei giorni di esercizio (per es. durante gli 8 mesi)

M portata dell'aria esterna in kg/h

- **Fabbisogno di combustibile per riscaldare e umidificare**

$$E = \frac{Q_h + Q_b}{H_u * \eta}$$

dove:

E fabbisogno annuo di combustibile (kg)

H<sub>u</sub> potere calorifico inferiore del combustibile (per es. 10.100 kcal/kg = 42.287 kJ/kg)

η rendimento dell'impianto di riscaldamento (ordine di grandezza = 0,8)

**Esempio:**

Calcolo di fabbisogno di energia e di combustibile per il riscaldamento e l'umidificazione di 1 **kg/h** di aria esterna per un edificio.

Orario di esercizio: dalle 6 alle 18, esclusa la domenica

Temperatura ambiente : 19°C

Umidità: 50 %

$$z = 12 \text{ h}$$

$G = 2860$  (valore medio ricavato dalla tabella 1 = 3340, ridotto di 1/7 per la pausa domenicale).

$$Q_h = 2860 \cdot 12 \cdot 1 \cdot 1 = 34'320 \text{ kJ} \\ (8'200 \text{ kcal})$$

$$Q_b = 5,9 \cdot 12 \cdot 208 - 1 = 14'726 \text{ kJ} \\ (3'500 \text{ kcal})$$

$$\text{Totale } Q_h + Q_b = 49.046 \text{ kJ} \\ (11.700 \text{ kcal})$$

Fabbisogno di combustibile

$$E = \frac{49.046}{42'287 \cdot 0,8} \sim 1,5 \text{ kg}$$

Se fosse possibile ridurre di 5000 kg/h la portata d'aria esterna, si potrebbe ricavare un risparmio di combustibile almeno di 7500 kg/anno.

c) Fabbisogno annuo di energia per raffreddare e de-umidificare l'aria esterna



- **Fabbisogno di energia per raffreddare l'aria secca**

Il numero di gradi ora di raffreddamento è il prodotto delle ore con temperature superiori a 23°C per la differenza fra la temperatura ambiente (19°C) e la temperatura media esterna.

Anche questo numero deve essere riferito alle varie ore del giorno (tabella 3).

**Tabella 3** Gradi ora di raffreddamento mensili ed annui riferiti alle varie ore.

Ora	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Sett.	Ott.	Anno
7		-	2,7	5,5	2,3	1,3	-	11,8
8	-	1,4	9,3	15,7	7,1	3,4	-	36,9
9	0,4	6,3	18,8	26,6	16,1	7,9	-	76,1
10	1,0	15,2	33,5	48,0	30,0	14,1	-	141,8
11	1,8	23,8	47,5	65,2	44,9	18,9	-	202,1
12	3,4	36,0	66,3	87,1	63,1	25,9	1,2	283,0
13	5,4	47,5	79,6	105,8	79,0	33,0	1,7	352,0
14	6,8	54,6	89,6	118,4	90,2	39,8	2,7	402,1
15	6,7	53,5	88,4	116,0	88,0	38,7	2,6	393,9
16	5,3	43,8	76,4	100,1	75,0	32,8	1,5	334,9
17	3,8	33,1	62,1	80,0	59,1	25,6	1,3	265,0
18	1,5	17,5	42,2	56,5	37,9	17,1	-	172,7
19	0,7	8,2	26,2	36,8	24,6	9,9	-	106,4
20	0,5	5,1	18,9	28,4	14,9	6,4	-	74,2
21	-	1,5	9,7	16,3	7,4	3,5	-	38,4
22		-	4,1	6,9	3,0	1,9	-	15,9
23			2,8	5,2	2,3	1,2		11,5

Il fabbisogno di energia annuo per il raffreddamento risulta:

$$Q_k = G_k * M * c$$

dove:

Gk gradi ora di raffreddamento

M portata d'aria esterna (kg/h)

c calore specifico dell'aria (0,24 kcal/kg°C = 1 kJ/kg K)

### **Fabbisogno di energia per la deumidificazione dell'aria**

Appare dalla tabella 2 che la deumidificazione è necessaria per 4 mesi all'anno, nei quali il contenuto di umidità medio è di 9 gr/kg. Per ottenere i 7,2 gr/kg occorre asportare 1,8 gr/kg; per de-umidificare 1 kg di aria occorrono quindi:

$$q_e = 2,45 * 1,8 = \mathbf{4,4 \text{ kJ/kg}} \text{ (1,05 kcal/kg } ^\circ\text{C)}$$

Occorre cioè asportare all'aria esterna la quantità di energia:

$$Q_e = 4,4 * z * t_{ge} * M$$

dove :

z numero delle ore giornaliere di funzionamento

tge numero dei giorni nei quali occorre de-umidificare  
(per esempio nei 4 mesi)

M portata d'aria esterna in kg/h

### **- Consumo di energia elettrica**

Poiché l'energia per raffreddare e umidificare viene asportata con una macchina frigorifera, l'energia elettrica occorrente è

$$P = \frac{Q_k + Q_e}{\varepsilon * 3600}$$

dove :

P energia totale annua (kWh)

$\varepsilon$  efficienza della macchina frigorifera  
(ordine di grandezza intorno a 3)

### Esempio

Calcolare il fabbisogno di energia elettrica annuo per raffreddare e de-umidificare 1 kg/h d'aria esterna nell'edificio precedentemente considerato.

$G_k = 2290$  (somma dei valori ricavati dalla tabella 3 relativamente alle ore di funzionamento diminuite di 1/7 per la pausa domenicale)

$$Q_k = 2290 * 1 * 1 = \mathbf{2300 \text{ kJ}} \text{ (550 kca l)}$$

$$Q_e = 4,4 * 12 * 104 * 1 = \mathbf{5500 \text{ kJ}} \text{ (1.316 kcal)}$$

$$\text{Totale } Q_k + Q_e = \mathbf{7800 \text{ kJ}} \text{ (1866 kcal)}$$

$$7.800$$

$$P = \frac{7.800}{3 * 3.600} = 0,7 \text{ kWh}$$

$$3 * 3.600$$

Potendo ridurre la portata d'aria esterna di 5000 kg/h si risparmiano almeno 3500 kWh.



## **5 - IMPIANTI MISTI ARIA – ACQUA**

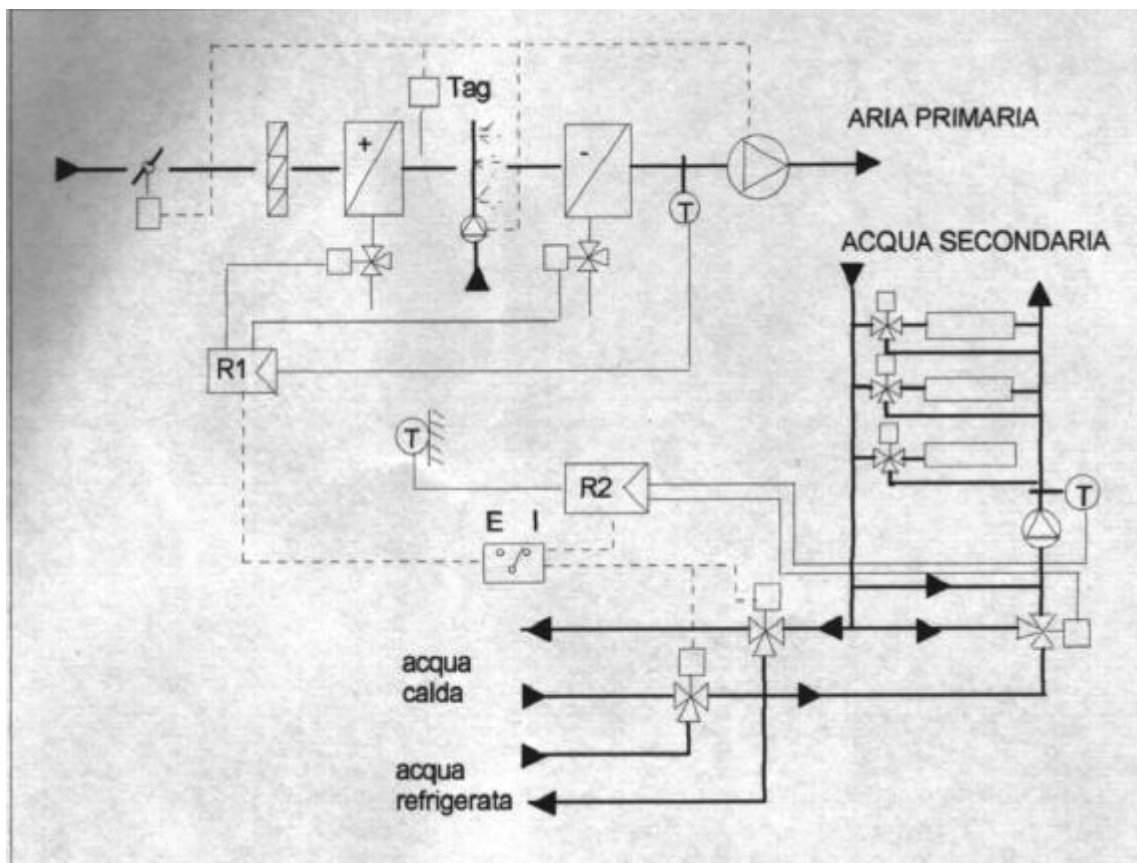
Purtroppo sono sempre più diffusi, nelle applicazioni ospedaliere, gli impianti misti aria-acqua a ventilconvettori.

Tale tipologia impiantistica rende più difficile assicurare una buona qualità dell'aria, per la scarsa efficienza di filtrazione dei ventilconvettori e per la difficoltà di una accurata pulizia degli stessi, specie se essi funzionano, in ciclo estivo, con la batteria bagnata, cioè con deumidificazione.

In tale caso i ventilconvettori possono diventare delle vere e proprie colture di batteri e funghi, che vengono diffusi nell'ambiente dal flusso d'aria.

Sicuramente meglio è l'utilizzo dei sistemi a pannelli radianti e aria primaria, che non presentano condizioni favorevoli per lo sviluppo di bioinquinanti perché possono essere puliti facilmente, danno una migliore uniformità di temperatura ambiente sia in estate che in inverno, non producono né rumore né eccessivo movimento d'aria in ambiente. Inoltre, con essi non è possibile deumidificare, e tale funzione deve essere affidata totalmente all'aria primaria. L'aria primaria provvederà inoltre ai necessari ricambi.

Fig. 6 – Impianto a pannelli radianti e aria primaria



Se la portata d'aria necessaria per il controllo dell'umidità è superiore a quella necessaria per i ricambi, e se ciò non è in conflitto con le esigenze di qualità dell'aria, si può prevedere un ricircolo, e quindi quando le condizioni dell'aria esterna sono favorevoli introdurre tutta aria esterna godendo del raffrescamento gratuito, in modo del tutto analogo a quello illustrato nella fig.5.

La regolazione degli impianti a pannelli radianti e aria primaria è una regolazione ambiente, e quindi consente di trattare zone con carichi sensibili assai diversi fra loro. I problemi di commutazione estate-inverno del fluido vettore non sono diversi da quelli degli impianti a ventilconvettori: si tratta di far circolare il fluido caldo o il fluido freddo a seconda delle esigenze del carico termico, e rispettando anche le esigenze delle macchine (soprattutto i refrigeratori d'acqua). I moderni sistemi di regolazione individuale della temperatura, basati sull'uso di microprocessori, consentono di conoscere, in ogni momento, il fabbisogno di riscaldamento o di raffrescamento della zona più sfavorita, e tale dato, opportunamente elaborato a livello centrale, è alla base della decisione della commutazione, che può essere effettuata automaticamente o manualmente.

Sempre grazie alle informazioni in tempo reale provenienti dal sistema di regolazione, è anche possibile modificare la temperatura di mandata del fluido caldo e del fluido freddo per meglio adeguarle al reale carico termico, ottenendo una riduzione delle perdite di calore di distribuzione

Ed un miglioramento della regolazione ambiente. Non si dimentichi che negli impianti a pannelli radianti la temperatura media della superficie radiante è poco diversa dalla temperatura ambiente, e vi è quindi un forte fattore di autoregolazione ma anche l'esigenza di una regolazione ambiente molto precisa e stabile.

## **6 - IMPIANTI VAV**

Il sistema a portata d'aria variabile appartiene al gruppo dei sistemi a tutt'aria, nei sistemi VAV la temperatura dell'aria di immissione rimane costante, mentre varia la portata, in funzione del carico termico, a differenza quindi degli altri sistemi a tutt'aria ' in cui viene variata la temperatura dell'aria di mandata, mantenendo costante la portata. La tecnologia di questa topologia di impianti è nata agli inizi degli anni '60 negli Stati Uniti, dove trovano una grande diffusione, a tutt'oggi in aumento.

Questo sistema consente di ottenere risparmi energetici interessanti, oltre a dare la possibilità di controllare con estrema precisione le condizioni climatiche dei singoli ambienti, quali ad esempio ognuna delle camere di degenza.

Infatti analizzando un qualsiasi edificio come unità a se stante, si potrà rilevare che i carichi termici e gli apporti di calore nelle diverse parti dell'edificio stesso variano secondo il tempo ed il luogo; in particolare nelle zone perimetrali l'irraggiamento solare varia in misura considerevole secondo l'esposizione. Si può affermare che gli apporti di calore e quindi il fabbisogno di raffreddamento, si verificano seguendo l'andamento del sole, da est verso ovest.

Questa non contemporaneità del carico termico viene considerata, in un sistema VAV, mediante l'adeguamento della portata d'aria alle condizioni di carico prevalenti al momento. Di conseguenza si può diminuire la portata totale contemporanea dell'aria di mandata verso le quattro zone: la portata necessaria, infatti, non corrisponderà più alla somma delle portate d'aria massime richieste da tutti gli ambienti, con qualsiasi esposizione, bensì ad una portata d'aria minore, funzione del carico termico totale contemporaneo. In termini di risparmio d'energia questo è un vantaggio essenziale del sistema VAV, se confrontato con sistemi a portata costante, poiché il ventilatore assorbe, da solo, dal 40 al 50% del fabbisogno totale di energia elettrica dell'impianto di condizionamento. Paragonando l'impianto VAV ad uno a portata costante, si nota che occorrono circa 2/3 dell'aria a portata massima.

Passiamo ora ad illustrare una rassegna delle principali tipologie di questo sistema.

## **6.1 SISTEMA VAV SENZA RISCALDAMENTO INTEGRATIVO**



Il sistema VAV senza riscaldamento integrativo rappresenta la variante più semplice. Nelle latitudini settentrionali questo sistema si applica unicamente per la climatizzazione di zone interne nelle quali risulta la necessità di asportare calore durante tutto l'arco dell'anno. Nelle regioni a clima temperato, dove la temperatura esterna scende di poco sotto il valore di progetto della temperatura ambiente (a bulbo secco), il sistema può essere applicato anche per le zone perimetrali, sempre che i carichi termici interni per calore sensibile, corrispondano almeno alle perdite di trasmissione.

## **6.2 SISTEMA VAV CON RISCALDAMENTO INTEGRATIVO**

Per le zone perimetrali con carichi termici variabili, come si riscontrano nelle regioni a clima freddo, è sempre necessario disporre di un mezzo riscaldante; i principali sistemi di riscaldamento integrativo sono due: ad acqua calda o ad aria calda

### **6.2.1 RISCALDAMENTO AD ACQUA CALDA**

Il riscaldamento integrativo ad acqua calda corrisponde concettualmente ad un normale sistema di riscaldamento centralizzato, dove i radiatori vengono dimensionati in modo che la loro potenza termica sia tale da compensare le perdite di calore per trasmissione, oltre che coprire il fabbisogno termico necessario per riscaldare sia la portata minima di aria di mandata fino al valore di temperatura ambiente desiderato, sia l'aria esterna d'infiltrazione (dalla temperatura esterna alla temperatura ambiente).

La portata minima di aria di mandata corrisponde alla quota di aria esterna di rinnovo per ventilazione.

La regolazione della potenza termica emessa dai corpi scaldanti si effettua sia in funzione della temperatura esterna, la potenza termica, cioè, compensa sempre i disperdimenti per trasmissioni, senza tener conto di eventuali apporti interni di calore, sia in funzione della temperatura ambiente, ed in questo ultimo caso la regolazione è in sequenza (cascata) con il

sistema di regolazione della portata dell'aria, incaricata di annullare gli apporti interni di calore.

Nel primo caso sussiste la possibilità di sovrapposizione tra raffreddamento e riscaldamento, nel secondo il riscaldamento entra in funzione solo quando, malgrado la portata dell'aria di mandata (che ha funzione di raffreddamento) sia al valore minimo per azione delle serrande, la temperatura ambiente scende sotto il valore prescritto.

Dal punto di vista energetico è preferibile controllare il sistema di riscaldamento in funzione della temperatura ambiente; d'altro canto ciò comporta una maggiore complessità e costo del sistema di regolazione ed il controllo in sequenza deve garantire l'impossibilità di sovrapposizione delle azioni di raffreddamento e riscaldamento.

D'altra parte si deve tener presente che possono verificarsi elevati carichi termici interni anche con basse temperature esterne, carichi la cui entità può risultare superiore ai disperdimenti per trasmissione e che quindi richiedono una azione di raffreddamento.

Ne consegue che se il sistema è controllato in funzione della temperatura ambiente, i corpi scaldanti saranno freddi, diminuirà la temperatura radiante media, e per mantenere condizioni di benessere equivalenti si dovrebbe riscaldare ulteriormente l'ambiente, fatto non realizzabile, sotto il punto di vista impiantistico.

Utilizzando in modo appropriato i sistemi di recupero del calore ed il ciclo a free-cooling i fabbisogni energetici dei due sistemi risulteranno praticamente equivalenti.

Poiché un sistema VAV con riscaldamento integrativo dispone, contemporaneamente, di vettori di energia termica e frigorifera, è possibile mantenere in ogni singolo locale le condizioni desiderate, anche nel caso in cui un locale richiede energia termica ed un altro energia frigorifera.

Teoricamente il sistema di riscaldamento deve entrare in funzione non appena la temperatura esterna scende sotto il valore minimo prefissato della temperatura ambiente.

In pratica i calcoli ci dimostreranno che l'inserimento del sistema di riscaldamento sarà necessario solo quando la temperatura esterna risulterà inferiore di 4-6 K rispetto alla temperatura minima consentita negli ambienti e questo per effetto, durante il giorno, delle rientrate di calore derivanti dall'irraggiamento solare diffuso e, durante le ore in cui è in funzione, dell'illuminazione elettrica, nonché della capacità di accumulo termico dell'edificio.

Volendo recuperare il calore proveniente dalla zona interna dell'edificio è consigliabile installare un impianto di riscaldamento ad acqua calda nelle zone perimetrali, che sarà alimentato dalla macchina frigorifera (acqua di condensazione).

## **6.2.2 RISCALDAMENTO AD ARIA CALDA**

Il riscaldamento ad aria calda richiede una seconda rete di canali, indipendente dalla rete di raffreddamento.

L'aria calda viene immessa nei locali sia attraverso bocchette poste sottofinestra, sia da terminali a soffitto; in quest'ultimo caso, e nelle zone climatiche fredde, si deve fare particolare attenzione a che l'aria calda soffiata lungo le superfici vetrate non amplifichi il movimento dell'aria dovuto alle differenze di temperatura e non favorisca quindi la formazione di correnti d'aria.

Di conseguenza ci si deve assicurare che l'aria che circola sotto i davanzali od a livello del pavimento entri nella zona di occupazione ad una temperatura per lo meno uguale alla temperatura ambiente.

La potenza termica dell'aria calda deve compensare, oltre che la perdita di trasmissione, anche il fabbisogno termico per il riscaldamento della portata minima di aria esterna e dell'aria di infiltrazione attraverso i serramenti.

La portata dell'aria di mandata della rete di aria calda è costante, mentre la sua temperatura varia, in funzione della temperatura esterna, in modo da soddisfare i fabbisogni reali.

La potenza termica dell'aria calda corrisponde sempre alla somma dei disperdimenti e non tiene conto di eventuali rientrate di calore che possono verificarsi contemporaneamente.

E' tuttavia possibile variare la potenza termica in funzione della temperatura ambiente, e pertanto di tener conto sia delle rientrate di calore, sia degli apporti interni, un tale sistema richiede il postriscaldamento per ogni ambiente.

Il trattamento dell'aria calda può essere effettuato sia con una unità separata, sia con la stessa unità del sistema VAV; in quest'ultimo caso si deve prevedere una batteria di postriscaldamento nel canale dell'aria calda; ne risulta un sistema a doppio condotto, a portata variabile nel canale dell'aria fredda.

Anche con questo sistema si dispone contemporaneamente di un mezzo di raffreddamento ed uno di riscaldamento, e ciò consente di mantenere in ogni locale le condizioni desiderate.

I costi di installazione e di gestione di un sistema di riscaldamento ad aria calda sono più elevati rispetto a quelli dell'impianto di riscaldamento ad acqua calda descritto al precedente punto: i maggiori costi di gestione sono causati dai consumi energetici del ventilatore di mandata dell'aria calda, che deve continuare a funzionare eventualmente in condizioni di portata ridotta, anche quando lo stabile non è occupato.

Il sistema ad aria calda è molto adatto quando si voglia recuperare il calore proveniente dalle zone interne.

Se viene utilizzata, per la ripresa, una unica rete di canali, si potrà in parte utilizzare direttamente, per il riscaldamento delle zone periferiche, il calore proveniente dai corpi illuminati e dall'aria di ripresa.

### **6.3 IMPIANTO A VARIAZIONE DI PORTATA E DI TEMPERATURA**

Al fine di variare la potenza termica in funzione della temperatura ambiente e di tenere conto quindi sia delle rientrate di calore che degli apporti interni, è possibile installare una batteria di postriscaldamento per ogni terminale di diffusione dell'aria.

In questo caso al diminuire della temperatura ambiente, un regolatore ambiente riduce progressivamente la portata dell'aria introdotta in ambiente sino ad un valore minimo prestabilito.

Abbassandosi ulteriormente la temperatura in ambiente, il regolatore provvede ad aprire proporzionalmente la valvola modulante sul fluido di alimentazione della batteria di postriscaldamento (vedere fig. 7).

### **6.4 SISTEMA A PORTATA VARIABILE INTEGRALE**

In questo sistema la variazione della portata d'aria immessa in funzione dei fabbisogni si effettua non solo a livello di zona, o di locale, ma anche a livello del ventilatore di mandata.

Si può parlare di «sistema VAV integrale».

Qualsiasi variazione degli apporti di calore in un locale o zona si ripercuote direttamente sulla portata dei ventilatori di mandata e di ripresa; le portate d'aria, cioè, variano proporzionalmente agli apporti istantanei di calore.

Questo sistema tiene conto della non contemporaneità degli apporti interni di calore.

## **6.5 LIMITI DI APPLICAZIONE**

Essendo sistemi a «tutt'aria», gli impianti a portata variabile sono convenienti per portate volumetriche di aria con potenza frigorifera massima compresa tra 0,004 e 0,013 m/s (da 15 a 46 m<sup>3</sup>/h) per m<sup>2</sup> di superficie del pavimento.

Per portate di aria di mandata più elevate la resa economica del sistema risulta negativa, si presentano inoltre difficoltà per quanto concerne la distribuzione dell'aria e la disposizione dei diffusori.

Nel caso di portate di aria inferiori, non si può più garantire né l'appropriata distribuzione né il rinnovo dell'aria negli ambienti quando si verificano condizioni di carico parziale, cioè con portata dell'aria di mandata ridotta.

La portata minima di aria immessa in un locale occupato in condizioni di carico parziale non deve essere inferiore a 0,0025 m<sup>3</sup>/s (9 m<sup>3</sup>/h) per m<sup>2</sup> di superficie di pavimento.

C'è da tener presente, per quanto riguarda le portate d'aria indicate, che non si tratta di valori «assoluti», bensì, di regole dettate dall'esperienza pratica e che è consigliabile rispettare.

Evidentemente la scelta dei componenti per la diffusione dell'aria e la loro ubicazione ed installazione dovranno essere eseguiti in modo da rispettare l'effetto Coanda, nonché le portate d'aria minima e massima.

Considerando che un buon diffusore consente una differenza di temperatura tra aria di mandata e l'ambiente di 10-12 K, ne risulta una potenza frigorifera specifica di 150-190 W per m<sup>2</sup> di superficie climatizzata, valore accettabile per garantire il benessere nella maggior parte degli edifici.

Nel caso di impianti in cui si debbano rispettare portate costanti di aria esterna per ogni ambiente, non conviene adottare il sistema VAV esaminato finora: è meglio prendere in considerazione il sistema VAV che descriveremo di seguito.

Se si devono mantenere determinate differenze di pressione tra ambiente o zone il sistema VAV è limitato, e può essere adottato solo con l'installazione di sofisticati circuiti di regolazione, che richiedono investimenti elevati (paragrafo 6.2.2.4).

La maggioranza dei diffusori d'aria per sistemi VAV disponibili sul mercato presenta un elevato tasso d'induzione e ciò, dal punto di vista del risparmio energetico, è una caratteristica positiva (par. 3.1.1 quarto punto).

Per certi impianti, ad esempio: camere bianche, sale operatorie od altri reparti particolari degli ospedali, non è tuttavia desiderabile che l'aria ambiente sia indotta dall'aria di mandata.

In questi casi la diffusione dell'aria deve avvenire senza fenomeni di induzione, cosa che pregiudica tuttavia la capacità di modulazione della portata del sistema e, di conseguenza, l'adeguata distribuzione dell'aria negli ambienti.

## **6.6 SISTEMI A PORTATA D'ARIA VARIABILE A DOPPIO CONDOTTO**

L'adozione parziale del principio degli impianti VAV consente di migliorare notevolmente l'economicità dei sistemi a doppio condotto.

E' tuttavia necessario, anche in questo caso, seguire le raccomandazioni esposte per il sistema VAV classico, in particolare per quanto si riferisce ai requisiti dei diffusori e le possibilità dei ventilatori di adattarsi alle variazioni di portata.

Sotto il punto di vista dei costi d'investimento e di gestione questo sistema è meno interessante del sistema VAV classico, e non presenta particolari vantaggi sotto il punto di vista del funzionamento.

La sua installazione, tuttavia, è interessante quanto si desidera realizzare il riscaldamento per mezzo di aria calda, per ottenere risparmi energetici, oppure nei casi di ristrutturazione degli impianti a doppio condotto esistenti.

In condizioni di massimo carico termico la quantità di aria fredda immessa è pari al 100%, man mano che il carico si riduce diminuisce anche la portata di aria fredda.

In un sistema di questo tipo la modulazione della portata è tale che non si scende, solitamente, al di sotto del 40÷50% della portata d'aria fredda prevista in condizioni di massimo carico.

Per poter quindi continuare a regolare la potenza in funzione dei fabbisogni si miscela aria fredda ed aria calda, così come avviene in un impianto a doppio condotto classico; il risparmio energetico che possiamo ottenere è quindi inferiore a quello che otteniamo con un impianto VAV vero e proprio.



Fig. 7 – Schema di regolazione di un impianto VAV

