

CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA  
RISCALDAMENTO  
REFRIGERAZIONE

# La climatizzazione negli ospedali

Scelte e qualificazione energetica degli impianti di climatizzazione nei reparti di degenza

F. Riva

SECONDA PARTE

## 5. PECULIARITÀ DEI VARI SISTEMI D'IMPIANTO

### 5.1. Impianto di termoventilazione invernale con riscaldamento di base (a radiatori, convettori, pannelli radianti)

Il sistema di impianto in oggetto viene comunemente definito impianto di termoventilazione invernale.

Ai corpi scaldanti di base è affidato il compito di far fronte alle dispersioni tra l'ambiente interno e l'esterno. Possono essere con regolazione singola (valvola termostatica) o per circuito di zona.

All'aria è affidato il compito di assicurare il rinnovo ed il controllo dell'umidità relativa ambiente mantenendo nelle camere di degenza un rapporto di ventilazione fisso di  $2 \div 2,5$  volumi/ora e valori diversi nei locali di supporto come indicato in tabella I. La temperatura di emissione è normalmente di  $1 + 2^\circ\text{C}$  inferiore a quella interna di progetto onde poter neutralizzare eventuali fonti interne di calore.

Nei restanti periodi stagionali l'impianto di riscaldamento di base viene disattivato e mantenuta invece in attività l'unità di trattamento dell'aria che soddisfa le necessità di ventilazione.

Trattandosi di un impianto destinato esclusivamente al periodo invernale non può essere confrontato con gli altri sistemi di climatizzazione.

Per quanto attiene al periodo di riscaldamento il sistema è da considerare pienamente valido dal punto di vista dei consumi energetici in quanto è in grado di ottenere le prestazioni richieste senza spreca energia termica.

Un difetto, che si potrebbe addebitare al sistema in oggetto, è che i corpi scaldanti statici di base posti in vista nell'ambiente (escludendo i pannelli radianti) costituiscono un ricettacolo di polvere.

### 5.2. Impianto di termoventilazione estivo ed invernale con riscaldamento di base

Il sistema d'impianto è del tutto simile a quello precedentemente descritto, con la sola differenza che l'aria in ciclo nel periodo estivo viene raffreddata e deumidificata.

Le portate trattate sono quelle minime richieste per il rinnovo dell'aria.

Nel periodo estivo si ottengono in ambiente modesti abbassamenti di temperatura rispetto all'esterno e valori di umidità relativa non controllati. Il sistema non può essere posto a confronto con gli altri impianti di climatizzazione in quanto le condizioni che si ottengono in ambiente sono di minor benessere.

Dal punto di vista energetico, fermo restando le modeste prestazioni, non sono da mettere in conto gli sprechi.

### 5.3. Impianto di climatizzazione estiva ed invernale a tutt'aria a portata costante

#### 5.3.1. Impianto senza riscaldamento di base

Si premette che il sistema di impianto a tutt'aria senza riscaldamento invernale di base viene raramente adottato nei reparti di degenza. Se applicato, questo sistema deve necessariamente essere dotato di terminali per ogni singolo locale o gruppi di locali omogenei, onde poter ottenere nel periodo invernale una uniformità di temperature.

La scelta delle portate d'aria in ogni singolo ambiente va poi verificata attentamente sia per l'inverno sia per l'estate. I valori determinati per i due periodi stagionali sono quasi sempre in contrasto tra di loro e quindi il sistema, a nostro avviso, non è consigliabile.

**tabella IV - valori dei carichi contemporanei interni - portate di aria di immissione e temperature  $t_u$  impianto a tutt'aria a portata costante**

LOCALI CONDIZIONATI	ESPOSI- ZIONE DEI LOCALI	ARIA DI IMMISSIONE $V_M$  m <sup>3</sup> /h	CONDIZIONI DI CARICO INTERNO CONTEMPORANEO SENSIBILE MASSIMO			
			MASSIMO CONTEMPORANEO ALLE ORE 08,00		MASSIMO CONTEMPORANEO ALLE ORE 16,00	
			Kcal/h	TEMPERATURA DI IMMISSIONE $t_u$ (°C)	Kcal/h	TEMPERATURA DI IMMISSIONE $t_u$ (°C)
1a ÷ h	SE	2480	8184	16	5184	20.03
2-3-4	SW	726	1275	21,15	2400	16
6	NW	636	1231	20.6	2100	16
<b>TOTALI</b>		<b>3842</b>	<b>10690</b>		<b>9684</b>	

### 5.3.2. Impianto con riscaldamento di base

Il sistema abbinato ad un impianto di riscaldamento di base invernale elimina invece gli inconvenienti precedentemente citati. Le portate d'aria vengono determinate per la condizione estiva più gravosa in funzione del massimo carico termico interno dei singoli ambienti e mantenute anche nel periodo invernale. In questo periodo l'immissione viene effettuata a temperatura neutra o di 1° ÷ 2°C inferiore a quella ambiente. L'aria può anche essere ridotta di portata sino ai valori minimi prefissati tramite cambio di velocità del ventilatore del CDZ.

Essendo proibito ricircolare l'aria dalle degenze, tutta l'aria deve essere prelevata dall'esterno in quantità più o meno doppia di quella richiesta per soddisfare le esigenze di rinnovo.

### 5.3.3. Vantaggi

Dal punto di vista del benessere per le persone, con il sistema in oggetto non si ottengono condizioni particolari diverse da quelle prefissate.

Dal punto di vista igienico, immettendo circa il doppio e più di aria esterna, si migliora il benessere per le persone.

### 5.3.4. Svantaggi

Per tenere sotto controllo la temperatura ambiente, quando il carico estivo è ridotto rispetto a quello massimo di progetto, è necessario effettuare il post-riscaldamento locale o per zona dell'aria di immissione.

### 5.3.5. Qualificazione energetica

Dal punto di vista energetico l'impianto consuma circa il doppio dell'energia termica richiesta nel periodo estivo dagli ambienti serviti.

Dai valori di progetto riportati in tabella V si rileva che a fronte di un carico termico globale richiesto dall'edificio di 20.792 e 21.798 kcal/h alle ore 16 ed alle ore 8 l'impianto consuma rispettivamente energia per 43.381 e 42.482 kcal/h.

## 5.4. Impianto di climatizzazione estiva ed invernale a tutt'aria esterna a portata variabile

### 5.4.1. Impianto senza riscaldamento di base

Il sistema non è molto diffuso ed in ogni caso deve essere provvisto di terminali di post-riscaldamento dell'aria.

Nel periodo invernale il carico termico interno viene soddisfatto dalle singole batterie terminali di post-riscaldamento, regolate da valvole a tre vie azionate da sonde termostatiche una per ambiente o per gruppi di ambienti, che intervengono prima a ridurre al minimo la portata dell'aria e poi a modificare la temperatura di immissione.

È evidente che in ambiente, nel periodo estivo, in una condizione di carico contemporaneo interno ridotto viene sempre introdotta una portata d'aria esterna superiore a quella minima ottimale richiesta dall'edificio.

tabella V - impianto a tutt'aria a portata costante e a temperatura variabile (fig. 2)

TRATTAMENTO DELL'ARIA	SIMBOLI	UNITA' DI MISURA GRANDEZZA	VALORI ALLE ORE 16,00	VALORI SIA ALLE ORE 16,00 SIA ALLE ORE 08,00	VALORI ALLE ORE 08,00	
RAFFREDDAMENTO	$V_E = V_M$	$m^3/h$	A	3 842		
		kg/h		4 610		
	$t_E$	$^{\circ}C$		33		
	$J_E$	kcal /kg		18,7		
	$J_U$	Kcal /kg		10		
	$J_E - J_U$	Kcal /kg		8,7		
	$V_M (J_E - J_U)$	kcal /h		40107		
CARICO PER POST-RISCALDAMENTO ESTIVO						
MODULI 1a ÷ h SE	$V_M$	$m^3/h$		2480		
		kg/h		2978		
	$t_u$	$^{\circ}C$		20,03		16
	$J_{up}$	kcal /kg		11,1		10
	$J_{up} - J_u$			1,1		0
$V_M (J_{up} - J_u)$	kcal /h	3274	B	B	0	
MODULI 2-3-4 SW	$V_M$	$m^3/h$		726		
		kg/h		871		
	$t_u$	$^{\circ}C$		16		21,15
	$J_{up}$	kcal /kg		10		11,5
	$J_{up} - J_u$			0		1,5
$V_M (J_{up} - J_u)$	kcal /h	0	C	C	1306	
MODULO 6 NW	$V_M$	$m^3/h$		636		
		kg/h		763,2		763,2
	$t_u$	$^{\circ}C$		16		20,6
	$J_{up}$	kcal /kg		10		11,4
	$J_{up} - J_u$			0		1,4
$V_M (J_{up} - J_u)$	kcal /h	0	D	D	1069	
TOTALE CARICO TERMICO						
TOTALE CARICO FRIGORIFERO (A)		frig/h	40 107	A	A	40107
TOTALE POST RISCALDAMENTO (B+C+D)		kcal /h	3 274			2 375
TOTALE CARICO TERMICO (A+B+C+D)		kcal /h	43 381			42 482
CARICO TERMICO RICHIESTO DALL'EDIFICIO		kcal /h	20 792			21 798

Nell'esempio di tabella VI le portate minime dell'aria immessa (100% esterna) sono le seguenti:

- alle ore 16: 2.931  $m^3/h$

- alle ore 8: 3.240  $m^3/h$ .

a fronte di una portata minima richiesta di aria esterna di 1.570  $m^3/h$ .

**tabella VI - impianto a tutt'aria a portata variabile ed a temperatura costante (fig. 3)**

TRATTAMENTI DELL'ARIA	SIMBOLI	UNITA' DI MISURA GRANDEZZA	VALORI ALLE ORE 16.00	VALORI SIA ALLE ORE 08.00 CHE ALLE ORE 16.00	VALORI ALLE ORE 08.00
RAFFREDDAMENTO	$V_E = V_M$	$m^3/h$	2931		2340
		$kg/h$	3519		3886
	$t_E$	$^{\circ}C$		33	
	$J_E$	Kcal/kg		18,7	
	$t_u$	$^{\circ}C$		16	
	$J_u$	Kcal/kg		10	
	$J_E - J_u$	Kcal/kg		8,7	
	$V_M(J_E - J_u)$	Kcal/h	30 616	A      B	33808

MODULI 1a÷1h SE ARIA IMMESSA	CARICO INTERNO	Kcal/h	5184	B	B	8184
	$V_M$ $t_u = 16^{\circ}C$	$m^3/h$	1570			2480
		$kg/h$	1885			2 976
MODULI 2-3-4 SW ARIA IMMESSA	CARICO INTERNO	Kcal/h	2400	C	C	1275
	$V_M$ $t_u = 16^{\circ}C$	$m^3/h$	726			387
		$kg/h$	871			464
MODULO 6 NW ARIA IMMESSA	CARICO INTERNO	Kcal/h	2100	D	D	1231
	$V_M$ $t_u = 16^{\circ}C$	$m^3/h$	636			373
		$kg/h$	763			448

TOTALE CARICO INTERNO B+C+D	Kcal/h	9684			10690
CARICO TERMICO TOTALE A	Kcal/h	30 616			33 808
CARICO TERMICO RICHIESTO DELL'EFICIO	Kcal/h	20 792			21 798

**5.4.1.1. Vantaggi**

Per il sistema non si vedono vantaggi di applicazione. Si constata che in ambiente si hanno rapporti di aria di rinnovo più elevati di quelli minimi prefissati in tabella I. Ciò migliora senza dubbio le condizioni di benessere ma a scapito dei consumi energetici.

Un vantaggio rispetto ad un impianto abbinato al riscaldamento di base statico è quello di non sporcare l'ambiente in quanto nello stesso non sono presenti elementi termici che possono costituire ricetta-colo di polvere ed altri inquinanti.

**5.4.1.2. Svantaggi**

Difficoltà di proporzionare le portate d'aria nei due esercizi stagionali e difficoltà di ottenere temperature interne omogenee quando i terminali di regolazione della portata e del post-riscaldamento non sono a servizio di ogni singolo ambiente.

Un altro svantaggio, a nostro avviso, è costituito dal fatto che a servire il blocco delle degenze è destinato un solo impianto, per cui avarie o interventi di manutenzione possono creare fermi prolungati del servizio e conseguenti disagi agli occupanti.

5.4.1.3

Il fatto dell'ar porta, periodo 33.80: 20.79. cio. 1) dalla t

5.4.2

Nel pe variab per tu no rid dell'ar

Nel pe sfatto tate d' al min tici. Le uguale inferior

Nel pe vengo ta vari se d'a tempe di loca

In ogn d'aria carico minimi to al p

5.4.2.

Come ceder (che p sposiz riudo

Va sc aria se previs

5.4.2.

Rispe tori, l contr dotat

#### 5.4.1.3. Qualificazione energetica

Il fatto di dover trattare circa il doppio della portata dell'aria esterna rispetto a quella minima ottimale porta, ad esempio, ad un consumo energetico nel periodo estivo di 30.616 kcal/h alle ore 16 e di 33.808 alle ore 8, contro, rispettivamente, le solite 20.792 kcal/h e le 21.798 kcal/h richieste dall'edificio. I valori di confronto sono dati nelle ultime righe dalla tabella VI.

#### 5.4.2. Impianto con riscaldamento di base

Nel periodo estivo l'aria viene immessa a portata variabile ma a temperatura di immissione costante per tutti i locali. I carichi termici interni, quando sono ridotti, vengono soddisfatti variando la portata dell'aria immessa.

Nel periodo invernale il carico termico viene soddisfatto dall'impianto di riscaldamento di base; le portate d'aria in questo periodo debbono essere ridotte al minimo (2 + 2,5 vol/h) per evitare sprechi energetici. La temperatura dell'aria immessa deve essere uguale a quella dell'ambiente (20 + 22°C) o di poco inferiore.

Nel periodo estivo i carichi interni contemporanei vengono soddisfatti dalle cassette terminali a portata variabile che, automaticamente, riducono le masse d'aria immessa sotto il controllo di una sonda di temperatura ambiente, una per locale o per gruppi di locali omogenei.

In ogni caso dalla tabella VI si rileva che le portate d'aria totalmente esterna, in qualsiasi condizione di carico termico, sono largamente superiori a quelle minime ottimali richieste dall'edificio, come precisato al paragrafo 5.4.1.

##### 5.4.2.1. Vantaggi

Come detto al paragrafo 5.4.1.1. per l'impianto precedente, si garantisce un maggior ricambio d'aria (che però non è indispensabile) ed inoltre si ha a disposizione un doppio impianto che, almeno nel periodo invernale, costituisce una riserva attiva.

Va sottolineato che le canalizzazioni di mandata aria sono di minor sezione perché la distribuzione è prevista ad alta velocità.

##### 5.4.2.2. Svantaggi

Rispetto al sistema con ventilconvettori o con induttori, l'impianto dà meno garanzie di flessibilità per il controllo della temperatura interna, in quanto non è dotato di regolazione per singolo ambiente.

Si ha inoltre un maggior consumo di energia elettrica per il fatto che la sezione ventilante deve fornire una maggior pressione statica rispetto ad un sistema a bassa velocità.

Si individua invece una rilevante problematica: la difficoltà di mantenere in ambiente l'equilibrio dei rapporti aria immessa/aria aspirata.

Infatti, nei singoli ambienti, alla variazione di portata dell'aria immessa deve coincidere anche una variazione della portata dell'aria aspirata. Ciò è realizzabile adottando ventilatori di espulsione a passo variabile in moto e cassette di aspirazione simili a quelle di mandata. Inoltre, il controllo della depressione e della sovrappressione diventa costoso, complesso e non giustificato sotto ogni punto di vista.

##### 5.4.2.3. Qualificazione energetica

Vale quanto detto per l'impianto a portata variabile senza riscaldamento di base.

Il maggior consumo di energia termica e di aria vale il 45 + 50% in più di quello richiesto dall'edificio.

### 5.5. IMPIANTO A VENTILCONVETTORI (F.C.) ABBINATO AD ARIA PRIMARIA

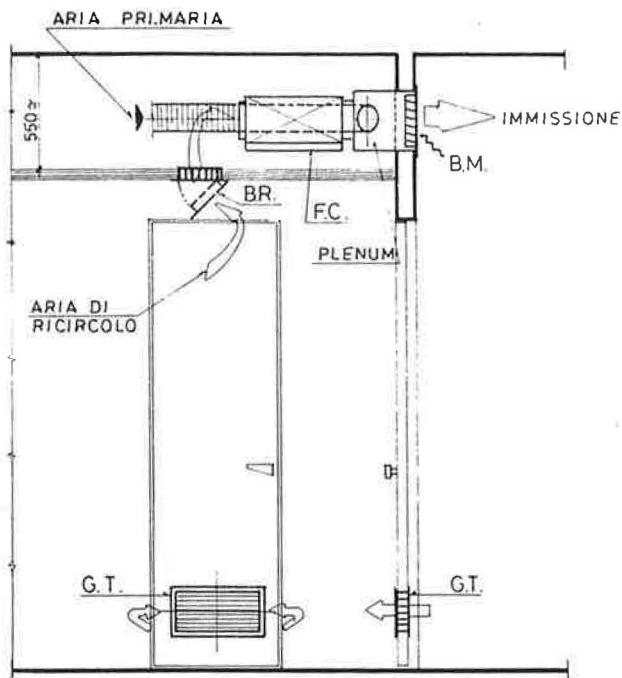
Il sistema di impianto è ben noto, per cui nel seguito vengono evidenziati essenzialmente i principi fondamentali che lo caratterizzano e le analisi per i confronti energetici. La figura 7 illustra la tipica installazione modulare in una stanza di degenza del gruppo F.C. abbinato al plenum di miscela ed immissione. Ogni locale di degenza e di supporto viene dotato di F.C. pensile collocato a soffitto. Nelle camere che sono abbinate al camerino da bagno W.C., l'F.C. è installato nel controsoffitto all'ingresso della stanza.

All'F.C. è affidato il compito di:

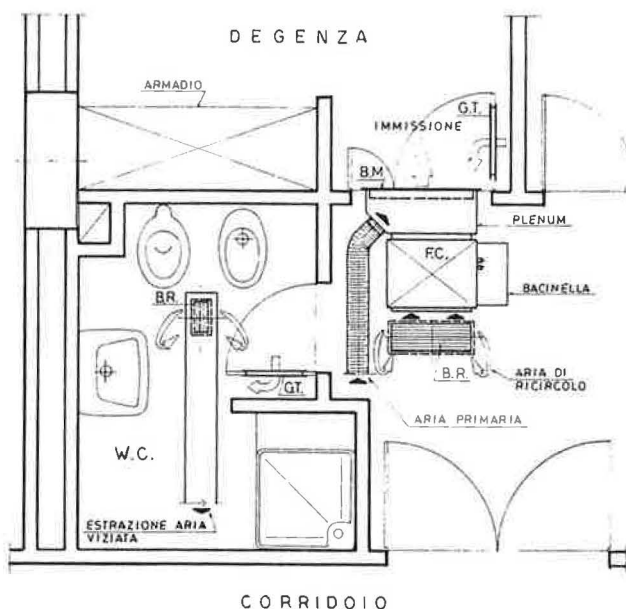
- sopperire per il 100% alla dispersione tra l'ambiente interno e quello esterno durante il periodo di riscaldamento;
- neutralizzare circa l'80-90% del carico termico sensibile interno nel periodo estivo.

All'aria primaria è invece affidato il compito di:

- assicurare il rinnovo (con aria esterna) nei rapporti di ventilazione minimi prefissati per l'intero arco dell'anno;
- mantenere la temperatura e l'umidità dell'aria di immissione nel periodo invernale alla stessa condi-



**FIGURA 7**  
Particolare ventilconvettore pensile con plenum aria primaria (sezione)



**FIGURA 7a**  
Particolare ventilconvettore pensile con plenum aria primaria (pianta)

dell'aria nel periodo estivo sottraendo in ambiente la restante quota di carico termico (20+10%) non neutralizzato dall'F.C.

Dalla figura 7 si rileva che l'F.C. convoglia l'aria aspirata totalmente dall'ambiente (riscaldandola o raffreddandola) in un cassoncino plenum in lamiera nel quale affluisce costantemente una massa d'aria esterna trattata da una o più unità di condizionamento (CDZ).

Le due masse d'aria, provenienti dall'F.C. e dal CDZ, prima di essere introdotte nell'ambiente si mescolano tra di loro, cambiando temperatura e grado di umidità assoluta.

La portata dell'aria primaria esterna immessa nel plenum resta fissa ai valori prefissati di progetto, mentre quella trattata dall'F.C. può essere variata a tantum e manualmente agendo sulla velocità di rotazione del motore. Se l'F.C. è dotato di una sonda termostatica ON-OFF ambiente, l'aria che viene immessa nel locale servito può essere:

- a) soltanto quella primaria esterna;
- b) quella aspirata dall'F.C. più quella primaria.

Nel caso di regolazione della temperatura dell'ambiente ottenuta tramite valvola a tre vie installata su ogni mobiletto F.C., la portata d'aria che si misura in ambiente è quella di cui alla condizione b).

Negli ambienti di supporto che non sono abbinati ad un locale con servizio W.C., l'F.C. ed il relativo plenum vengono installati direttamente nel controsoffitto della stanza. L'installazione dell'F.C. direttamente nell'ambiente viene fatta allo scopo di evitare la mescolanza dell'aria tra un ambiente e l'altro.

Le stanze climatizzate sono quindi in una condizione di pressione neutra o di minima depressione o sovrappressione rispetto al corridoio. La massa d'aria che per eccesso di sovrappressione fuoriesce dalla stanza viene aspirata dal servizio igienico con il quale essa è abbinata.

### 5.5.1. Vantaggi

I vantaggi più evidenti del sistema sono, in sintesi, i seguenti:

- massima flessibilità di realizzazione, mantenimento e controllo del benessere per le persone, sia nel periodo invernale che nel periodo estivo, legata al fatto che ogni ambiente è servito da un terminale che provvede alla emissione del freddo e del caldo in modo automatico ed indipendente;

- mantenimento delle portate di aria esterna minime ai valori prefissati dal progetto;
- minor costo di esercizio poiché l'energia termica erogata è strettamente quella necessaria;
- maggior sicurezza di esercizio in quanto, in caso di avaria degli F.C., resta disponibile l'impianto ad aria e viceversa;
- possibilità, in casi particolari, di disattivare una parte dei locali senza interferire sul resto dell'impianto tenendo semplicemente in stato di fermo elettrico gli F.C.

### 5.5.2. Svantaggi

L'unica riserva che può essere fatta al riguardo del sistema è, a nostro avviso, quella che all'interno degli F.C. delle degenze si possono annidare particelle inquinanti per il fatto che si effettua un costante ricircolo dell'aria della stanza. Quanto precede si ve-

rifica in particolare quando, alimentando l'F.C. con acqua a bassa temperatura, si hanno formazioni di condensa sulla batteria.

Ciò può essere evitato alimentando l'F.C. con acqua a temperatura superiore (a 12-13°C) e provvedendo ad una periodica disinfezione dell'apparecchio.

Tale manutenzione straordinaria non provoca disservizi all'utilizzo dei locali in quanto il secondo impianto ad aria può restare nel frattempo in piena attività.

### 5.5.3. Qualificazione energetica

Il sistema è tra i primi ad essere rispondente ai requisiti energetici in quanto, nel periodo estivo, consuma strettamente una quantità di energia termica pari a quella richiesta dall'edificio.

tabella VII - impianto a ventilconvettori e aria primaria esterna (fig. 4)

	SIMBOLI	UNITA' DI MISURA GRANDEZZA	VALORI SIA ALLE ORE 08,00 SIA ALLE ORE 16,00	VALORI ALLE ORE 16,00	VALORI ORE 08,00
ARIA ESTERNA	$V_E = V_M$	m/h	1570		
		kg/h	1884		
	$t_E$	°C	33		
	$J_E$	kcal/kg	18,7		
CONDIZIONE ARIA DI IMMISSIONE	$t_U$	°C	15,5 ÷ 16		
	$J_U$	kcal/kg	9		
AMBIENTE	$t_i$	°C	27		
CARICO TERMICO AMBIENTE		kcal/h		D	9684
APPORTO ARIA PRIMARIA $V_M (t_i - t_U) 0,3$		kcal/h		C	5181
CARICO TERMICO TOTALE ARIA PRIMARIA $Q_{ST} V_M (J_E - J_U)$		kcal/h		A	18274
DA FORNIRE CON I. F. C. (D - C)		kcal/h		B	4503
CARICO TERMICO TOTALE (A + B)		kcal/h			22777
CARICO TERMICO RICHIESTO DALL'EDIFICIO		kcal/h			21798

Infatti, analizzando i valori di calcolo riassunti dalla tabella VII, rileviamo che i risultati confermano quanto precede.

	Energia richiesta dall'edificio kcal/h	Energia prodotta dall'impianto kcal/h
Ore 16	20.792	22.788
Ore 8	21.798	23.794

## 5.6. Impianto di climatizzazione estiva ed invernale a pannelli radianti più aria primaria

### 5.6.1. Critiche al sistema

Sino agli anni '70 questo sistema d'impianto ha trovato largo impiego con risultati positivi in numerosi Ospedali tra i quali citiamo: Ospedale San Carlo in Milano, Ospedale di Crema, Clinica Valduce in Como.

Negli anni successivi, dopo una stasi costruttiva degli edifici ospedalieri, l'applicazione del sistema di impianto è andata sempre più calando. Una delle critiche più correnti che si addebita al sistema è che l'elevata temperatura del solaio radiante può nuocere alla salute delle persone degenti che, prevalentemente, sono in stato di inattività. Su questo punto si può essere anche d'accordo, ma solo se le serpentine radianti incorporate nelle strutture vengono alimentate con acqua a 40+45°C ed anche a 60°C quando i pannelli sono del tipo applicato: Stramax, Crittall, Frenger e simili.

Ma dal 1976 in poi, con l'entrata in vigore della Legge 373, questa riserva critica viene a cadere per il motivo che il fabbisogno termico dell'edificio grosso modo si dimezza rispetto a quello che si determinava prima dell'applicazione della suddetta legge, con il vantaggio che si possono tranquillamente coprire le dispersioni di calore alimentando i pannelli radianti con acqua a temperatura non superiore a 27+30°C.

Ciò consente di avere basse temperature della superficie radiante emittente calore posta al disopra della testa dei degenti.

Tali temperature di 27+30°C si riducono ulteriormente quando l'impianto funziona ad un carico ridotto. In pratica, per circa 2/3 della stagione invernale, se l'impianto è calcolato in modo corretto si marcia con acqua a temperatura massima di 25°C.

A nostro avviso il sistema è stato messo in disparte per i seguenti motivi:

- per il fatto che la progettazione è complessa e richiede l'esperienza pratica che sicuramente non è stata acquisita dalle nuove leve dei termotecnici;
- per il fatto che il sistema crea dei vincoli all'impresa edile che è costretta ad usare laterizi speciali e tecniche tradizionali per i getti dei solai e delle strutture;
- per il fatto che il sistema pone vincoli all'esecuzione di eventuali controsoffitti nelle aree occupate dai pannelli.

### 5.6.2. Caratteristiche e dimensionamento dell'impianto

Il sistema comunemente definito split-system è formato da pannelli radianti e da aria primaria totalmente esterna.

I pannelli radianti possono essere del tipo con serpentine incorporate nei laterizi dei solai (pannelli a soffitto) o del tipo applicato con serpentine inserite in un controsoffitto noti anche come pannelli Stramax, Crittall, Frenger e similari.

Ai pannelli radianti viene affidato il compito di:

- riscaldare gli ambienti nel periodo invernale;
- neutralizzare il più possibile il carico sensibile interno nel periodo estivo.

All'aria primaria è invece affidato il compito di:

- fornire agli ambienti le portate d'aria minime prefissate;
- neutralizzare una parte del carico sensibile interno sfruttando il salto termico tra la temperatura di introduzione (15+16°C) e la temperatura ambiente (26+27°C).

Il dimensionamento dell'impianto viene impostato in via preliminare per l'esercizio di raffrescamento estivo procedendo nel seguente modo:

- 1) Si fissano le portate d'aria esterna minima da introdurre in ogni singolo locale (in base ai parametri di tabella I), indi si valuta l'apporto raffrescante che si ottiene considerando un salto termico di temperatura tra aria immessa ed ambiente di circa 10°C.
- 2) Si valuta il carico termico interno da neutralizzare con le serpentine tenendo conto di alimentare le stesse con acqua a  $t_m = 20^\circ\text{C}$ . In genere, ogni metro lineare di tubo neutralizza in fase di raffrescamento da 10 a 13 kcal/h.



Le rese variano, come è noto, in funzione dell'interesse delle serpentine, del diametro del tubo e del tipo di laterizio radiante in cui sono incorporate.

3) In base al carico termico da neutralizzare nelle camere di degenza, che costituiscono i moduli più ripetitivi, ed alle rese unitarie delle serpentine si determinano gli sviluppi di tubo da installare.

A questo punto, avendo determinato lo sviluppo ideale delle serpentine delle degenze, si deve calcolare quale è la temperatura media  $t_m$  del fluido termovettore da far circolare nel periodo invernale per soddisfare il servizio di riscaldamento.

Sulla base delle considerazioni tecniche e dei parametri che precedono si deve decidere poi se dimensionare le serpentine dei singoli ambienti in base ai carichi termici estivi o se è più razionale dimensionare le stesse per i carichi interni invernali adottando il parametro  $t_m$ .

Come è noto, tra due ambienti uguali dal punto di vista della trasmissione termica (stesse aree, stessi coefficienti), ma con esposizione diversa (ad esempio uno ad ovest ed uno a nord), i carichi termici invernali possono essere più o meno equivalenti, mentre ben diversi sono quelli estivi che sono influenzati dalla radiazione solare attraverso il vetro. Ne consegue che se si dimensionano gli elementi termici dei due ambienti per i carichi estivi si ha nel locale a nord uno sviluppo di tubo notevolmente inferiore a quello del locale ad ovest. Nel periodo invernale, invece, le serpentine dovrebbero essere di sviluppo maggiore nel locale a nord (anche di poco) rispetto a quelle del locale ad ovest.

Tenendo conto di quanto sopra detto, a nostro avviso non vi sono dubbi di scelta: il dimensionamento delle serpentine deve essere fatto per il periodo invernale in quanto è in questo periodo che si deve

tabella VIII - impianto split-system a pannelli radianti più aria primaria esterna (fig. 6)

	SIMBOLI	UNITA' DI MISURA GRANDEZZA	VALORIA SIA ALLE ORE 08,00 SIA ALLE ORE 16,00	VALORI ALLE ORE 16,00	VALORI ORE 08,00
CONDIZIONI E PORTATE ARIA ESTERNA	$V_E = V_M$	$m^3/h$	1570		
		$kg/h$	1884		
	$t_E$	$^{\circ}C$	33		
	$J_E$	$kcal/kg$	18,7		
CONDIZIONE ARIA IMMESSA	$t_U$	$^{\circ}C$	15,5÷16		
	$J_U$	$kcal/kg$	9		
TEMPERATURA AMBIENTE	$t_i$	$^{\circ}C$	27		
CARICO TERMICO INTERNO		$kcal/h$	D	9684	10690
APPORTO ARIA PRIMARIA (VEDI TABELLA)		$kcal/h$	C	5170	5170
CARICO TERMICO TOTALE ARIA $Q_{ST} = V_M (J_E - J_U)$		$kcal/h$	A	18274	18274
NEUTRALIZZATE CON I PANNELLI (VEDI TABELLA)		$kcal/h$	B	4514	5520
CARICO TERMICO TOTALE (A+B)		$kcal/h$		22788	23794
CARICO TEORICO RICHIESTO DALL' EDIFICIO		$kcal/h$		20792	21798

assicurare la massima omogeneità di temperatura interna in tutti i locali.

L'impostazione di calcolo deve partire quindi dal riscaldamento, dopo aver però determinato preventivamente la temperatura media  $t_m$  del fluido termovettore.

Per maggior chiarezza prendiamo ad esempio i moduli (1a—1h) dell'edificio campione di figura 1 del quale sono noti i valori (riportati in tabella IX):

- carico termico interno estivo da neutralizzare 8184 kcal/h
- carico interno invernale (con la nuova L. 373/76) 3360 kcal/h
- aria primaria di rinnovo 2,2 vol/h: (132 x 8) 1056 m<sup>3</sup>/h
- apporto aria primaria nel periodo estivo avendo a disposizione aria a  $t_m = 16^\circ\text{C}$  1056 x 0,3 (27 — 16) 3477 kcal/h
- carico da assorbire in fase di raffrescamento con

- i pannelli (8184 — 3477) 4707 kcal/h
- apporto aria primaria nel periodo invernale immettendo aria a  $t_m = 22^\circ\text{C}$  0 kcal/h
- resa pannelli radianti nel periodo estivo con acqua a  $t_m = 20^\circ\text{C}$  e  $K_{mt} = 1,8316$  1,8316 (27 — 20) 12,82 kcal/h m tubo
- sviluppo serpentine per il periodo estivo 4707/12,82 367,1 m

Nel periodo invernale dobbiamo fornire in ambiente 3360 kcal/h avendo a disposizione 367,1 m di serpentine la cui resa unitaria vale:

$$Q_{mt} = \frac{3360}{367,1} = 9,15 \text{ kcal/h m}$$

Tale resa, essendo noto  $K = 1,90 \text{ kcal/h } ^\circ\text{C m}$ , si ottiene alimentando le serpentine con acqua alla seguente temperatura media:

$$t_m = t_a + \frac{Q_{mt}}{K_{mt}} = 22 + \frac{9,15}{1,9} = 26,8^\circ\text{C}$$

**tabella IX - dimensionamento impianto a pannelli radianti più aria primaria (split-system)**

LOCALI DI RIFERIMENTO	VOLUME m <sup>3</sup>	DISPERSIONI MAX INVERNALI Kcal/h	H <sub>2</sub> O t <sub>m</sub> °C	RESA PANNELLI Q <sub>mt</sub> Kcal/hm	SVILUPPO SERPENTINE m	RIENTRATE ESTIVE kcal/h	RESA PANNELLI Q <sub>mt</sub> kcal/hm	H <sub>2</sub> O t <sub>m</sub> °C	CALORE ASSORBITO DALLE SERPENTINE frig/h	APPORTO ARIA PRIMARIA (E - H) frig/h	TEMPER. DI IMMISSIONE °C	PORTATA ARIA ESTERNA m <sup>3</sup> /h	ARIA / VOLUME n°
INVERNO VALORI A CARICO MASSIMO					ESTATE VALORI ALLE ORE 08,00								
1a ÷ h SE	480	3360	26,8	9,15	367,2	8184	12,82	20	4707	3477	16	1056	2,20
2-3-4 SW	130	1125	26,8	9,15	123	1275	3,68	24/25	450	825	16	250	1,92
6 NW	250	1400	26,8	9,15	*96 EST. 153 INV	1231	3,78	24/25	363	868	16	264	0,81
ALLE ORE 08,00	860	5885	26,8	9,15	643,2	10690			5520	5170		1570	1,82°

INVERNO VALORI A CARICO MASSIMO					ESTATE VALORI ALLE ORE 16.00								
1a ÷ h SE	480	3360	26,8	9,15	367,2	5184	4,64	24,4	1707	3477	16	1056	2,2
2-3-4 SW	130	1125	26,8	9,15	123	2400	12,82	20	1575	825	16	250	1,92
6 NW	250	1400	26,8	9,15	*96 EST. 153 INV	2100	12,82	20	1232	868	16	264	0,81
ALLE ORE 16,00	860	5885	26,8	9,15	586,2	9684			4514	5170		1570	1,82°

\* ESSENDO DI SVILUPPO ECCESSIVO IN ESTATE VIENE DISATTIVATA UNA PARTE DELLE SERPENTINE

I valori  $t_m = 26,8^\circ\text{C}$  e  $Q_{m1} = 9,15$  costituiranno i parametri di base per determinare gli sviluppi delle serpentine da installare in ogni singolo locale come viene meglio evidenziato con la tabella IX.

Vi è da dire che il metodo di calcolo di un impianto split-system è più complesso di quello delle altre installazioni, per cui occorre avere provata esperienza specifica per la progettazione.

### 5.6.3. Vantaggi

Dal punto di vista del benessere per le persone, con il sistema vengono ad essere soddisfatti tutti i parametri di temperatura, umidità, qualità e rinnovo dell'aria richiesti.

Dal punto di vista igienico i pannelli radianti, non essendo a vista, non costituiscono in alcun modo ricettacolo di polvere e di altri inquinanti.

Come disponibilità impiantistica il fatto di avere a disposizione due impianti indipendenti garantisce il mantenimento, anche se ridotto, sia del servizio del riscaldamento che del raffrescamento.

Durante il periodo notturno è possibile funzionare anche con un solo impianto ottenendo benefici effetti di benessere e risparmi di energia termica.

### 5.6.4. Svantaggi

Il sistema non consente di creare controsoffittatura sulle aree occupate dai pannelli radianti. Non è inoltre possibile ottenere una regolazione efficace per ogni serpentina sia per l'elevata inerzia, sia per il fatto che la stessa cede ed assorbe calore verso due ambienti: quello sottostante e quello sovrastante il solaio radiante.

### 5.6.5. Qualificazione energetica

Il sistema si può ritenere energeticamente qualificato in quanto, sia nel periodo invernale che in quello estivo, i consumi di energia sono equivalenti a quelli richiesti dall'edificio.

Dai valori riportati in tabella VIII riferiti alla fase più critica da ottenere, cioè quella estiva, si rileva che l'impianto consuma la seguente energia:

ore 8: 23794 kcal/h contro le 21798 kcal/h dell'edificio

ore 16: 22788 kcal/h contro le 20792 kcal/h dell'edificio.

Vale a dire circa il 10% in più rispetto alle richieste teoriche dell'edificio.

## 5.7. Impianto di climatizzazione ad induttori

Il sistema è paragonabile all'impianto a ventilconvettori più aria primaria, salvo per quanto riguarda l'installazione dei mobiletti induttori che necessariamente devono essere posti in vista lungo la parete perimetrale esterna.

Mentre il ventilconvettore può essere di tipo pensile, da incasso, a soffitto, l'induttore deve stare a parete.

Il sistema può essere considerato energeticamente qualificato in quanto consuma più o meno l'energia che richiede il sistema a ventilconvettori.

L'aria esterna trattata può essere strettamente pari a quella di tabella I.

In ambiente è possibile ottenere la massima uniformità di temperatura perché l'induttore può essere dotato di singola regolazione.

Unica differenza sostanziale con i ventilconvettori è che l'impianto è unico, in quanto, se non funziona l'aria, non funziona nemmeno l'induttore perché l'aeriforme rappresenta l'elemento motore che fa affluire l'aria ambiente al mobiletto per effetto induttivo.

## 5.8. Impianto a doppio condotto a tutta aria esterna a portata costante

L'impianto in oggetto è paragonabile a tutti gli effetti al sistema a tutt'aria a portata costante.

Può essere adottato con o senza riscaldamento di base.

La portata d'aria esterna è circa il doppio rispetto a quella minima richiesta dagli ambienti.

Durante l'esercizio estivo, per controllare l'umidità relativa interna, è indispensabile preraffreddare, deumidificare e post-riscaldare tutta l'aria che viene distribuita dal condotto caldo  $V_c$  alla temperatura di  $35 + 40^\circ\text{C}$ .

Dalla tabella X si rivela che, a fronte delle richieste termiche dell'edificio di 20.792 kcal/h alle ore 16 e di 21.798 kcal/h alle ore 8, l'impianto nel periodo estivo consuma rispettivamente 43.270 e 42.085 kcal/h.

Essendo l'impianto a portata costante non vi sono problemi per quanto attiene all'espulsione dell'aria.

Un vantaggio del sistema può essere quello di non avere batterie terminali di post-riscaldamento nei vari piani che richiedono tubazioni di allaccio.

tabella X - impianto a doppio condotto multizone a tutt'aria (fig. 5)

TRATTAMENTI DELL'ARIA	SIMBOLI	UNITA' DI MISURA GRANDEZZA	VALORI ALLE ORE 16,00	VALORI SIA ALLE ORE 16,00 SIA ALLE ORE 08,00	VALORI ALLE ORE 08,00	
ARIA ESTERNA	$t_E$	$^{\circ}\text{C}$		33		
	$J_E$	kcal / kg		18,7		
ARIA NEL CANALE CALDO	$t_C$	$^{\circ}\text{C}$		35		
	$J_C$	kcal / kg		15,4		
ARIA NEL CANALE FREDDO	$t_F$	$^{\circ}\text{C}$		12,5		
	$J_F$	kcal / kg		8,2		
ARIA TOTALE IN CICLO	$V_M = V_E$	kg/h		4610		
		$\text{m}^3/\text{h}$		3842		
MODULI 1a ÷ h SE PORTATA ARIA $V_M; V_F; V_C$ ; TEMPERATURE $t_u$	$t_u$	$^{\circ}\text{C}$	20,3		16	
	$J_u$	kcal / kg	11,3		10	
	$V_M$	$\text{m}^3/\text{h}$			2480	
		kg/h			2976	
	$V_F$	$\text{m}^3/\text{h}$	1919			2480
		kg/h	2302			2976
$V_C$	$\text{m}^3/\text{h}$	561			0	
	kg/h	673,6			0	
MODULI 2-3-4 SW PORTATA ARIA $V_M V_F V_C$ TEMPERATURE $t_u$	$t_u$	$^{\circ}\text{C}$	16		21,15	
	$J_u$	kcal / kg	10		11,5	
	$V_M$	$\text{m}^3/\text{h}$			726	
		kg/h			871	
	$V_F$	$\text{m}^3/\text{h}$	726			529
		kg/h	871			634
$V_C$	$\text{m}^3/\text{h}$	0			19,6	
	kg/h	0			23,7	
MODULO 6 NW PORTATA ARIA $V_M V_F V_C$ TEMPERATURE $t_u$	$t_u$	$^{\circ}\text{C}$	16		20,6	
	$J_u$	kcal / kg	10		11,4	
	$V_M$	$\text{m}^3/\text{h}$			636	
		kg/h			763,2	
	$V_F$	$\text{m}^3/\text{h}$	636			482
		kg/h	763,2			578
$V_C$	$\text{m}^3/\text{h}$	0			15,4	
	kg/h	0			185,2	
PORTATE ARIA TOTALI $V_M V_F V_C$	$V_M$	$\text{m}^3/\text{h}$		3842		
		kg/h		4610		
	$V_F$	$\text{m}^3/\text{h}$	3281			3491
		kg/h	3937			4189,2
	$V_C$	$\text{m}^3/\text{h}$	561			351
		kg/h	673			420,8
POST-RISCALD.	$J_C - J_U$	kcal / kg	4,7		4,7	
RAFFREDDAMENTO $V_M (J_F - T_U)$		frig/h	40 107	A	40 107	
POST RISCALDAMENTO $V_C (J_C - J_U)$		kcal/h	3 163	B	1 978	
TOTALE CARICO RAFFREDD. + RISCALDAM.		kcal/h	43 270	C	42 085	
CARICO TEORICO RICHIESTO DALL'EDIFICIO		kcal/h	20 792		21 798	

## 6. CONCLUSIONI

Dalle analisi e dai confronti che precedono possiamo trarre le seguenti conclusioni:

- 1) Anche se non sono disponibili risorse economiche per realizzare subito la climatizzazione estiva del blocco delle degenze è buona norma predisporre tutta l'impiantistica interna all'edificio per la termoventilazione invernale, dimensionando i terminali, le tubazioni, gli isolamenti e le canalizzazioni anche per la climatizzazione estiva, lasciando quindi la possibilità di completare le centrali e quant'altro relativo in tempi successivi.
- 2) I sistemi più idonei per la climatizzazione estiva ed invernale e che possono essere qualificati energeticamente sono i seguenti:
  - impianti a ventilconvettori ed induttori più aria primaria;
  - impianto split-system a pannelli radianti più aria primaria.
- 3) Tutti gli altri sistemi sono da ritenere non qualificati energeticamente in quanto consumano dal 40 al 100% in più di energia termica rispetto a quella richiesta dall'edificio. Il motivo di questo

maggior consumo di energia è semplicemente quello che si è costretti, con questi sistemi, a trattare una portata d'aria esterna doppia di quella nominale prefissata. Quanto precede è dovuto al fatto che nei reparti in oggetto non è ammesso il ricircolo dell'aria tra un locale e l'altro. Il sistema a portata variabile, oltre a non essere qualificato energeticamente, complica la sezione impiantistica di espulsione dell'aria viziata che necessariamente deve risultare anch'essa a portata variabile con tutti i costi aggiuntivi che ne conseguono.

- 4) Le conclusioni sopra evidenziate dovrebbero servire, a nostro avviso, a dare un reale significato alla "qualificazione energetica" di un impianto perché ormai vale l'abitudine di qualificare sotto questa veste anche installazioni che in effetti non lo sono.

---

### Bibliografia

- [1] F. Riva "Riflessioni sulla climatizzazione in vista della revisione della Legge 373", Condizionamento dell'Aria, Vol. XXXIII, n. 4, aprile 1989.

---

### Francesco Riva



Nato a Milano nel 1925 è iscritto dal 1976 all'Albo dei C.T. del Tribunale civile e penale di Milano; socio A.I.CARR dal 1976; m.c.d. dell'Albo dei Termotecnici; fa parte del Comitato Tecnico della rivista "L'Installatore Italiano" e partecipa ai Gruppi di Lavoro dei Sottocomitati CTI. Nel passato ha svolto attività di progettista presso le seguenti industrie: da '45 al '50 alla R.R. Lanza; dal '50 al '54 alla Aeromeccanica Ascoli S.p.A.; dal '55 al '68 alla Aster Milano; dal '69 al '75 alla Idrotherma S.p.A., dal '75 ad oggi alla soc. Tradeco Milano.