

Impianti HVAC Riscaldamento, Ventilazione, Aria Condizionata Progettazione e Manutenzione igienica

ASPETTI IMPIANTISTICI

Ing. Giovanni Andrea Pol

OBIETTIVO DELL'INTERVENTO



Focus sui sistemi impiantistici e sugli elementi costituenti gli impianti HVAC, sulla qualità dell'aria negli ambienti indoor e le problematiche connesse, partendo dalla progettazione.

ARGOMENTI TRATTATI

- IL MICROCLIMA
- IL COMFORT
- L'ARIA UMIDA E IL DIAGRAMMA PSICROMETRICO
- TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE
- LA CLASSIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI TERMICI PER IL TRATTAMENTO DEL MICROCLIMA



PRINCIPALI RIFERIMENTI NORMATIVI

D.lgs. 9 aprile 2008, n. 81
Testo coordinato con il D.Lgs. 3 agosto 2009, n. 106

TESTO UNICO SULLA SALUTE E SICUREZZA SUL LAVORO

Attuazione dell'articolo 1 della Legge 3 agosto 2007, n. 123 in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro.
(Gazzetta Ufficiale n. 101 del 30 aprile 2008 - Suppl. Ordinario n. 108)
(Decreto integrativo e correttivo: Gazzetta Ufficiale n. 180 del 05 agosto 2009 - Suppl. Ordinario n. 142/L)

REV. GENNAIO 2020

DOTT. ING. GIANFRANCO AMATO ITL VERONA GIANFRANCO.AMATO@ISPETTORATO.GOV.IT
DOTT. ING. FERNANDO DI FIORE ITL PAVIA FERNANDO.DIFIORE@ISPETTORATO.GOV.IT

IL PRESENTE TESTO NON RIVESTE CARATTERE DI UFFICIALITÀ. LE VERSIONI UFFICIALI DEI DOCUMENTI SONO PUBBLICATE SULLA GAZZETTA UFFICIALE DELLA REPUBBLICA ITALIANA A MEZZO STAMPA OPPURE SUI SITI WWW.ISPETTORATO.GOV.IT, WWW.LA.CORD.GOV.IT, WWW.NORMATTIVA.IT. LE CONSIDERAZIONI ESPRESSE SONO FRUITO ESCLUSIVO DEL PENSIERO DEGLI AUTORI E NON HANNO CARATTERE IN ALCUN MODO IMPEGNATIVO PER L'AMMINISTRAZIONE PUBBLICA DI APPARTENENZA. NON SI ASSUME NESSUNA RESPONSABILITÀ PER EVENTUALI DANNI SIA DIRETTI CHE INDIRETTI CAUSATI DALL'USO DEL PRESENTE TESTO.

CON IL SOSTEGNO DI [ITALIA - ISPETTORATO DEL LAVORO ASSOCIATI](http://www.italia.gov.it)

QUESTA OPERA È RILASCIATA SECONDO LA SEGUENTE LICENZA CREATIVE COMMONS

[HTTP://CREATIVECOMMONS.ORG/LICENSES/3.0/DEED.IT](http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/3.0/deed.it)

VERSIONE AGGIORNATA SU WWW.ISPETTORATO.GOV.IT

D. LGS. 9 aprile 2008, n. 81 Testo coordinato con il D. Lgs. 3 agosto 2009, n. 106 e s.m.i.

UNI 10339:95 Impianti aeraulici al fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti.

UNI 16798-1:19 Parametri di ingresso dell'ambiente interno per la progettazione e la valutazione della prestazione energetica degli edifici in relazione alla qualità dell'aria interna, all'ambiente termico, illuminazione e all'acustica

MICROCLIMA 1/2

D. Lgs. 81/08 e s.m.i

Testo unico sulla salute e sicurezza sul lavoro (Allegato IV; Requisiti dei luoghi di lavoro)

1. Ambienti di lavoro

1.9 Microclima

1.9.2 Temperatura dei locali

1.9.2.1. La temperatura nei locali di lavoro deve essere adeguata all'organismo umano durante il tempo di lavoro, tenuto conto dei metodi di lavoro applicati e degli sforzi fisici imposti ai lavoratori.

1.9.2.2. Nel giudizio sulla temperatura adeguata per i lavoratori si deve tener conto della influenza che possono esercitare sopra di essa il grado di umidità ed il movimento dell'aria concomitanti.

1.9.2.3. La temperatura dei locali di riposo, dei locali per il personale di sorveglianza, dei servizi igienici, delle mense e dei locali di pronto soccorso deve essere conforme alla destinazione specifica di questi locali.

MICROCLIMA 2/2

D. Lgs. 81/08 e s.m.i

Testo unico sulla salute e sicurezza sul lavoro (Allegato IV; Requisiti dei luoghi di lavoro)

1. Ambienti di lavoro

2. 1.9 Microclima

1.9.2 Temperatura dei locali

1.9.2.4. Le finestre, i lucernari e le pareti vetrate devono essere tali da evitare un soleggiamento eccessivo dei luoghi di lavoro, tenendo conto del tipo di attività e della natura del luogo di lavoro.

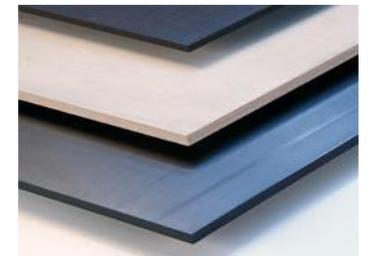
1.9.2.5. Quando non è conveniente modificare la temperatura di tutto l'ambiente, si deve provvedere alla difesa dei lavoratori contro le temperature troppo alte o troppo basse mediante misure tecniche localizzate o mezzi personali di protezione.

1.9.2.6. Gli apparecchi a fuoco diretto destinati al riscaldamento dell'ambiente nei locali chiusi di lavoro di cui al precedente articolo, devono essere muniti di condotti del fumo privi di valvole regolatrici ed avere tiraggio sufficiente per evitare la corruzione dell'aria con i prodotti della combustione, ad eccezione dei casi in cui, per l'ampiezza del locale, tale impianto non sia necessario.

QUALITA' DEGLI AMBIENTI INTERNI 1/3

Trascuriamo più di 2/3 del nostro tempo in ambienti confinati con concentrazioni elevate di inquinanti:

- CO₂ (respirazione, piante);
- VOC (benzene, formaldeide, rilasciati da vernici, arredi ecc.);
- prodotti di combustione;
- particolato aerodisperso (batteri, muffe, polveri sottili);
- amianto e fibre minerali;
- radon (gas nobile da terreno e materiali da costruzione);
- vapore acqueo;
- polveri ed allergeni.

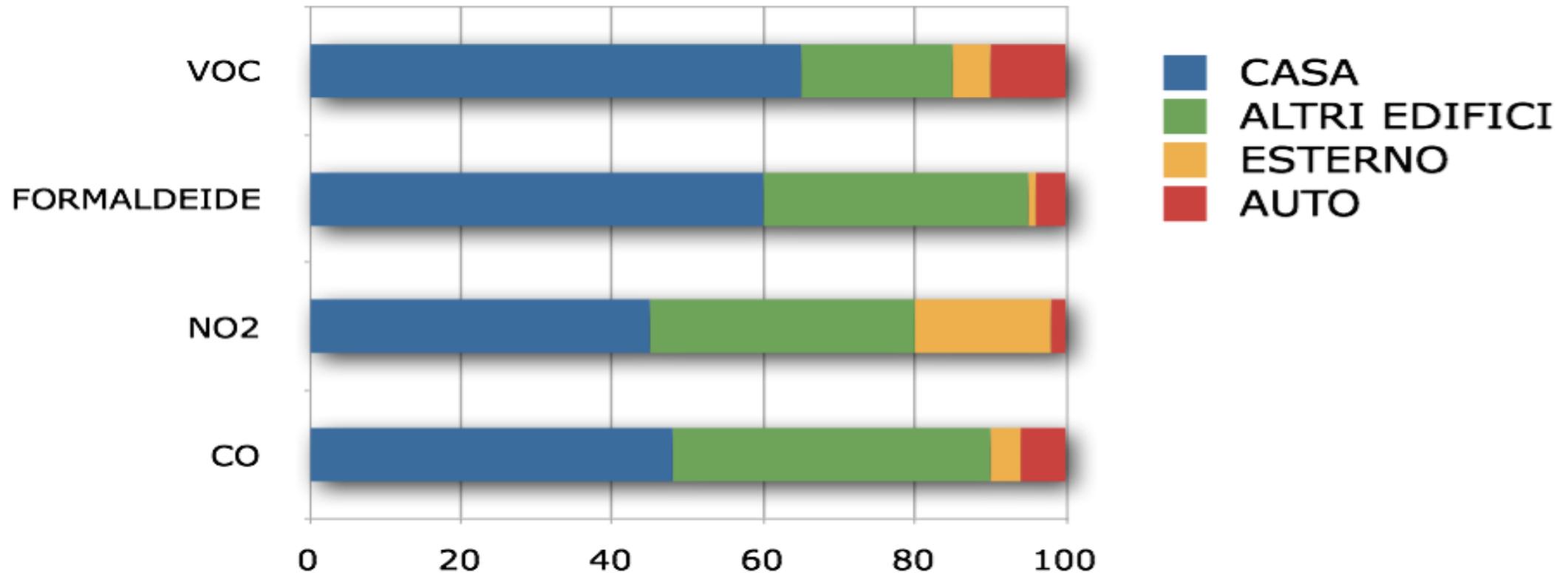


QUALITA' DEGLI AMBIENTI INTERNI 2/3

SOSTANZA TOSSICA	DOVE SI TROVA	EFFETTI BIOLOGICI
Amianto	coperture, isolanti ecc.	cancerogeno
Benzene	colori, vernici, smalti, colle, materie plastiche, isolanti ecc.	disturbi respiratori, cancerogeno
Formaldeide	vernici, pannelli truciolari, disinfettanti	emicranie, asma bronchiali
Mercurio	Lampade, pile, prodotti per la pulizia, inchiostri da stampa	eczemi, alterazioni cellulari
Sulfamidici	medicinali, impregnanti edili ad azione battericida	dermatiti, asma bronchiale
Tensioattivi	prodotti per la pulizia	reazioni allergiche delle mucose della pelle
Vinilcloruro	giocattoli, tessuti, tendaggi	cancerogeno
Stirene	polistirolo, confezioni per alimenti	emicranie, cancerogeno

QUALITA' DEGLI AMBIENTI INTERNI 3/3

Confronto tra concentrazioni di inquinanti in ambienti confinati.

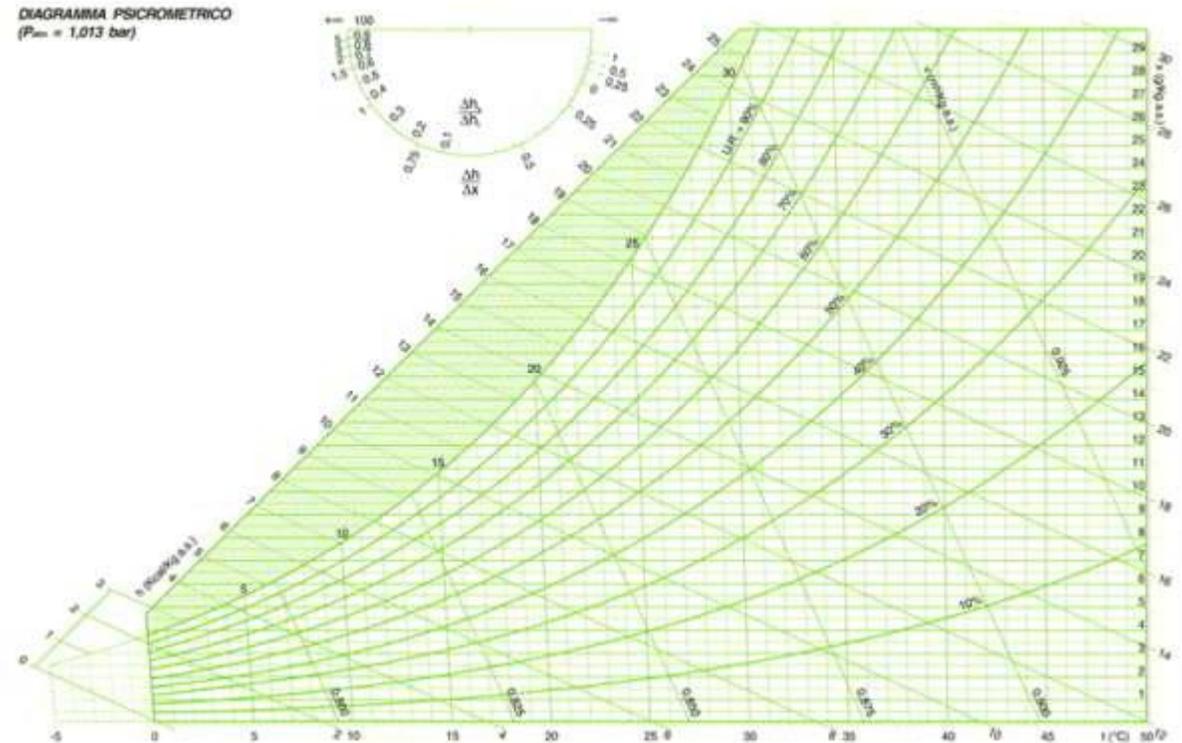


PSICROMETRIA E DIAGRAMMA PSICROMETRICO

I trattamenti dell'aria nella progettazione impiantistica

PREMESSA

Il diagramma psicrometrico è lo strumento fondamentale per chiunque si occupi di climatizzazione ambientale. Analogamente ad una mappa stradale, in esso, i punti corrispondono alle località da raggiungere, mentre i trattamenti a cui l'aria deve essere sottoposta corrispondono alle strade. Esattamente come non si può andare da una località all'altra se non passando per strade, analogamente non si può andare da un punto all'altro (ovvero da uno stato all'altro dell'aria) se non seguendo una serie di trattamenti ben precisi.



COS'È L'ARIA ?

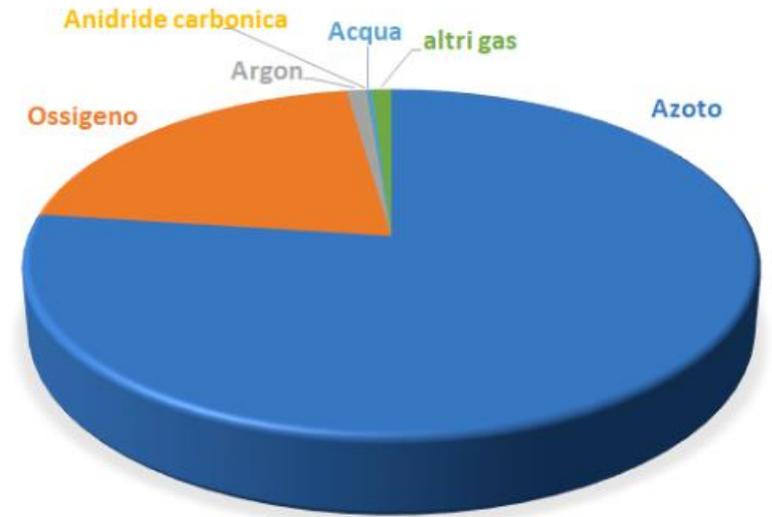
Gli impianti di climatizzazione hanno lo scopo di “trattare” l’aria degli edifici per portarla nelle condizioni di benessere per gli occupanti.

L’atmosfera terrestre è formata da un miscuglio di aria secca e vapore d’acqua cui comunemente viene attribuito il nome di aria.

L’aria secca rappresenta in peso oltre il 97% del miscuglio ed è, a sua volta, una miscela di cinque gas diversi: ossigeno (21%), azoto (78%), argon (0,95%), anidride carbonica (0,03%) e idrogeno (0,02%).

Il vapore acqueo rappresenta (in peso) solamente il 3% del miscuglio, ma la sua importanza è fondamentale per il benessere dell’uomo.

La psicrometria studia i miscugli di aria e vapore definendo grandezze tali da poter essere riportate in diagrammi appositamente costruiti utili nella progettazione.



GRANDEZZE DELL'ARIA UMIDA

Temperatura a bulbo secco (t_{bs})

Temperatura dell'aria misurata attraverso un normale termometro [°C].

Umidità assoluta (x)

Quantità di vapore acqueo contenuta in un kilogrammo di aria secca (anche detta umidità specifica) [g/kg].

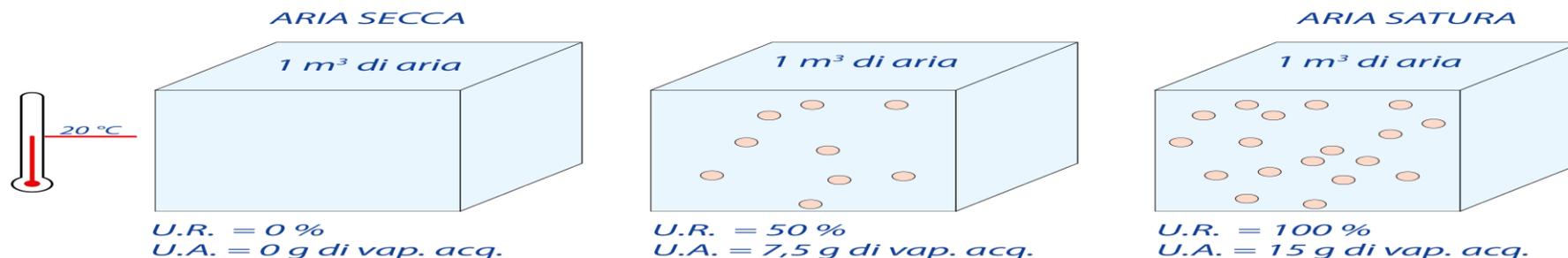
Aria satura

Termine improprio che indica le condizioni di saturazione del vapore d'acqua nell'aria. Nella condizione di saturazione si raggiunge il massimo contenuto d'acqua miscibile nell'aria ad una determinata temperatura: contenuti maggiori danno luogo a “nebbie”.

GRANDEZZE DELL'ARIA UMIDA

Umidità relativa (UR)

Rapporto percentuale tra la pressione parziale del vapore d'acqua nell'aria e la pressione di saturazione del vapore d'acqua alla corrispondente temperatura a bulbo secco ovvero sia percentuale di saturazione dell'aria nelle condizioni desiderate rispetto al massimo contenuto di acqua accettabile dall'aria alla stessa temperatura a bulbo secco (Esempio: con umidità relativa UR=50%, il contenuto assoluto di acqua è pari alla metà della massima accettabile dall'aria) [%].



Entalpia (h)

Livello energetico specifico dell'aria nelle condizioni desiderate [kJ/kg].

GRANDEZZE DELL'ARIA UMIDA

Volume specifico (v)

Volume occupato da un kg di aria nelle condizioni desiderate (inverso della densità) [m^3/kg].

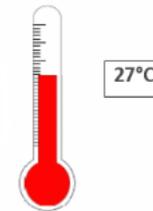
Temperatura a bulbo umido (t_{bu})

Temperatura dell'aria misurata attraverso un termometro il cui bulbo viene avvolto in una garza imbevuta d'acqua. Viene usata per calcolare l'umidità relativa. Sostanzialmente è la temperatura di saturazione alla quale corrisponde un'entalpia pari a quella della condizione desiderata [$^{\circ}C$]. Per le miscele d'aria, ai fini pratici, può essere posta uguale alla temperatura di saturazione adiabatica.

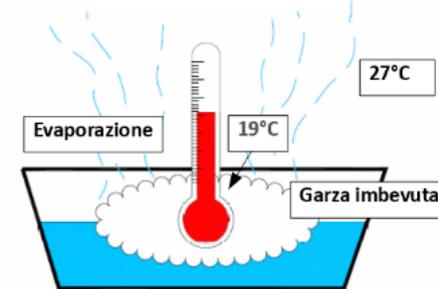
Temperatura di rugiada (t_r)

Temperatura di saturazione alla quale corrisponde una umidità assoluta pari a quella della condizione considerata

Termometro a bulbo secco



Termometro a bulbo umido



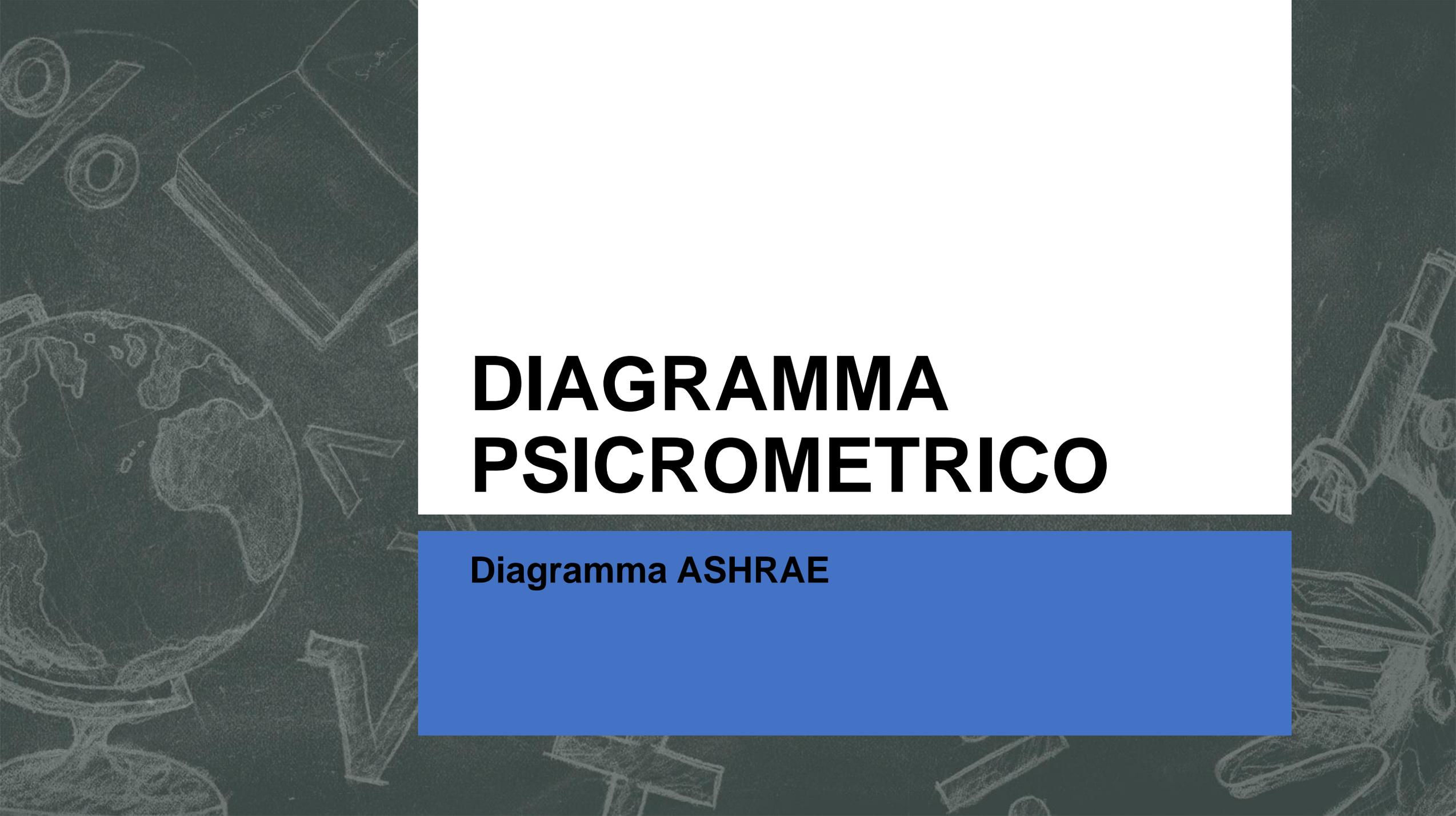
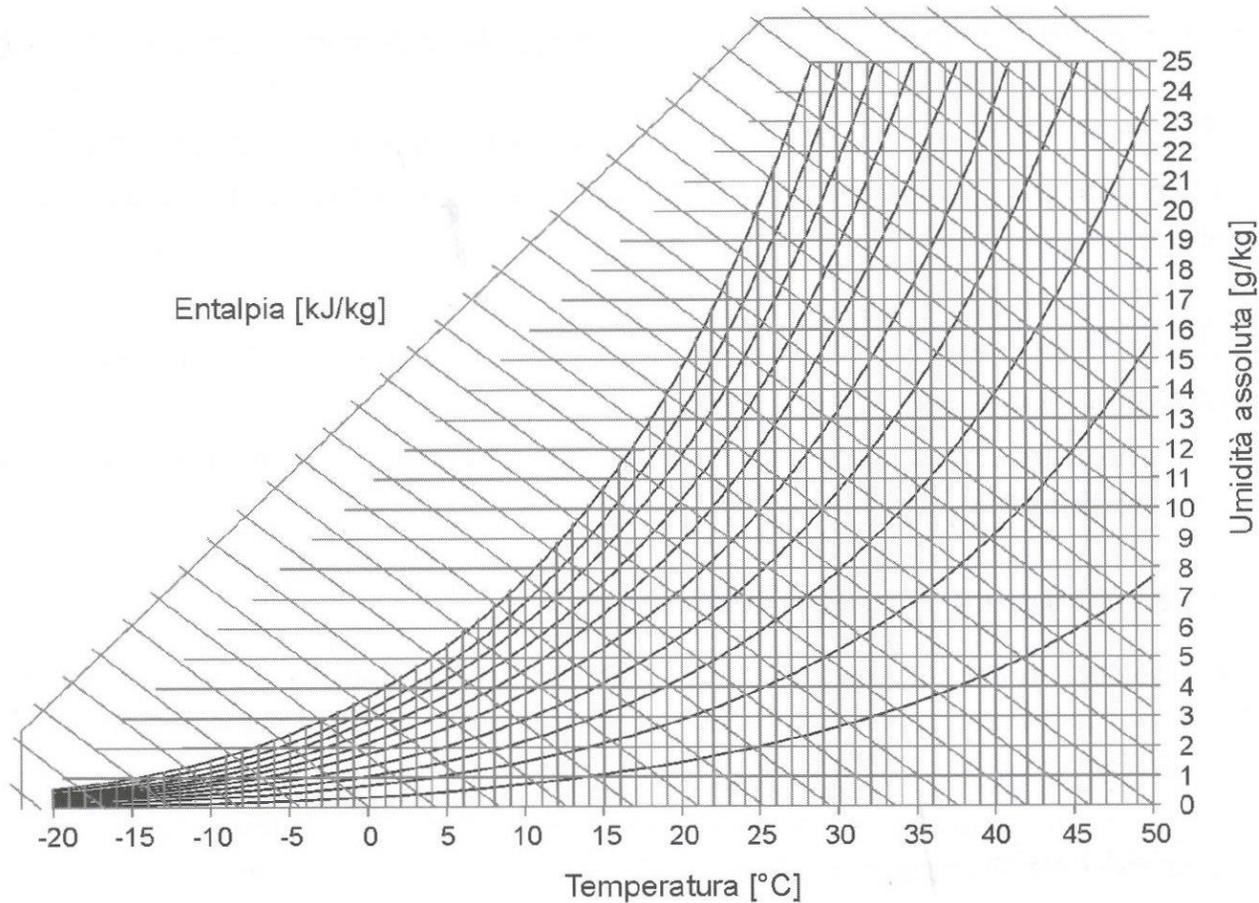


DIAGRAMMA PSICROMETRICO

Diagramma ASHRAE

Diagramma psicrometrico dell'aria umida

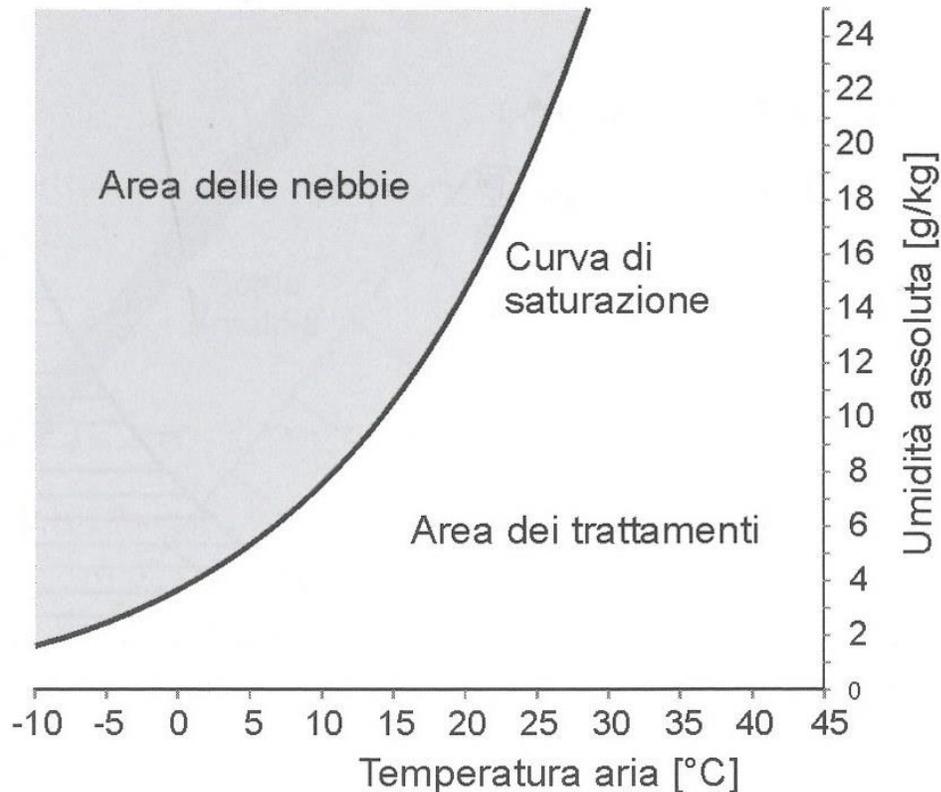


Tutte le grandezze precedentemente definite possono essere rappresentate su un grafico chiamato diagramma psicrometrico dell'aria umida.

In ascissa è riportata la temperatura a bulbo secco [°C], mentre in ordinata l'umidità assoluta [g/kg].

Fig. 1 - Diagramma ASHRAE dell'aria umida.

Curva di saturazione



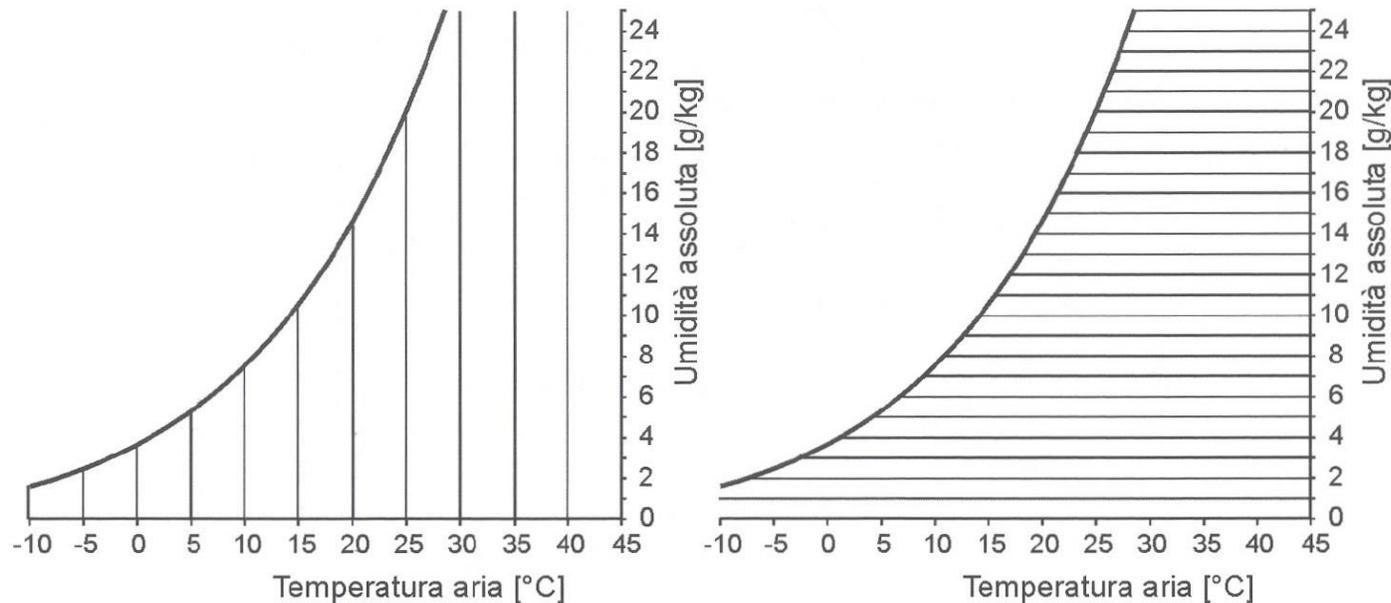
Riunisce tutti i punti nei quali il contenuto d'acqua (umidità assoluta) è tale da provocare la saturazione (UR=100%).

Le condizioni di saturazione variano al variare della temperatura a bulbo secco.

Il quantitativo d'acqua miscibile nell'aria secca cresce all'aumentare della sua temperatura.

Fig. 2 - Curva di saturazione.

Curve delle temperature a bulbo secco e curve delle umidità specifiche

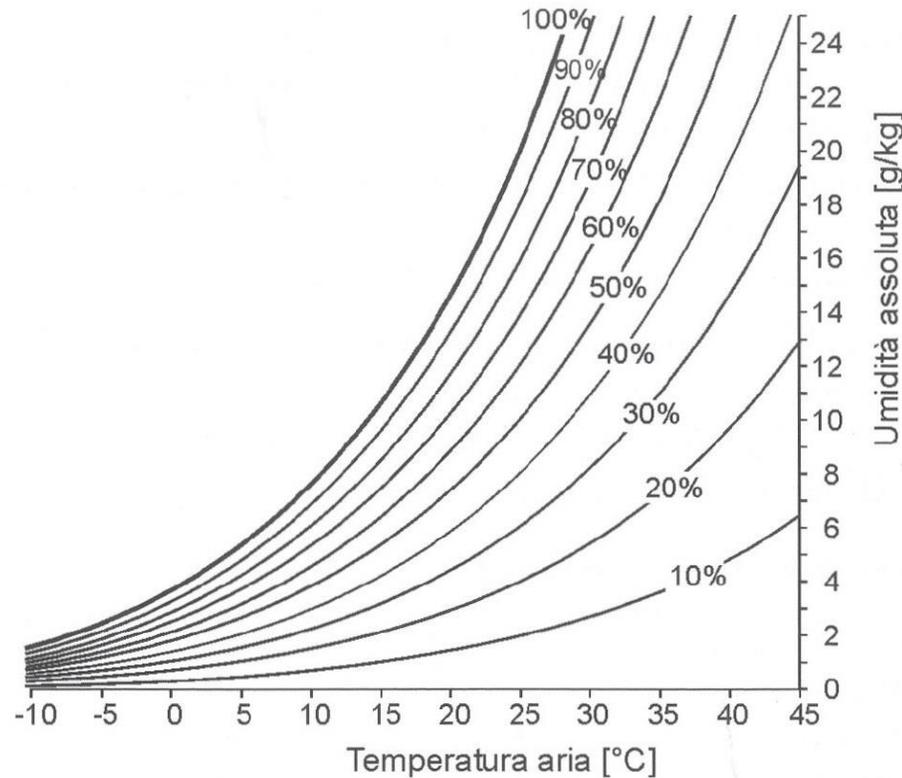


Le temperature a bulbo secco fungono da asse delle ascisse e vanno da -10°C fino a 45°C . Le curve a temperatura costante sono (isoterme) sono pertanto delle rette verticali.

Le umidità specifiche fungono da asse delle ordinate e sono riportate sulla destra del diagramma. Le curve a umidità assoluta costante sono delle rette orizzontali.

Fig. 3 - Curve a temperatura a bulbo secco costante (sinistra) e a x costante (destra).

Curve ad umidità relativa costante

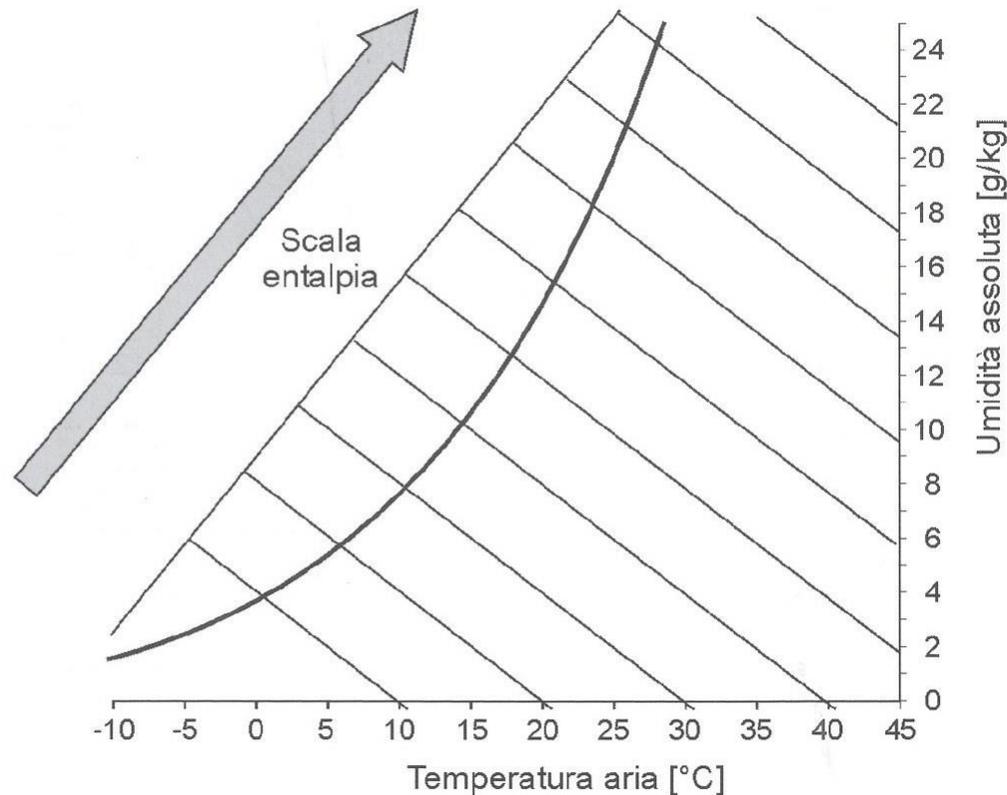


Le curve ad umidità relativa costante riuniscono tutti i punti ad uguale UR.

Per la definizione stessa di umidità relativa, seguono l'andamento della curva di saturazione e sono tanto più piatte quanto inferiore è il valore di UR.

Fig. 4 - Curve a UR costante.

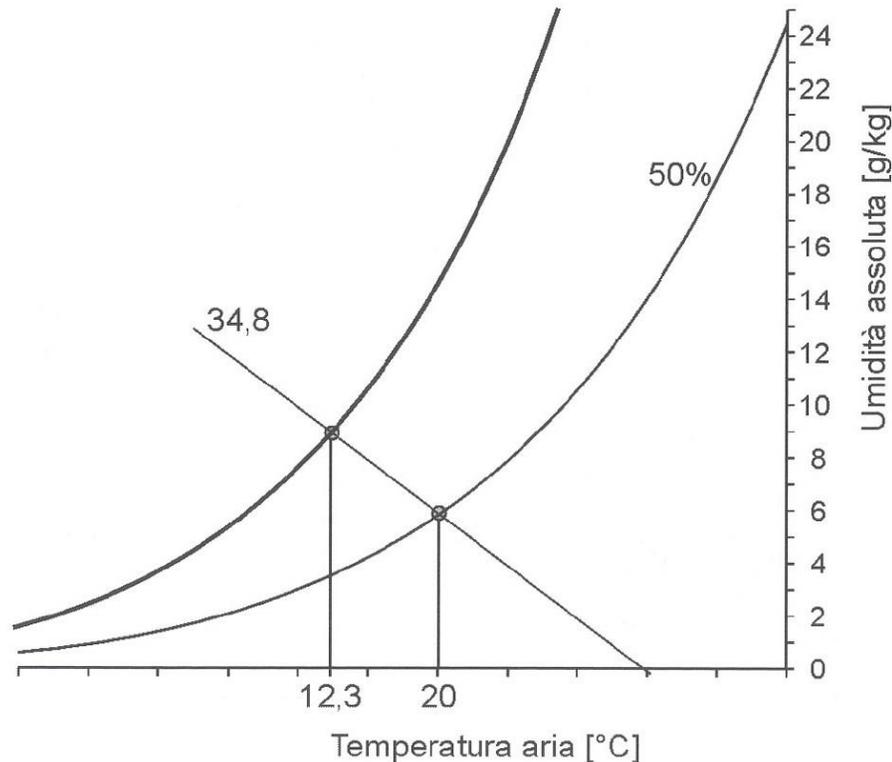
Curve a entalpia costante (isoentalpiche)



Le curve a entalpia costante uniscono i punti caratterizzati da uguale valore dell'entalpia e sono rette parallele con inclinazione negativa rispetto all'orizzontale. L'entalpia aumenta sia al crescere della temperatura, a umidità assoluta costante, che al crescere dell'umidità assoluta, a temperatura costante. Da ciò si deduce che, per riscaldare l'aria e umidificarla, bisogna fornire energia, per raffreddarla e deumidificarla bisogna sottrarre energia.

Fig. 5 - Curve a entalpia costante.

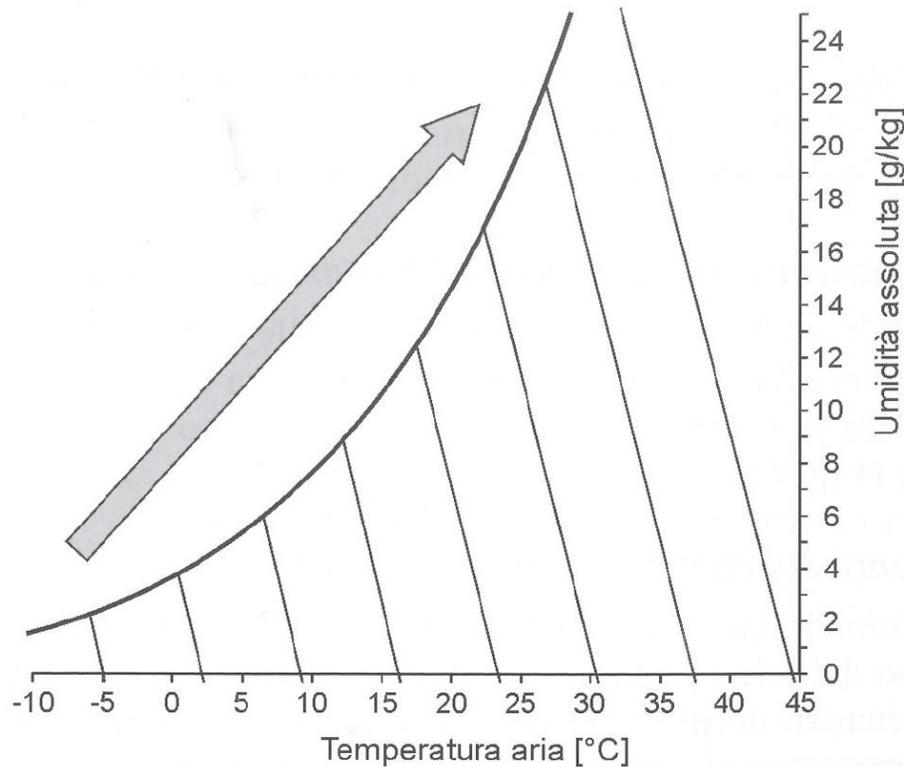
Curve a temperatura a bulbo umido costante



Corrispondono con buona approssimazione alle isoentalpiche. La temperatura a bulbo umido va letta sull'intersezione tra la isoentalpica passante per il punto considerato e la curva di saturazione.

Fig. 6 - Temperatura a bulbo umido.

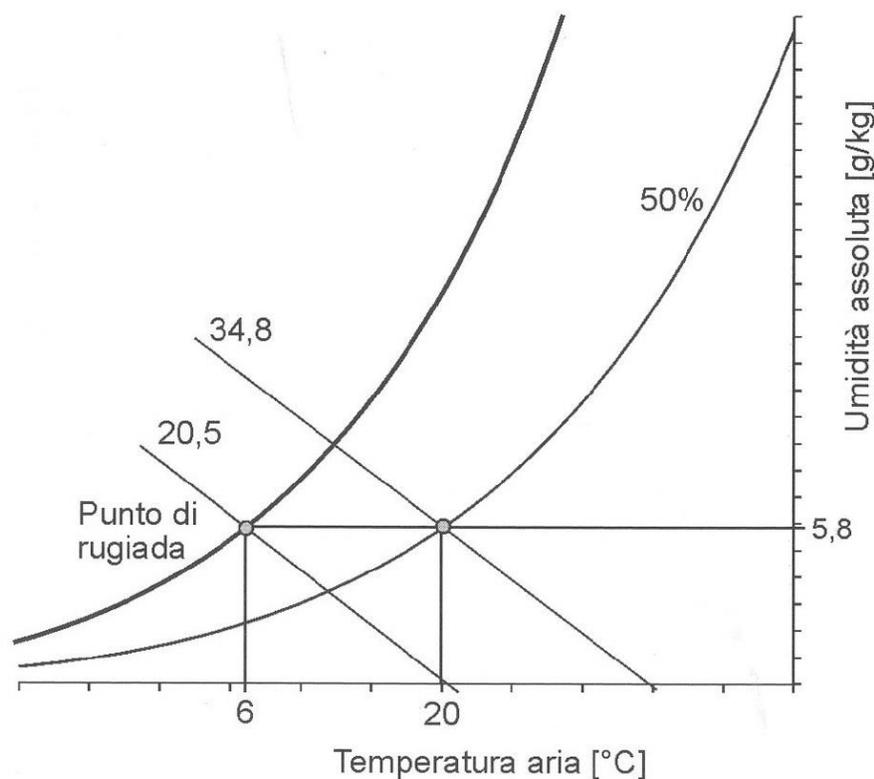
Curve a volume specifico costante



Uniscono i punti a volume specifico costante e sono delle rette parallele con inclinazione negativa rispetto all'orizzontale, più verticali delle isoentalpiche. Il loro valore non è riportato su una scala, ma segnato a fianco di alcune di esse. A parità di umidità assoluta x , il volume specifico aumenta al crescere della temperatura; analogamente accade a t costante all'aumentare dell'umidità assoluta. Quindi, l'aria diventa meno densa più è calda e più è umida.

Fig. 7 - Curve a volume specifico costante.

Curve a temperatura di rugiada costante

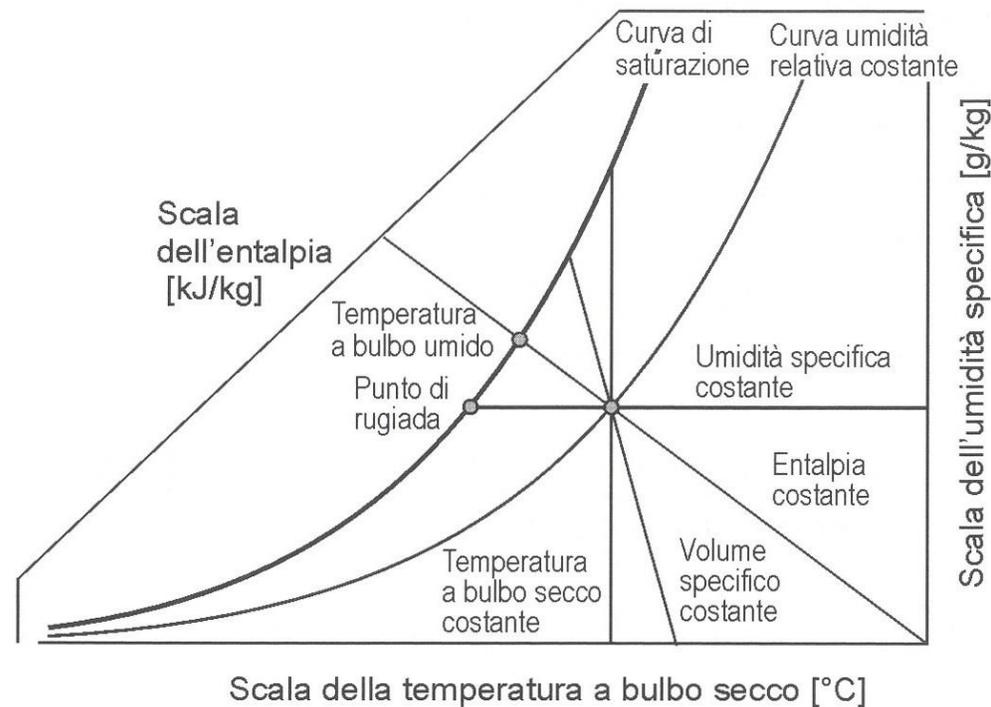


Corrispondono alle curve a umidità assoluta costante, da cui si può dedurre l'univoca connessione tra temperatura di rugiada e umidità assoluta.

Il valore della temperatura di rugiada si legge nell'intersezione tra la retta orizzontale corrispondente al punto considerato e la curva di saturazione.

Fig. 8 - Temperatura di rugiada.

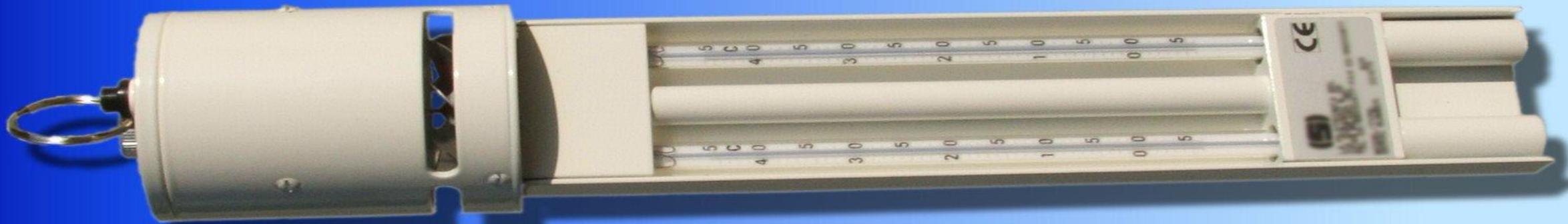
Esempio di lettura del diagramma



- Misurazione temperatura ambiente (o temperatura a bulbo secco);
- Misurazione temperatura a bulbo umido e individuazione del punto di intersezione tra la curva di saturazione e la retta verticale corrispondente alla temperatura misurata;
- Tracciatura della retta isoentalpica per il punto trovato ed intersezione con la retta della temperatura ambiente;
- Identificazione univoca delle condizioni dell'ambiente misurato.

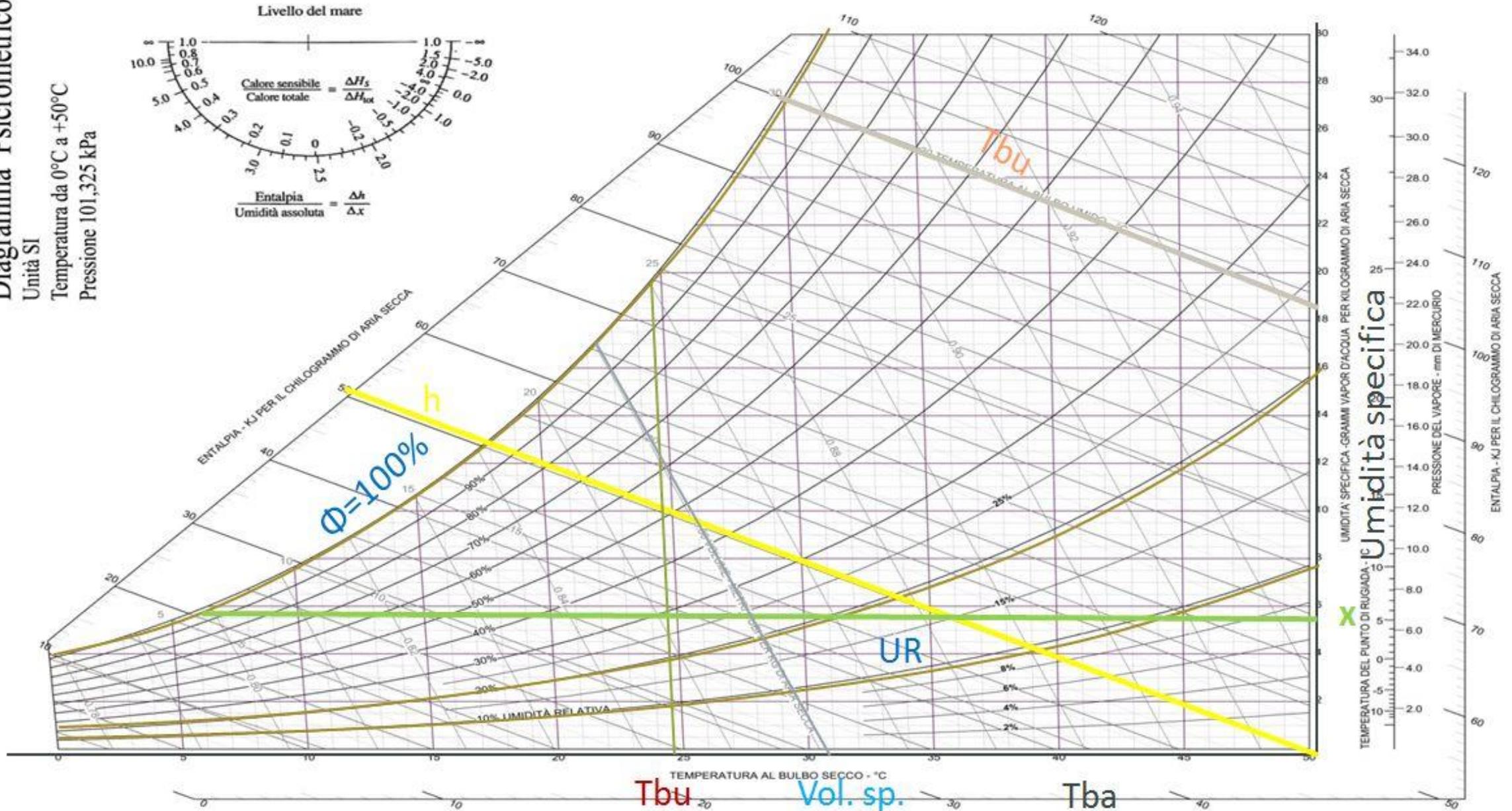
Fig. 9 - Come leggere il diagramma ASHRAE.

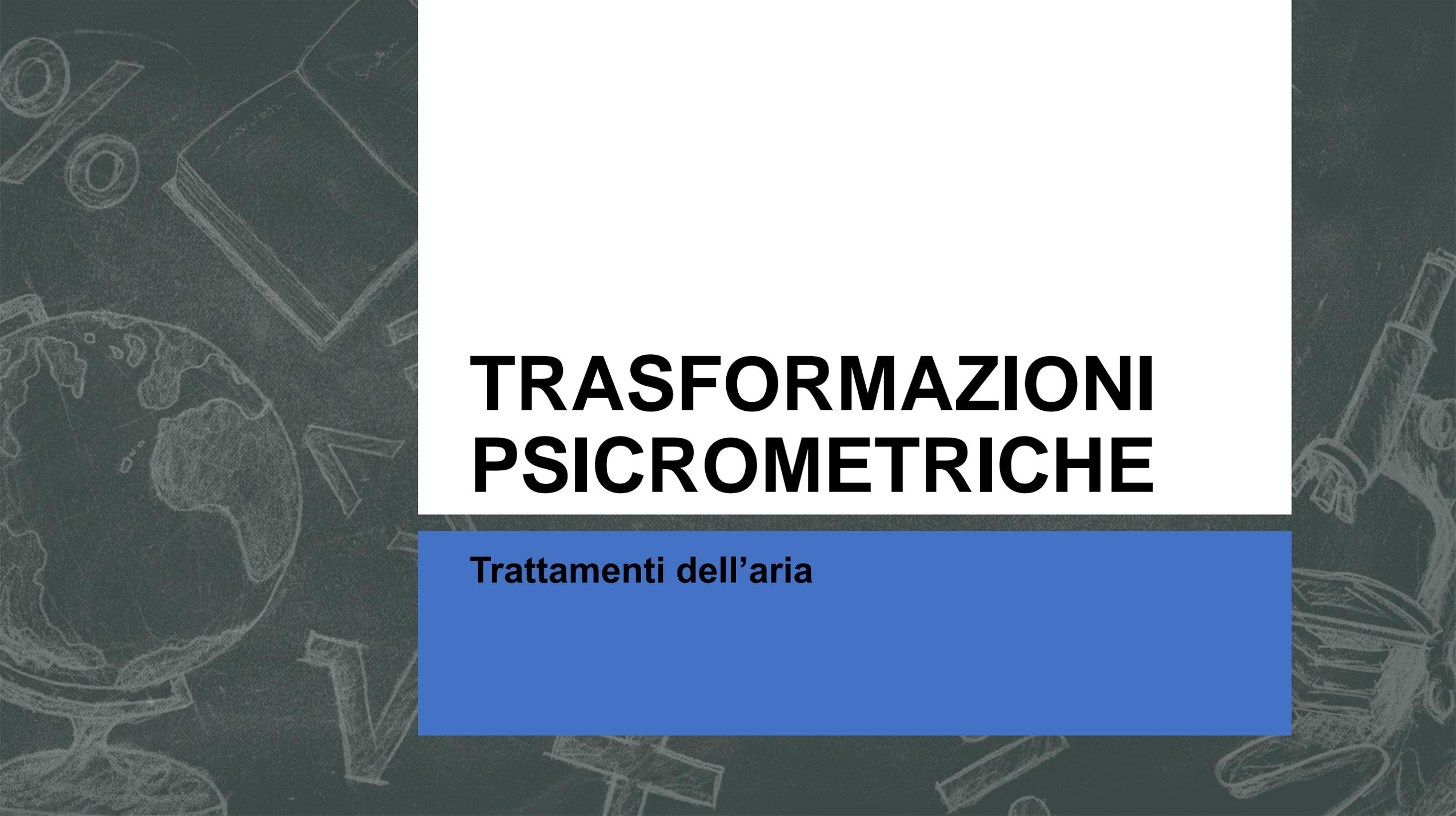
STRUMENTI DI MISURA : PSICROMETRO



Esempio di lettura del diagramma

Diagramma Psicrometrico
Unità SI
Temperatura da 0°C a +50°C
Pressione 101,325 kPa





TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE

Trattamenti dell'aria

PREMESSA

La climatizzazione dell'aria prevede il mantenimento delle condizioni di benessere grazie a opportuni trattamenti dell'aria immessa in ambiente. Le possibili trasformazioni sono:

- a) miscela di due quantità d'aria;
 - b) riscaldamento sensibile;
 - c) umidificazione adiabatica (ad acqua);
 - d) umidificazione a vapore;
 - e) riscaldamento con umidificazione;
 - f) raffreddamento sensibile (senza deumidificazione);
 - g) raffreddamento con deumidificazione;
 - h) deumidificazione;
 - i) raffreddamento con umidificazione (raffreddamento adiabatico);
 - j) riscaldamento con deumidificazione.
-

Grandezze interessate e trasformazioni possibili

M massa d'aria espressa in [kg];

G portata di massa espressa in [kg/s];

Q portata volumetrica espressa in [m³/s];

E energia espressa in [kJ];

P potenza espressa in [kW].

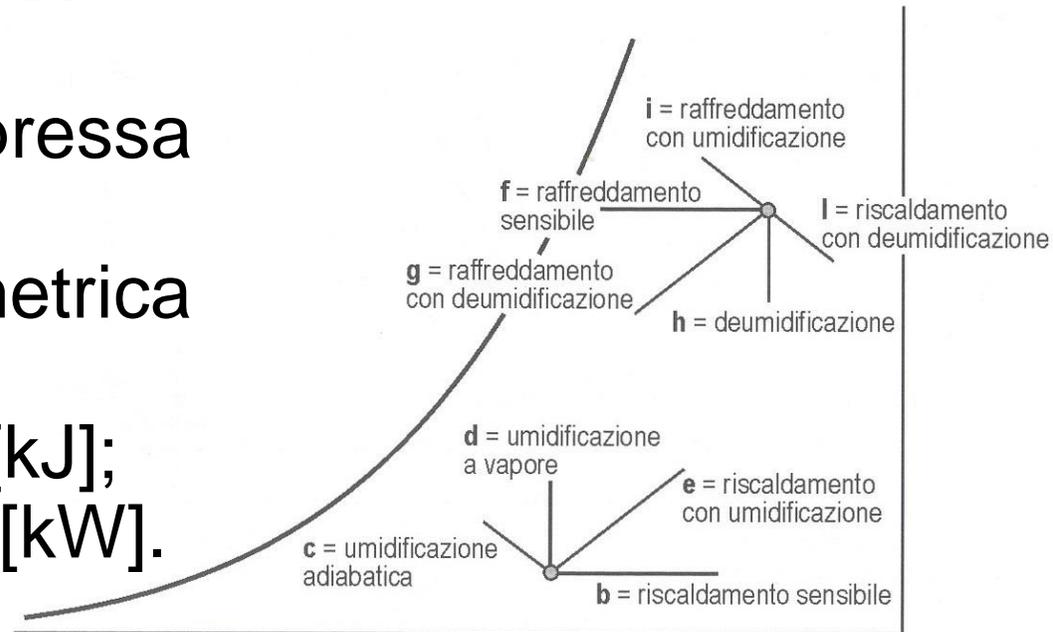
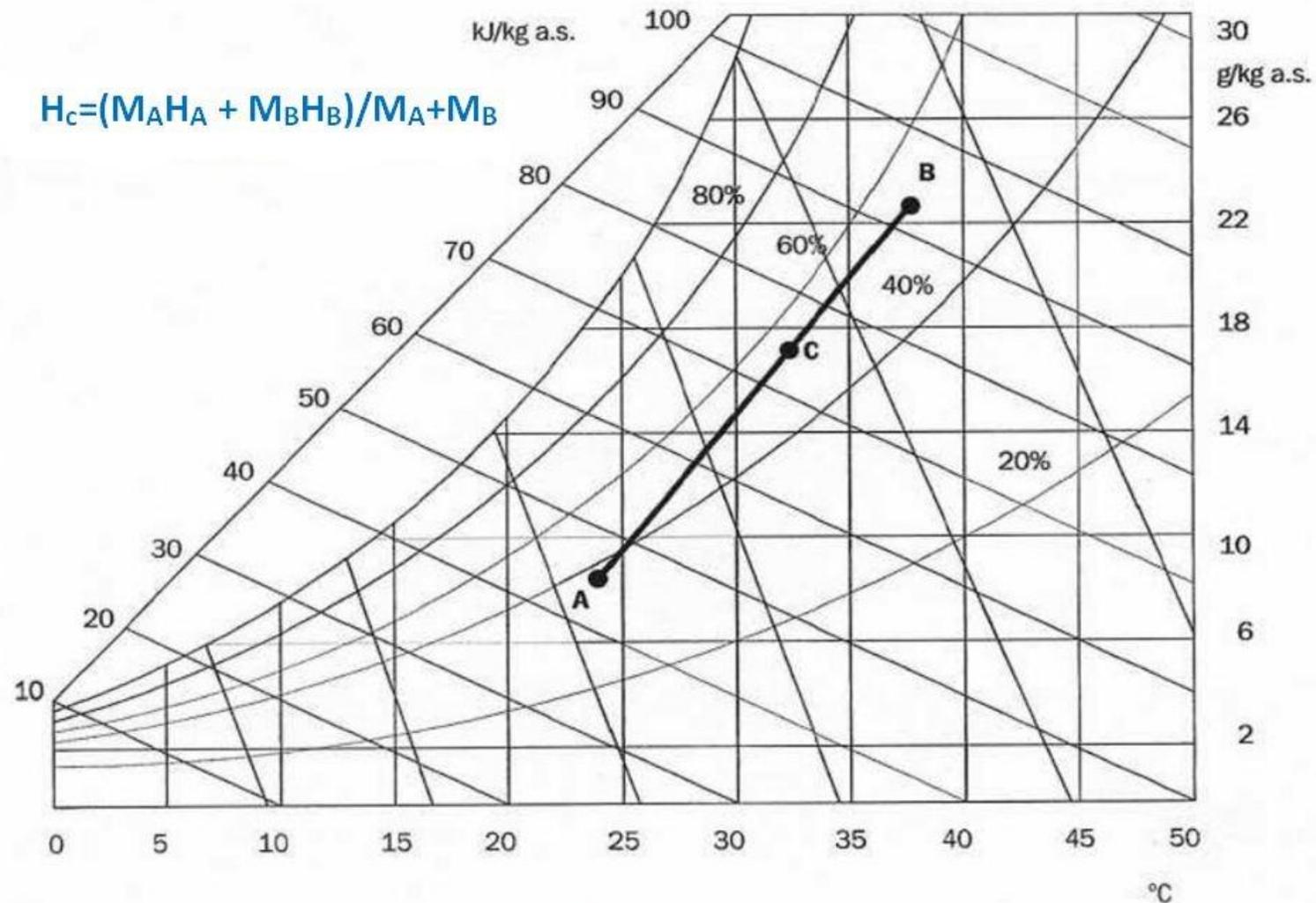


Fig. 10 - Trasformazioni dell'aria.

Miscela di due quantità d'aria



Miscela di due quantità d'aria

Nella climatizzazione dell'aria è frequente che due quantità d'aria a condizioni diverse si miscelino fra loro: il caso più semplice è quello di un impianto a tutt'aria con percentuale di aria di rinnovo. La miscelazione avviene con un unico trattamento ottenuto una "camera di miscela" (Fig. 11) nella quale entrano due flussi d'aria, la cui portata è regolata da serrande, ed esce un flusso miscelato.

Nel diagramma psicrometrico la miscela dà luogo ad un punto compreso nella retta di unione dei due punti estremi (Fig. 12).

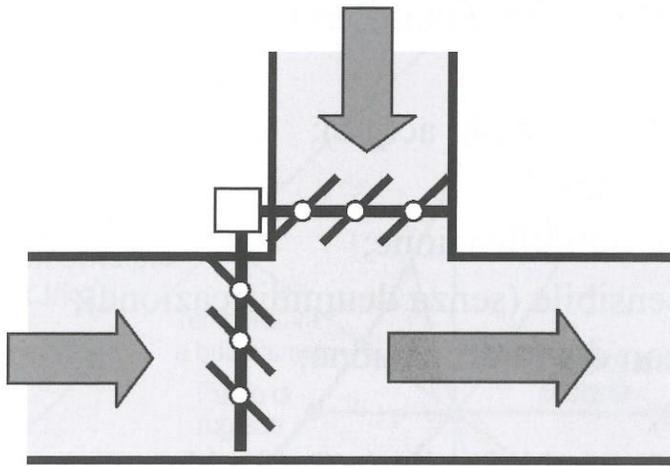


Fig. 11 - Camera di miscela.

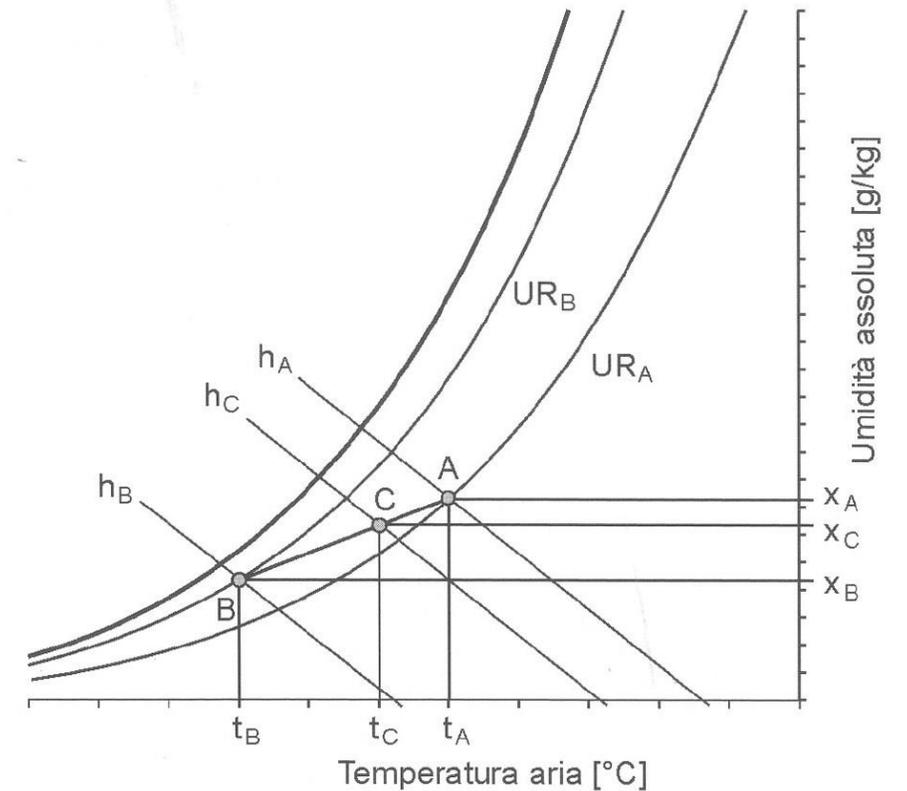


Fig. 12 - Miscela tra due quantità d'aria.

Miscela di due quantità d'aria

Detta M_A la massa d'aria alle condizioni del punto A e M_B la massa d'aria alle condizioni del punto B il punto di miscela C può essere determinato nel modo seguente:

- si traccia il segmento di retta di unione tra il punto A ed il punto B ;
- sull'asse delle temperature si fissa la temperatura (o la umidità assoluta o l'entalpia) del punto di miscela C , calcolata secondo la relazione:

$$t_C = t_B - \frac{M_A}{M_A + M_B} (t_B - t_A) \quad x_C = x_B - \frac{M_A}{M_A + M_B} (x_B - x_A) \quad h_C = h_B - \frac{M_A}{M_A + M_B} (h_B - h_A) \quad [1]$$

- si traccia la retta verticale isoterma così ricavata;
- si trova il punto di miscela C nell'intersezione tra la isoterma ed il segmento di retta che unisce A con B .

Da ricordare

La relazione [1] evidenzia una regola pratica molto utile: il punto di miscela divide il segmento di retta in pari inversamente proporzionali al rapporto tra le due masse d'aria.

Ovviamente, le medesime formule valgono anche quando si tratti di portate d'aria di massa; in tal caso la relazione [1] diviene:

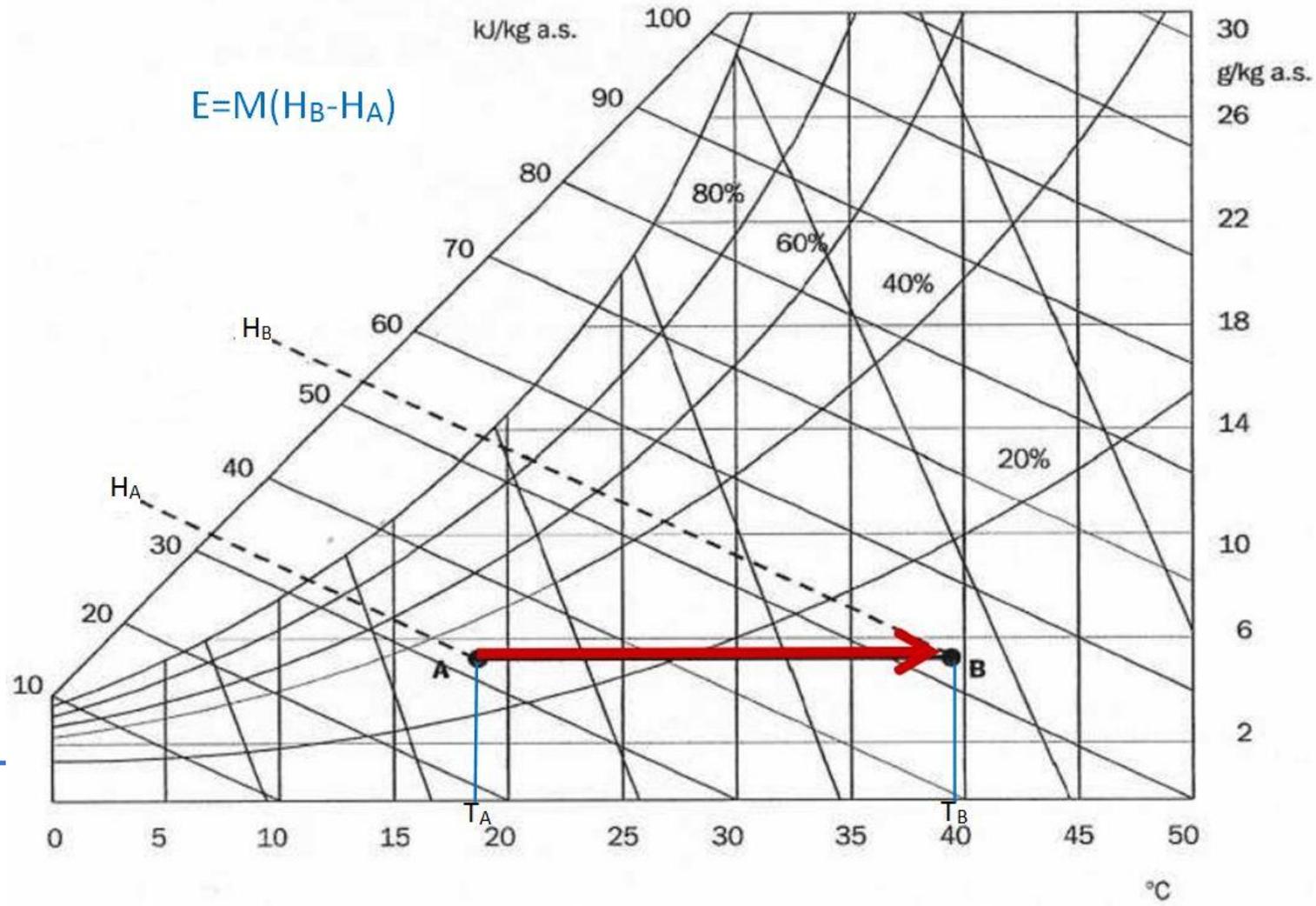
$$t_C = t_B - \frac{G_A}{G_A + G_B} (t_B - t_A) \quad x_C = x_B - \frac{G_A}{G_A + G_B} (x_B - x_A) \quad h_C = h_B - \frac{G_A}{G_A + G_B} (h_B - h_A) \quad [2]$$

Se invece si deve trovare il punto di miscela tra due portate volumetriche, bisogna prima trasformare le stesse in portate di massa. La relazione [1] diventa:

$$t_C = t_B - \frac{\frac{Q_A}{v_A}}{\frac{Q_A}{v_A} + \frac{Q_B}{v_B}} (t_B - t_A) = t_B - \frac{G_A}{G_A + G_B} (t_B - t_A) \quad [3]$$

Per semplicità è riportata solo l'equazione relativa alla temperatura. Le altre due, relative all'umidità assoluta e all'entalpia, sono assolutamente analoghe: basta sostituire le relative grandezze alla temperatura.

Riscaldamento sensibile



Riscaldamento sensibile

La trasformazione di riscaldamento sensibile si effettua quando si vuole aumentare la temperatura di una certa quantità d'aria senza modificarne l'umidità assoluta x . Sul diagramma ASHRAE il riscaldamento sensibile disegna una retta orizzontale (Fig. 13).

Il riscaldamento sensibile può essere ottenuto nella pratica tramite un unico trattamento, mediante una batteria di scambio termico, ovvero uno scambiatore di calore formato da tubi percorsi da un fluido caldo cui sono collegate delle alette attraverso le quali passa l'aria riscaldandosi.

L'aria diminuisce la propria umidità relativa, riscaldandosi senza variare il contenuto d'acqua in termini assoluti.

L'energia necessaria per riscaldare una certa massa d'aria dalla temperatura t_A alla temperatura t_B , ovvero dalle valore di entalpia h_A al valore di entalpia h_B è calcolabile secondo la relazione:

$$E = M (h_B - h_A) = Mc (t_B - t_A) \quad [4]$$

dove c è il calore specifico dell'aria espresso in [kJ/kg°C]

Il calore specifico dell'aria c vale 1 [kJ/kg°C]

Se viceversa si considera una portata d'aria, sia essa volumetrica, che di massa, allora si determina la potenza necessaria per eseguire la trasformazione di riscaldamento sensibile secondo l'equazione:

$$P = \frac{Q_B}{v_B} (h_B - h_A) = \frac{Q_B}{v_B} c (t_B - t_A) = G (h_B - h_A) = Gc (t_B - t_A) \quad [5]$$

Da ricordare

La relazione [5] evidenzia come la portata di massa rimanga costante durante una trasformazione di riscaldamento sensibile, mentre cambia la portata volumetrica in funzione del volume specifico. È pertanto indifferente, nel caso di portata volumetrica, riferirsi alle condizioni nel punto A o alle condizioni nel punto B , come nel caso della formula, perché comunque rimane sempre invariata la portata di massa G .

L'argomento è meglio spiegato nel paragrafo 1 del capitolo 3.

Sul diagramma ASHRAE, per determinare la potenza necessaria alla trasformazione, si opera come segue:

- si determina il punto A iniziale sulla base delle grandezze a disposizione;
- si definisce il valore dell'entalpia h_A leggendolo sulla relativa scala;
- si traccia la retta orizzontale fino alla temperatura t_B desiderata alla fine della trasformazione;
- si leggono sul diagramma le grandezze relative al punto B e in particolare l'entalpia h_B necessaria per determinare la potenza richiesta.

Riscaldamento sensibile

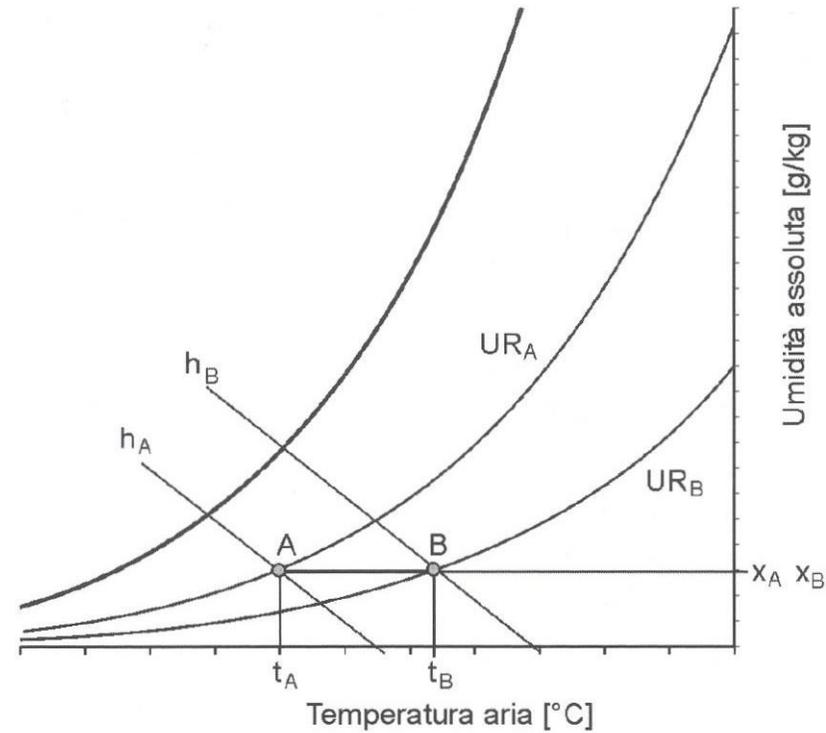
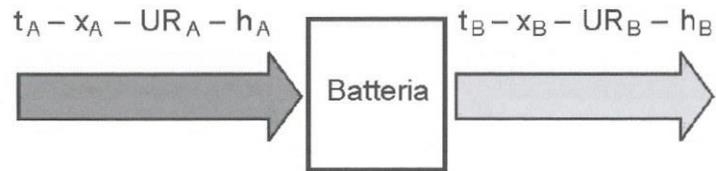


Fig. 13 - Riscaldamento sensibile.

Umidificazione adiabatica (umidificazione ad acqua)

L'umidificazione adiabatica definisce una trasformazione durante la quale viene incrementato il valore dell'umidità assoluta x senza alcun scambio di calore (processo adiabatico) e quindi senza modificare l'entalpia.

Nel diagramma ASHRAE l'umidificazione adiabatica disegna un segmento di isoentalpica (Fig. 14).

L'umidificazione adiabatica può essere effettuata con un unico trattamento, facendo passare l'aria attraverso un umidificatore adiabatico.

Al termine del trattamento di umidificazione adiabatica l'aria si trova ad una temperatura inferiore rispetto a quella di inizio trattamento e ad una umidità relativa maggiore. Non essendoci bisogno di scambio di calore, la potenza termica per ottenere una umidificazione adiabatica è nulla.

Ai fini pratici può essere utile calcolare la portata d'acqua necessaria per effettuare una umidificazione adiabatica. Utilizzando come supporto il diagramma ASHRAE si effettuano le seguenti operazioni:

- si individuano sul diagramma i punti A e B di inizio e fine trasformazione;
- si traccia il segmento di retta sull'isoentalpica corrispondente;
- si determinano i valori di umidità assoluta x_A e x_B di inizio e fine trasformazione;
- si calcola la portata d'acqua g in base all'equazione:

$$g = \frac{G}{1000} (x_B - x_A) \quad [\text{kg/s}] \quad [6]$$

Si definisce *efficienza dell'umidificatore* ε_U il rapporto tra la differenza di umidità assoluta compiuta dal trattamento e la massima possibile fino a portare il sistema a saturazione.

Infatti gli umidificatori nella realtà non riescono a portare a completa saturazione l'aria trattata, limitando il salto di umidità assoluta.

Con riferimento alla figura 15, l'efficienza di umidificazione è:

$$\varepsilon_U = \frac{x_B - x_A}{x_S - x_A} \quad [7]$$

Nella pratica l'efficienza degli umidificatori è generalmente limitata a 0,85. Solo in alcuni casi, con umidificatori particolari molto ingombranti, si riesce ad arrivare a 0,92.

Umidificazione adiabatica (umidificazione ad acqua)

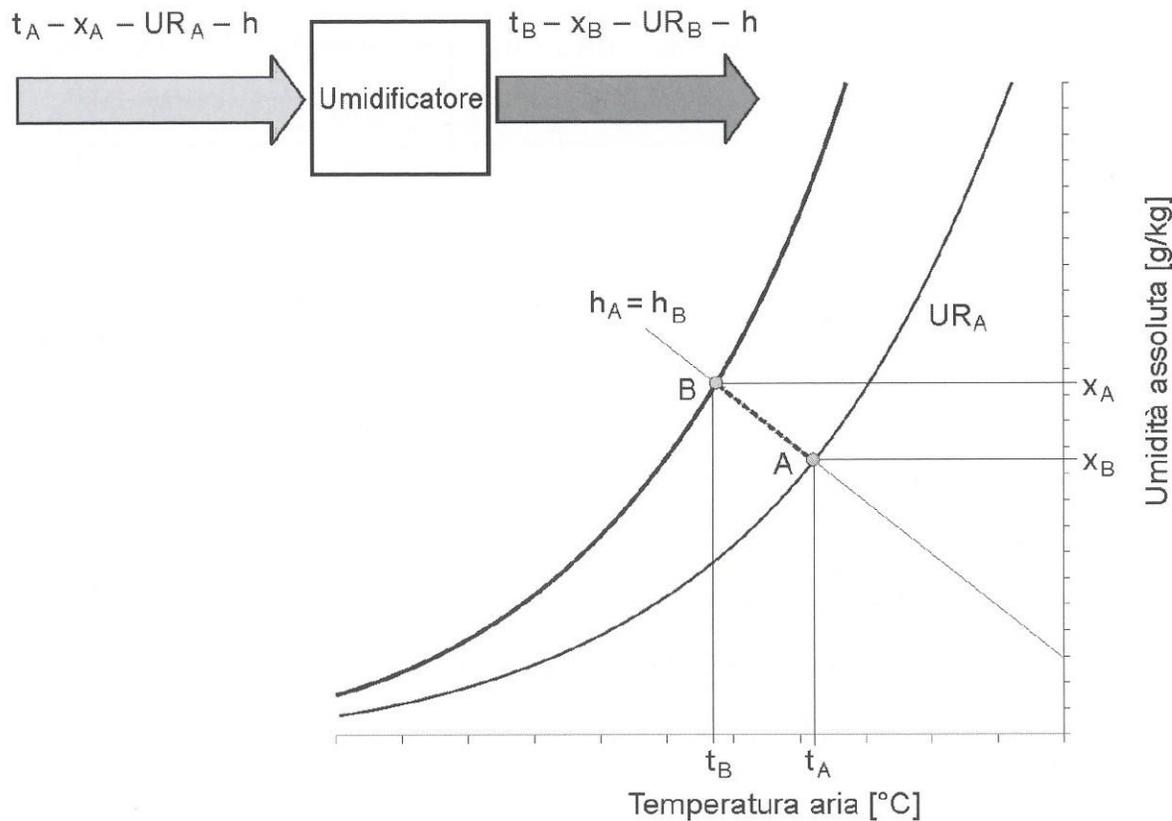


Fig. 14 - Umidificazione adiabatica (umidificazione ad acqua).

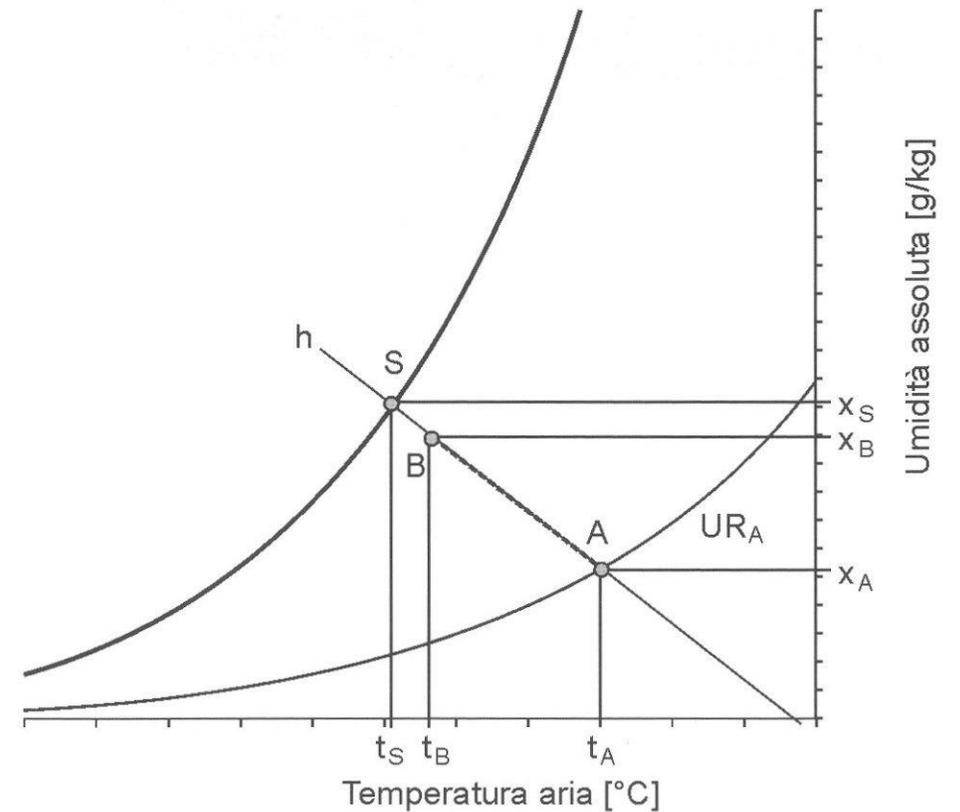


Fig. 15 - Efficienza di umidificazione.

Umidificazione a vapore

La trasformazione di umidificazione può avvenire anche per iniezione di vapore. Se il vapore fosse iniettato alla stessa temperatura dell'aria da trattare, l'umidificazione risulterebbe perfettamente isoterma e sul diagramma ASHRAE disegnerebbe un segmento verticale.

La portata d'acqua necessaria alla trasformazione è calcolata sempre con l'equazione [6] ma, a differenza del caso precedente, durante l'umidificazione vi è scambio di calore con variazione dell'entalpia dell'aria tra ingresso ed uscita dell'umidificatore. La potenza di umidificazione è allora calcolabile secondo la relazione:

$$P = G (h_B - h_A) \quad [8]$$

Nella pratica è molto difficile avere vapore a temperature uguali a quella dell'aria in ingresso (con pressioni di produzione, quindi, inferiori a quella atmosferica). Per temperature diverse si ha una temperatura di fine trasformazione diversa da quella di inizio calcolabile con la relazione:

$$t_B = \frac{t_V + 0,24 \frac{G}{g} t_A}{1 + 0,24 \frac{G}{g}} \quad [9]$$

con:

- t_B = temperatura dell'aria al termine della trasformazione (punto B);
- t_V = temperatura del vapore;

- t_A = temperatura dell'aria all'inizio della trasformazione (punto A);
- G = portata di massa dell'aria;
- g = portata di massa del vapore calcolato secondo l'equazione [6];
- 0,24 = rapporto tra i calori specifici di aria e acqua.

Per questo motivo la retta di umidificazione è leggermente inclinata verso destra (Fig. 16).

Utilizzando il diagramma ASHRAE si compiono le seguenti operazioni:

- si identifica il punto A di inizio trasformazione;
- si legge sulla relativa scala il valore dell'umidità assoluta x_A e dell'entalpia h_A ;
- si identifica il valore dell'umidità assoluta desiderata a fine trasformazione;
- si determina la portata di vapore calcolata secondo l'equazione [6];
- si calcola la temperatura t_B del punto B di fine trasformazione secondo l'equazione [9];
- si traccia il segmento di retta che unisce il punto A al punto B ;
- si legge nella relativa scala l'entalpia del punto B ;
- si calcola la potenza di umidificazione secondo l'equazione [8].

Umidificazione a vapore

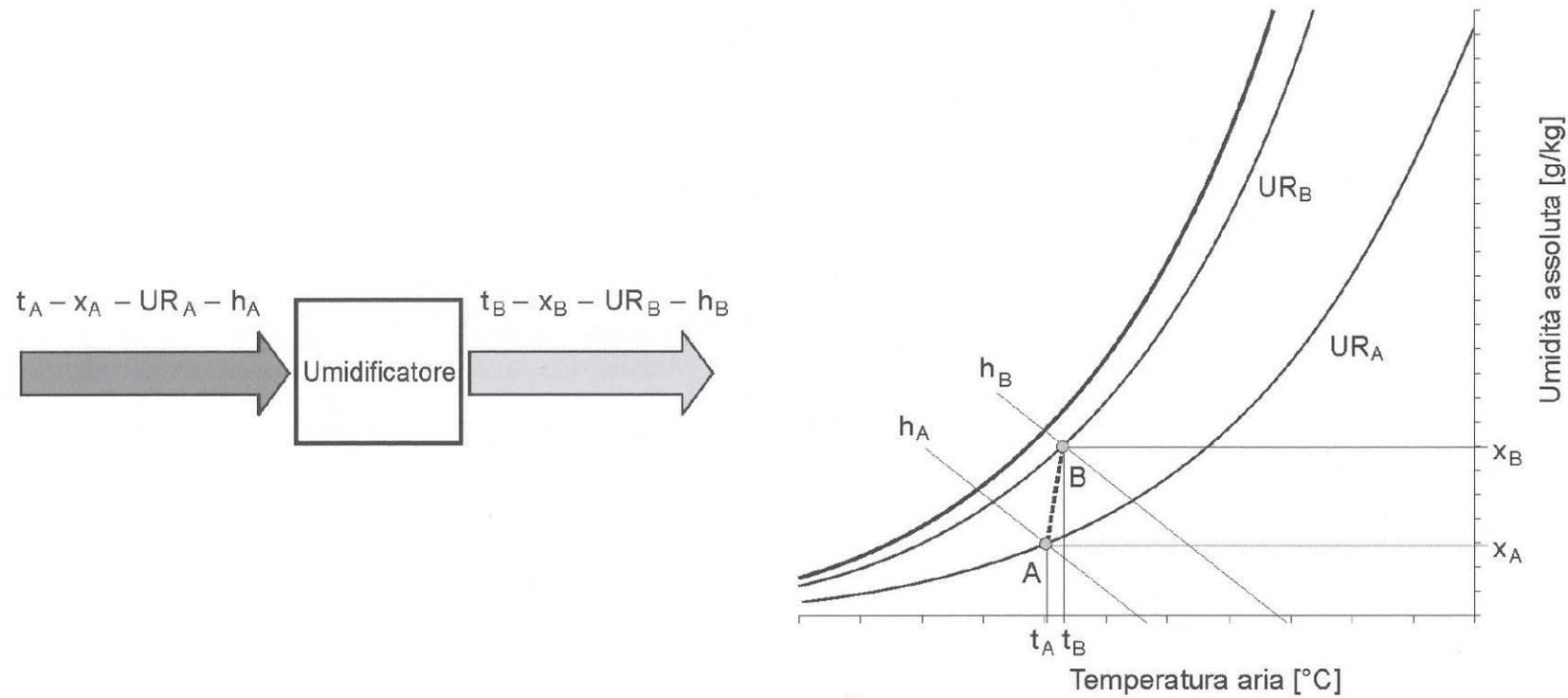


Fig. 16 - Umidificazione a vapore nel caso di temperatura del vapore superiore alla temperatura dell'aria.

Riscaldamento con umidificazione

In molti casi pratici nella climatizzazione invernale è necessario effettuare un riscaldamento dell'aria accompagnato ad una umidificazione.

Per ottenere una simile trasformazione bisogna effettuare mediante due o più distinti trattamenti consecutivi. Si hanno tre possibili opzioni:

- riscaldamento + umidificazione adiabatica;
- pre-riscaldamento + umidificazione adiabatica + post-riscaldamento;
- riscaldamento + umidificazione a vapore.

Riscaldamento + umidificazione adiabatica

Per portare l'aria dalle condizioni del punto *A* fino alle condizioni del punto *B* (Fig. 17) si deve prima effettuare un riscaldamento fino al punto *U*, collegato al punto *B* da una isoentalpica, e poi un'umidificazione adiabatica.

La potenza termica per effettuare la trasformazione è data da:

$$P = G (h_B - h_A) = P_r + P_u = Gc (t_B - t_A) + Gc (t_U - t_B) \quad [10]$$

con:

- P_r = potenza di riscaldamento;
- P_u = potenza di umidificazione.

La relazione [10] dimostra che, sebbene l'umidificazione adiabatica di per se stessa non richiede scambio di calore e quindi cessione di energia, vi è comun-

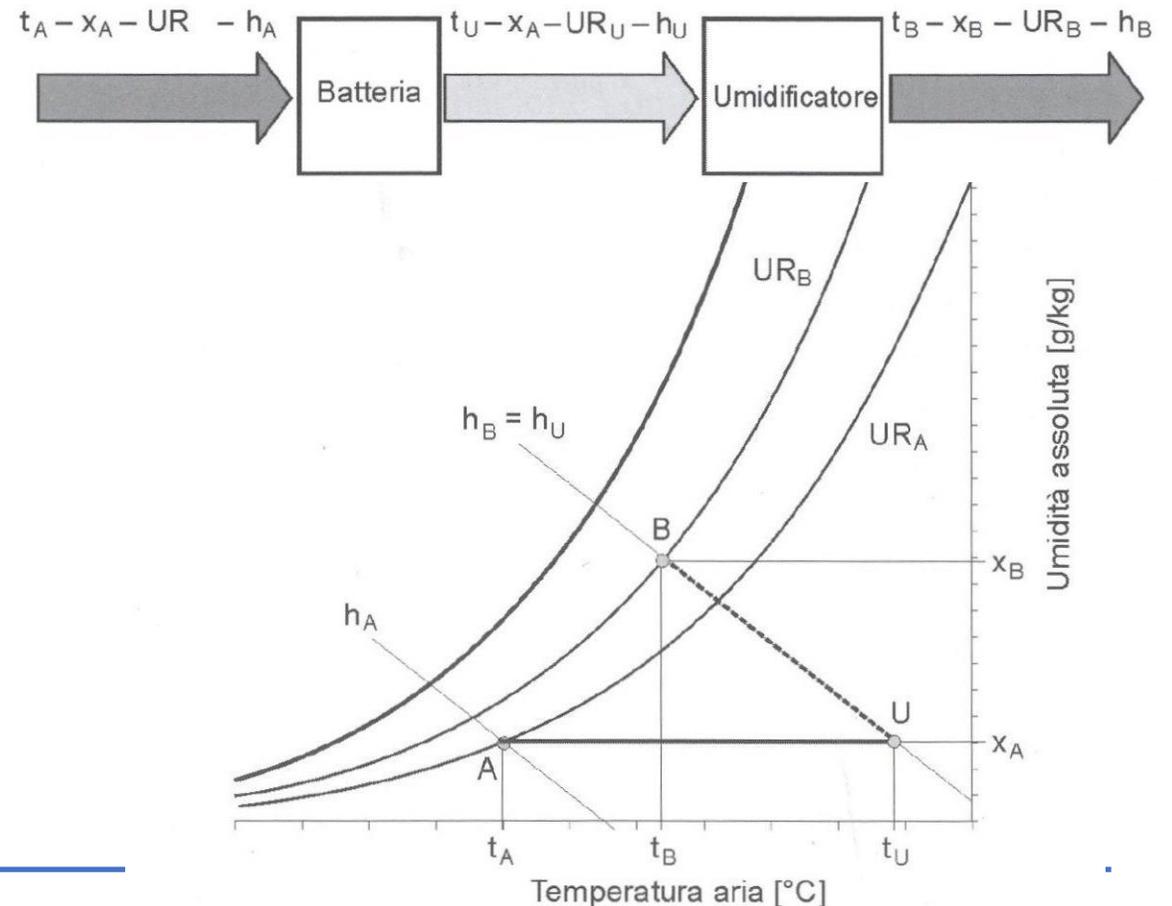


Fig. 17 - Riscaldamento con umidificazione adiabatica (senza post-riscaldamento).

Riscaldamento con umidificazione

che la necessità di disporre della potenza termica per effettuare l'umidificazione perché bisogna "surriscaldare" l'aria fino alla temperatura t_U di inizio umidificazione.

Utilizzando il diagramma ASHRAE come supporto, si opera nel modo seguente.

- si determinano i punti A e B di inizio e fine trasformazione;
- da A si traccia la retta orizzontale a umidità assoluta costante;
- si determina il punto U di inizio umidificazione tracciando dal punto B la isoentalpica fino ad incontrare la retta orizzontale a umidità costante x_A .

Osservando il diagramma di Fig. 17 si nota come la temperatura di inizio umidificazione t_U sia elevata. Ciò potrebbe non essere compatibile con il livello termico di produzione dei generatori di calore ad elevata efficienza, come caldaie a condensazione o pompe di calore.

Pre-riscaldamento + umidificazione adiabatica + post-riscaldamento

Un secondo modo per effettuare la trasformazione di riscaldamento con umidificazione si compone di tre trattamenti distinti: due riscaldamenti separati da una umidificazione adiabatica.

Per portare l'aria dalle condizioni del punto A fino alle condizioni del punto B (Fig. 18) si deve prima effettuare un pre-riscaldamento fino al punto U di inizio umidificazione, collegato al punto S di fine umidificazione da una isoentalpica, quindi un'umidificazione adiabatica fino al punto S , ed infine un post-riscaldamento fino al punto B .

La potenza termica per effettuare la trasformazione è sempre data da:

$$P = G (h_B - h_A) = P_{pre} + P_{post} = Gc (t_U - t_A) + Gc (t_B - t_S) \quad [11]$$

con:

- P_{pre} = potenza di riscaldamento
- P_{post} = potenza di post-riscaldamento

mentre la potenza di umidificazione, analogamente al caso precedente, è ricavabile dalla relazione [10]:

$$P_U = Gc (t_U - t_B)$$

I criteri di scelta del punto S sono trattati nel paragrafo 12 cap. 4: qui lo si suppone punto della curva di saturazione.

Sul diagramma ASHRAE si opera nel seguente modo:

- si determinano i punti A e B di inizio e fine trasformazione;
- da A si traccia la retta orizzontale a umidità assoluta costante; analoga retta si traccia da B ;
- si determina il punto S desiderato;

Riscaldamento con umidificazione

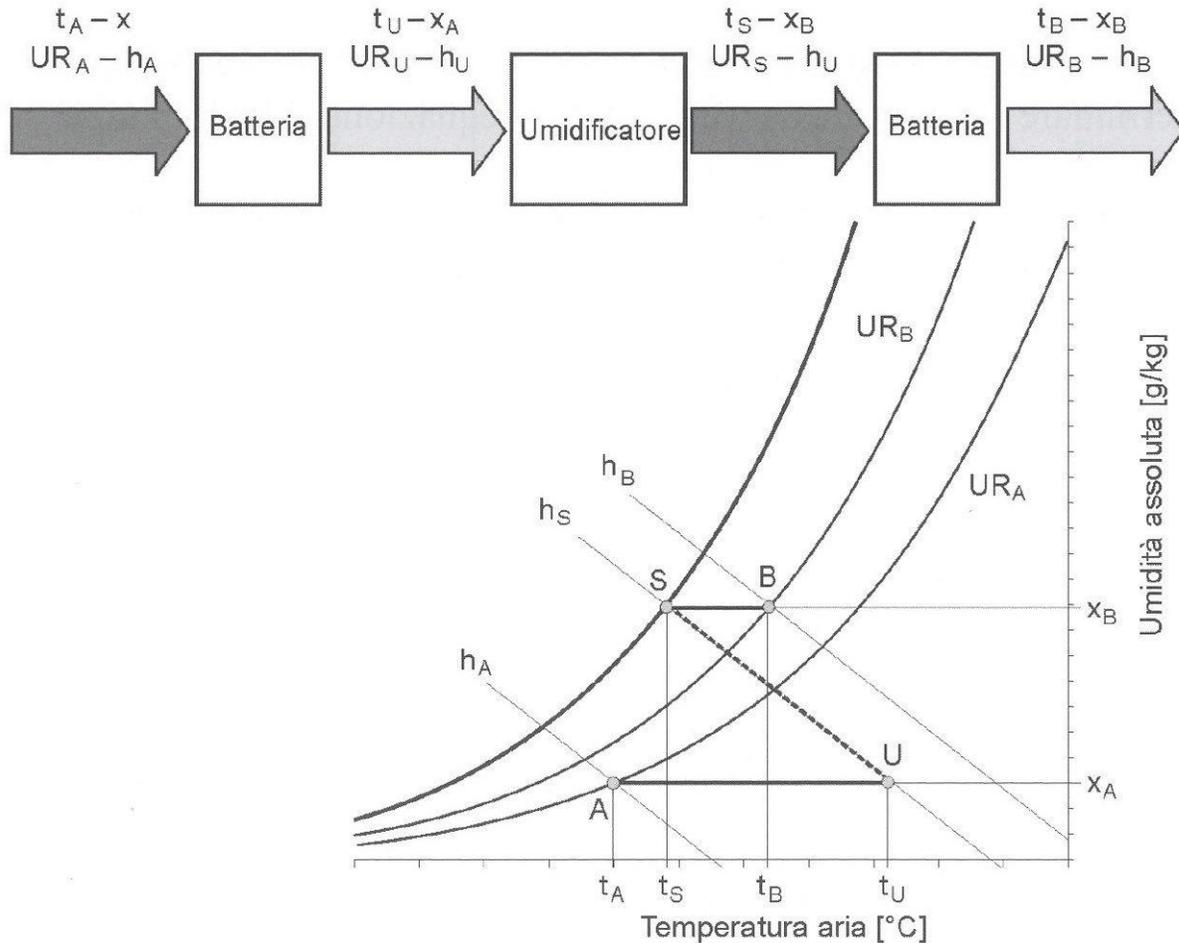


Fig. 18 - Riscaldamento + umidificazione adiabatica + post-riscaldamento.

- si determina il punto U tracciando da S la isoentalpica fino ad incontrare la retta orizzontale a umidità costante x_A .

Con l'inserimento del post riscaldamento, la temperatura di inizio umidificazione t_U si riduce rispetto alla trasformazione precedente. In questo modo si riesce sicuramente a rendere la trasformazione compatibile con il livello termico di produzione dei generatori di calore ad elevata efficienza, come caldaie a condensazione o pompe di calore.

Da ricordare

Le potenze in gioco sono uguali tra loro, indipendentemente che si effettuino due o tre trattamenti. Utilizzando il post-riscaldamento, la potenza di riscaldamento è suddivisa in due trattamenti distinti. Inoltre la temperatura di inizio umidificazione è inferiore in questo secondo caso rispetto al primo.

Riscaldamento + umidificazione a vapore

Qualora si abbia a disposizione del vapore, si può far seguire un'umidificazione a vapore ad un riscaldamento sensibile.

Per portare l'aria dalle condizioni del punto A fino alle condizioni del punto B si deve prima effettuare un riscaldamento sensibile fino al punto U , e poi un'umidificazione a vapore, fino al punto B .

Per determinare il punto U si deve risolvere l'equazione [9] non più rispetto alla temperatura t_B di fine umidificazione, ma alla temperatura t_U di inizio umidificazione, ovvero:

Riscaldamento con umidificazione

$$t_U = \frac{(1 + 0,24 \frac{G}{g}) t_B - t_V}{0,24 \frac{G}{g}} \quad [12]$$

La potenza termica necessaria alla trasformazione è data da:

$$\text{con:} \quad P = G (h_B - h_A) = P_r + P_u = G (h_U - h_A) + G (h_B - h_U) \quad [13]$$

P_r = potenza di riscaldamento;

P_u = potenza di umidificazione.

Sul diagramma ASHRAE si opera nel seguente modo:

- si determinano i punti A e B di inizio e fine trasformazione;
- da A si traccia la retta orizzontale a umidità assoluta costante x_A ;
- si determina il punto U in base all'equazione [12];
- si traccia il segmento di retta di unione tra D e B .

È interessante notare come la potenza di umidificazione sia, in questo ultimo caso, maggiore che nei precedenti casi: ciò avviene perché vi è un contributo al calore sensibile di riscaldamento dato dalla temperatura del vapore, maggiore di quella dell'aria. Se le due temperature fossero uguali e l'umidificazione si configurasse come una isoterma, allora la potenza di umidificazione risulterebbe uguale ai casi precedenti.

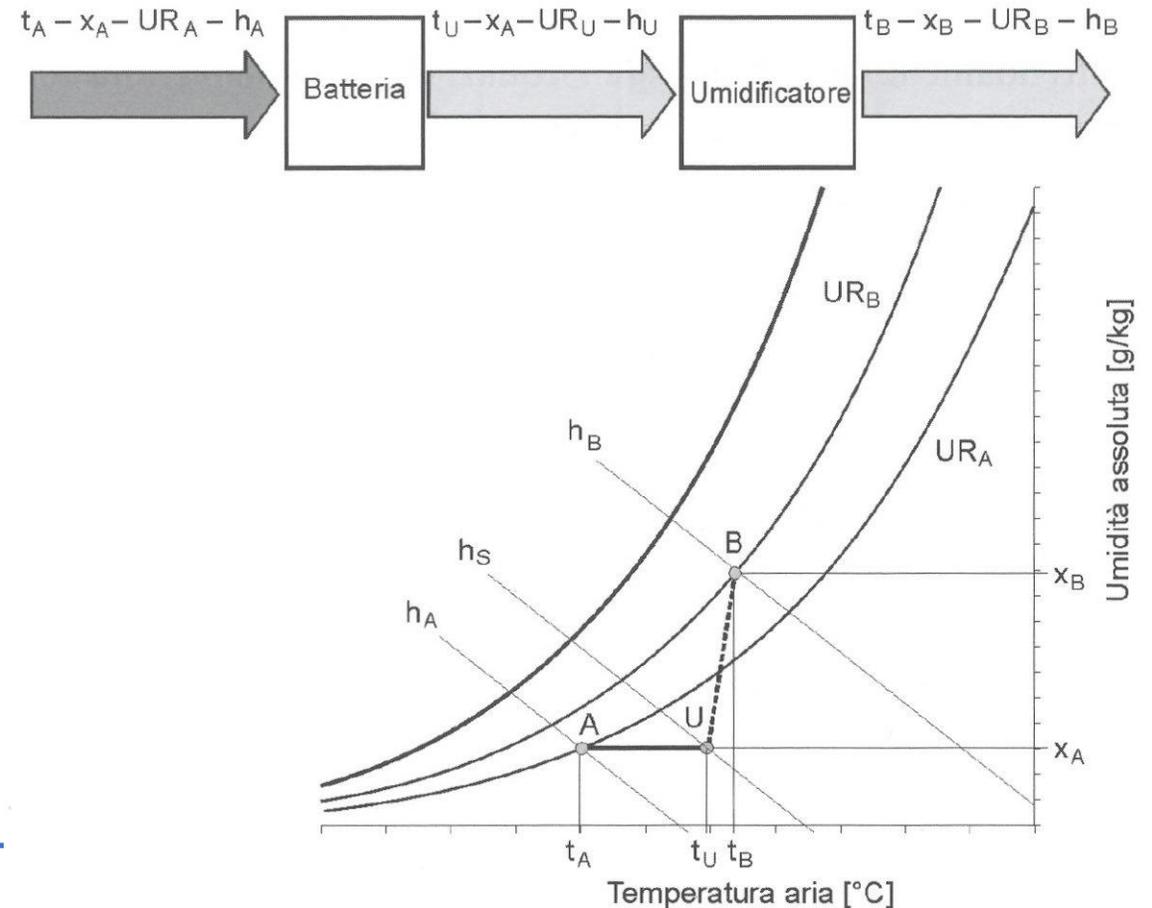


Fig. 19 - Riscaldamento + umidificazione a vapore.

Raffreddamento sensibile

Il raffreddamento sensibile (senza deumidificazione) si ottiene quando la temperatura di fine trasformazione è superiore alla temperatura di rugiada per le condizioni di partenza considerate (Fig. 20). In questo caso non vi è diminuzione di umidità assoluta ($x_A = x_B$).

La trasformazione avviene con un unico trattamento.

Sul diagramma ASHRAE il trattamento disegna una retta orizzontale a umidità assoluta x costante.

Il raffreddamento sensibile si può ottenere con un solo trattamento.

Per il raffreddamento sensibile vale l'equazione [14] per la sola componente sensibile.

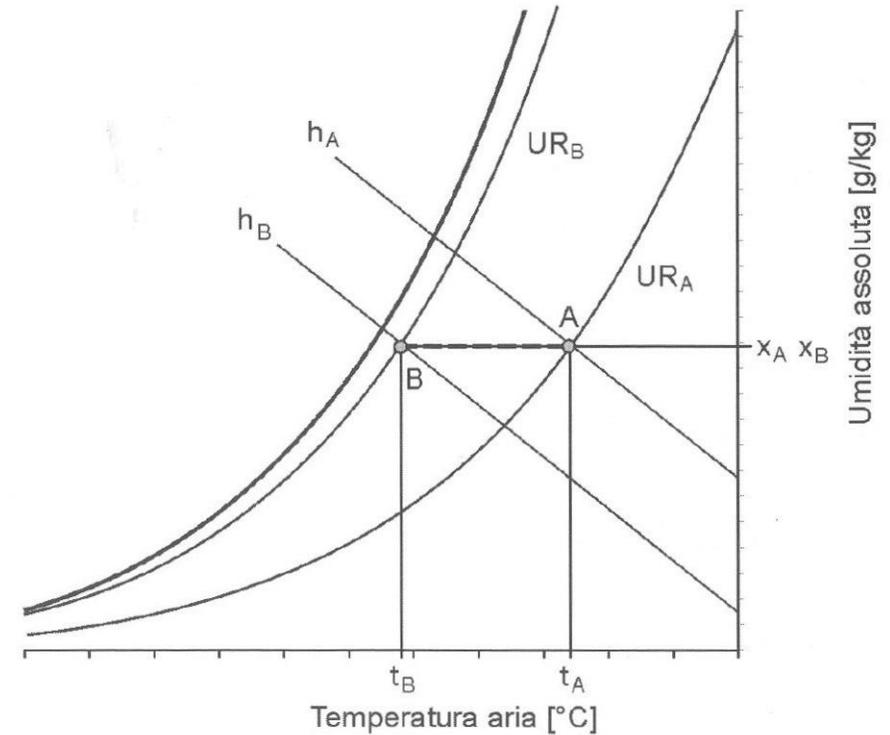
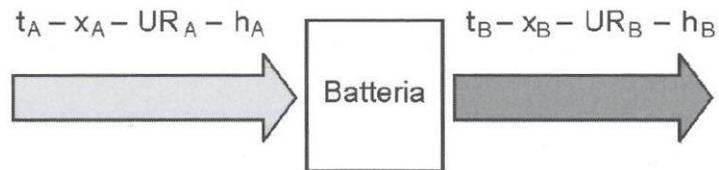


Fig. 20 - Raffreddamento sensibile.

Raffreddamento con deumidificazione

Il raffreddamento con deumidificazione avviene quando la temperatura del punto B di fine trasformazione è inferiore alla temperatura di rugiada del punto A di inizio trasformazione (Fig. 21). Si ottiene una riduzione di umidità assoluta ($x_A > x_B$).

La trasformazione avviene con un unico trattamento.

Sul diagramma ASHRAE il trattamento disegna una retta orizzontale a umidità assoluta x costante, fino al punto di rugiada, poi segue la curva di saturazione. Per semplicità viene comunque indicato con il segmento continuo $A-B$ di Fig. 21 (l'andamento reale è tratteggiato).

Anche il raffreddamento con deumidificazione in pratica si può ottenere con un solo trattamento, a patto che le condizioni di uscita siano quelle di un punto sulla curva di saturazione (nel Capitolo 2 si dimostra che possono anche essere prossime alla saturazione). In caso contrario sono necessari due trattamenti e si ricade nell'ambito della deumidificazione, oggetto del prossimo paragrafo.

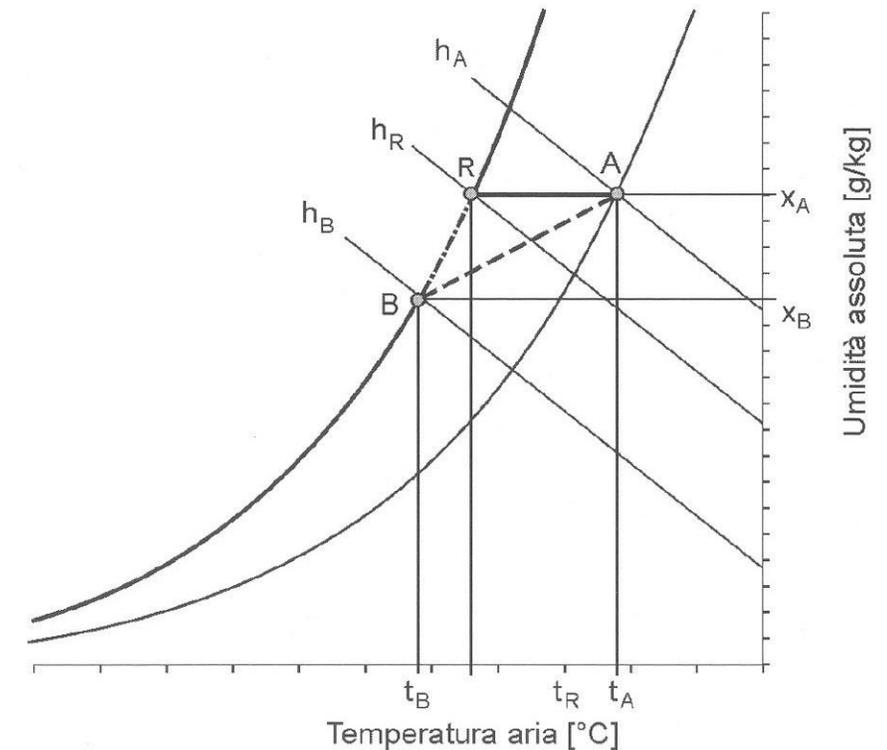
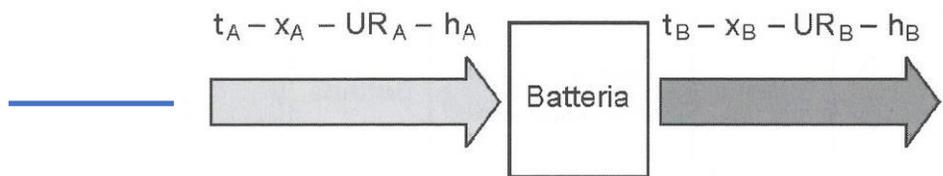


Fig. 21 - Raffreddamento con umidificazione.

Raffreddamento con deumidificazione

La potenza termica necessaria alla trasformazione è data da:

$$P = G (h_A - h_B) = G (h_A - h_R) + G (h_R - h_B) \quad [14]$$

La stessa relazione può anche scriversi come:

$$P = P_S + P_L = c (t_A - t_B) + r (x_A - x_B) = 1 \cdot G (t_A - t_B) + 2,5 \cdot G (x_A - x_B) \quad [15]$$

- con:
- P_S = potenza sensibile;
 - P_L = potenza latente;
 - r = calore specifico di vaporizzazione che vale 2,5 kJ/kg.

Utilizzando il diagramma ASHRAE come supporto, si opera nel seguente modo:

- si determina il punto A di inizio trasformazione;
- si ricava il punto di rugiada R ;
- si determina, sulla curva della saturazione, il punto B desiderato (nel paragrafo 3.1 viene chiarito il criterio di scelta).

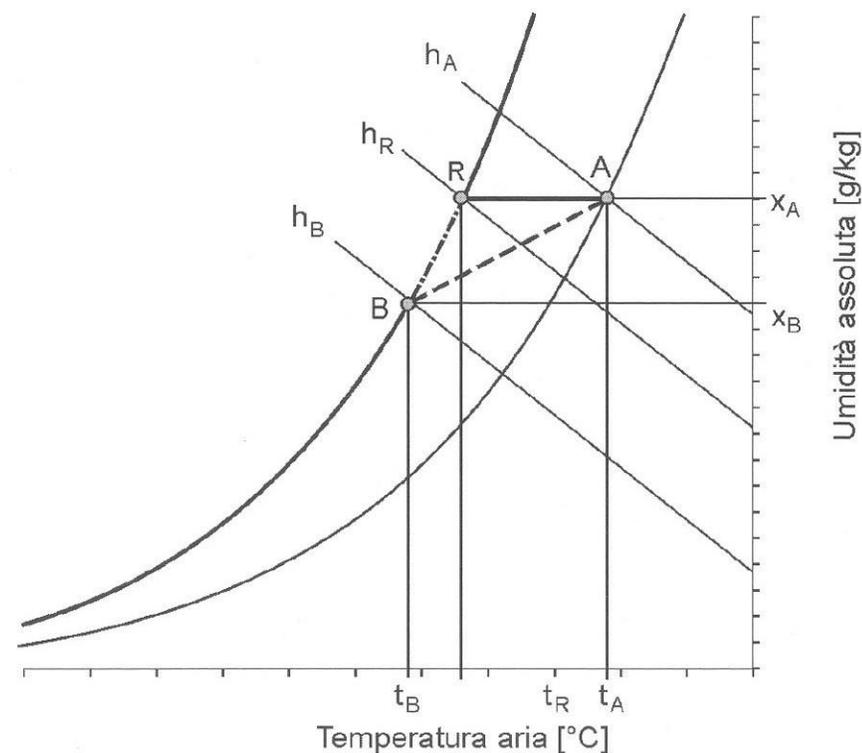


Fig. 21 - Raffreddamento con umidificazione.

Deumidificazione (raffreddamento + post-riscaldamento)

Qualora si voglia effettuare una trasformazione di sola deumidificazione, oppure un raffreddamento con deumidificazione con punto di uscita B non residente sulla curva di saturazione, si deve nella pratica eseguire due distinti trattamenti: uno di raffreddamento e deumidificazione e uno di riscaldamento sensibile, chiamato *post-riscaldamento*.

Utilizzando il diagramma ASHRAE come supporto, si opera nel seguente modo (Fig. 22):

- si determinano i punti A e B di inizio e fine trasformazione;
- si determina l'umidità assoluta x_B di fine trasformazione;
- si opera un trattamento di raffreddamento e deumidificazione fino al punto F , giacente sulla curva di saturazione e con umidità assoluta x_B ;
- si effettua un trattamento di post-riscaldamento fino al punto B .

La potenza necessaria per effettuare la trasformazione è data da:

$$P = G (h_A - h_F) = G (h_A - h_B) + G (h_B - h_F) = P_{teor} + P_{post} \quad [16]$$

con:

P_{teor} = potenza teorica per ottenere il trattamento da A a B ;

P_{post} = potenza di post-riscaldamento.

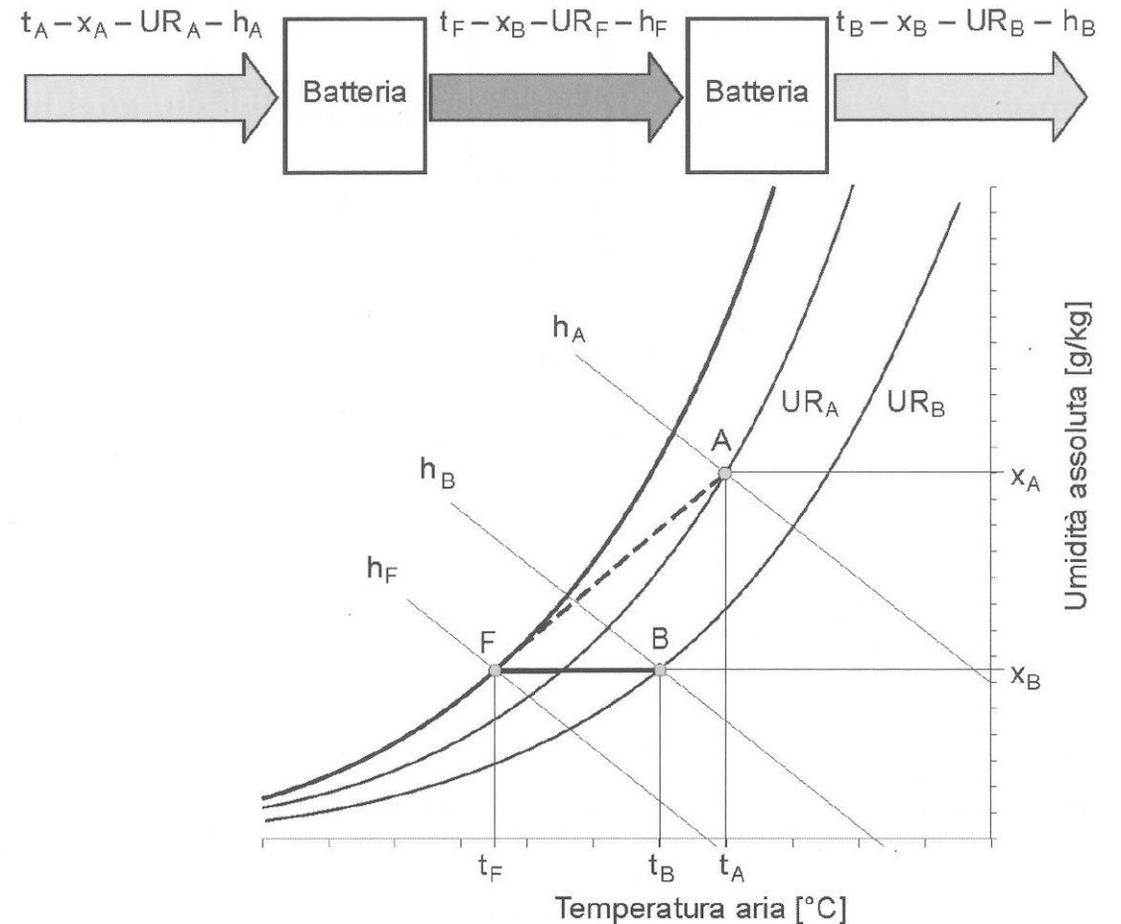


Fig. 22 - Raffreddamento + post riscaldamento.

Deumidificazione (raffreddamento + post-riscaldamento)

Da ricordare

La fig. 22 evidenzia un aspetto importantissimo: quando viene effettuato un raffreddamento con post-riscaldamento, l'energia totale spesa per la trasformazione viene penalizzata per l'intera quota parte riguardante il post-riscaldamento stesso.

In altre parole, quando si effettua un post-riscaldamento, oltre alla potenza per portare l'aria dalle condizioni iniziali A a quelle finali B , bisogna aggiungere quella necessaria al post-riscaldamento stesso. In tutte le trasformazioni viste in precedenza la potenza totale era proprio pari a quella necessaria per le trasformazioni: nelle equazioni venivano prese le entalpie dei punti A e B come riferimento. Ora invece bisogna prima portare l'aria ad un livello di entalpia inferiore a quella del punto B di fine trasformazione per poi riscaldarla, ovvero riportarla ad un livello entalpico superiore.

Da ricordare

Dal punto di vista energetico un raffreddamento con post-riscaldamento risulta uno spreco: pertanto esso deve essere limitato ai casi davvero indispensabili.

Si ha un trattamento di sola deumidificazione se il punto B si trova alla stessa temperatura del punto A .

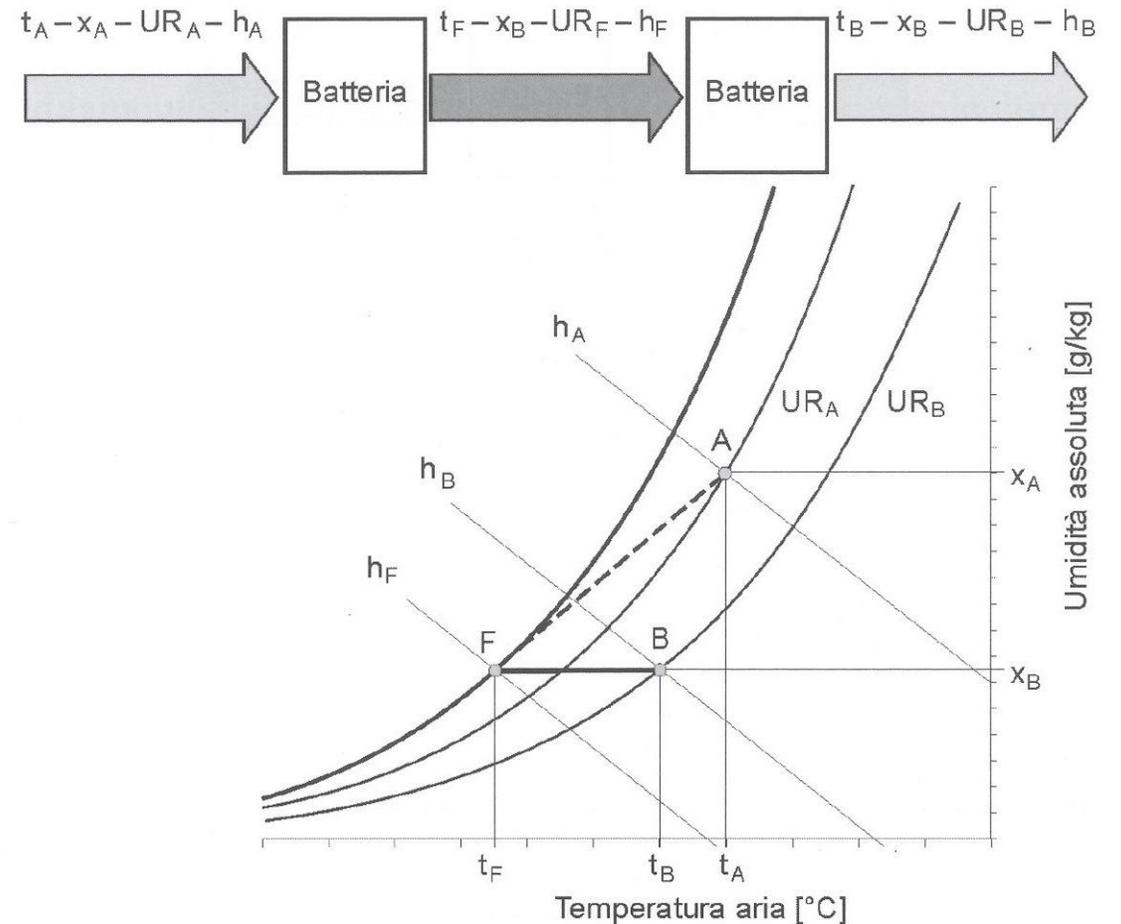


Fig. 22 - Raffreddamento + post riscaldamento.

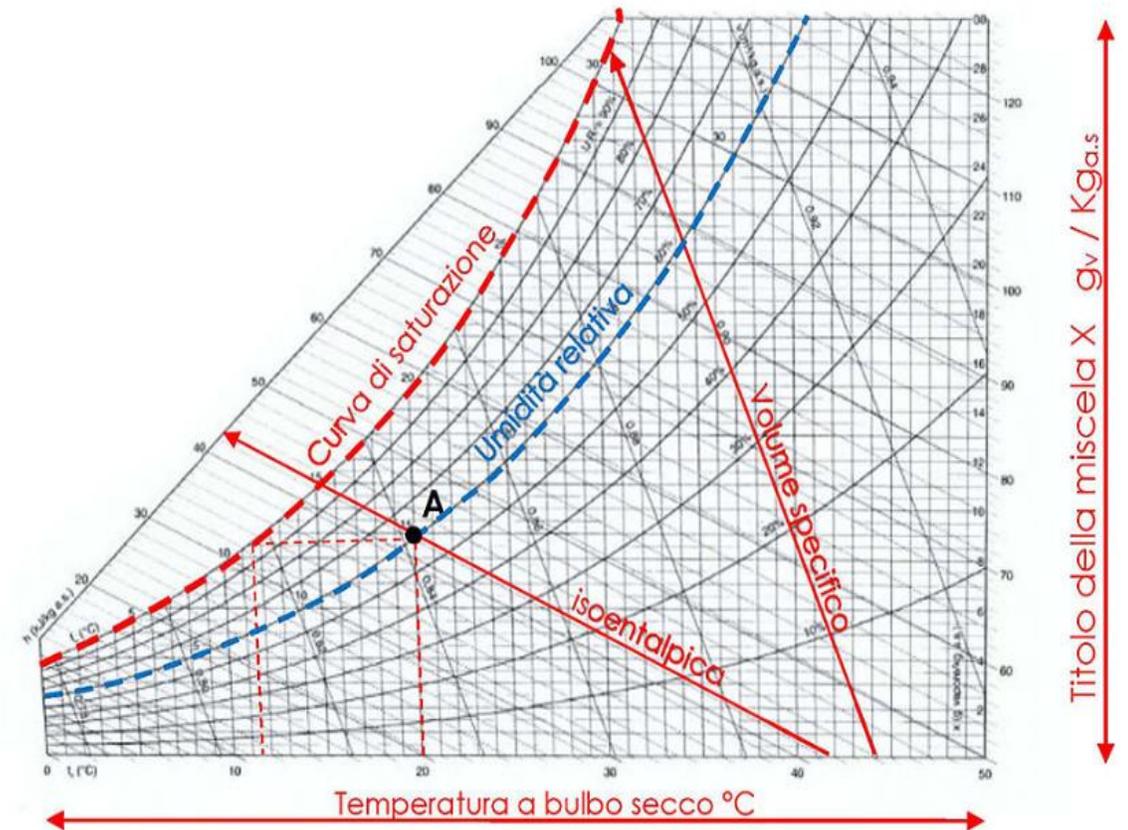
Raffreddamento con umidificazione (raffreddamento adiabatico)

Raffreddamento con umidificazione (raffreddamento adiabatico)

La trasformazione di raffreddamento con umidificazione corrisponde sostanzialmente alla umidificazione adiabatica ed è pertanto possibile nella pratica.

Il raffreddamento è completamente gratuito.

Storicamente l'umidificazione adiabatica è stata il primo sistema di condizionamento conosciuto dall'uomo: nell'antica Persia esistevano le cosiddette "torri a vento", particolari abitazioni studiate aerodinamicamente per sfruttare l'effetto camino: il vento caldo del deserto veniva incanalato attraverso gli scantinati delle costruzioni dove, passando attraverso i getti di fontane naturali, si umidificava adiabaticamente, raffreddandosi. L'aria poi, per effetto aerodinamico, veniva distribuita negli ambienti abitativi grazie a delle canalizzazioni ricavate nella muratura per poi disperdersi all'esterno attraverso i fori d'uscita.



COMPORTAMENTO TERMOIGROMETRICO DEGLI EDIFICI 1/2

Il vapore acqueo è un inquinante apparentemente innocuo ...

N° DI OCCUPANTI	PRODUZIONE DI UMIDITA' FAMIGLIA TIPO (kg/giorno)
1	6
2	8
3	9
4	10
5	11
6	12

EN 15251, ALLEGATO C, TABELLA C.3

... in realtà causa di problemi di difficile soluzione!!

COMPORTAMENTO TERMOIGROMETRICO DEGLI EDIFICI 2/2

Il grande sviluppo di umidità si accumula nei locali chiusi soprattutto nel periodo invernale...



...tale umidità viene assorbita dai materiali edili peggiorandone il comportamento termico: le muffe appaiono nei punti più freddi e meno ventilati (ponti termici, pareti restrostanti armadi ecc.).

LE GRANDEZZE IGROMETRICHE 1/3

L'Umidità relativa è data dal rapporto tra la quantità di vapore presente nell'aria e la quantità massima che l'ambiente può contenere alla medesima temperatura.

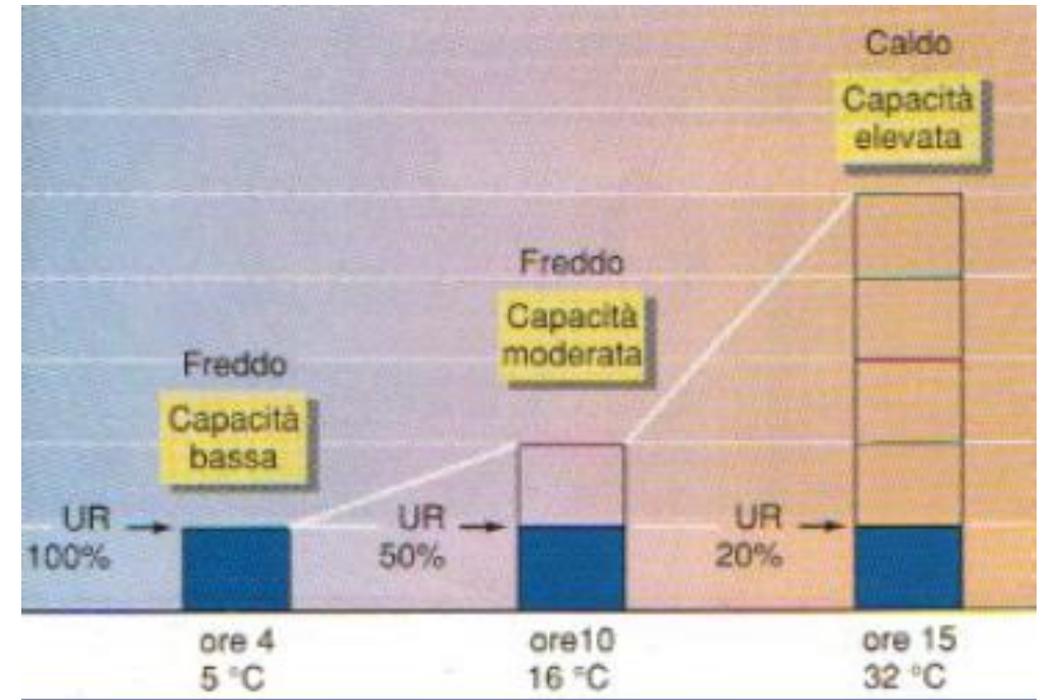
Si può esprimere anche come il rapporto fra la tensione che il vapore esercita realmente e la tensione di saturazione che potrebbe raggiungere a quella temperatura «T».

$$U = \frac{e}{E}$$

LE GRANDEZZE IGROMETRICHE 2/3

Per es. una umidità relativa del 10% sta ad indicare che il vapore esercita nell'aria una tensione che è solo la decima parte di quella che potrebbe raggiungere a quella temperatura per saturarsi. Esso è, dunque, ben lontano dalle condizioni di saturazione.

All'aumentare della temperatura diminuisce l'umidità. Viceversa essa aumenta al diminuire della temperatura.



LE GRANDEZZE IGROMETRICHE 3/3

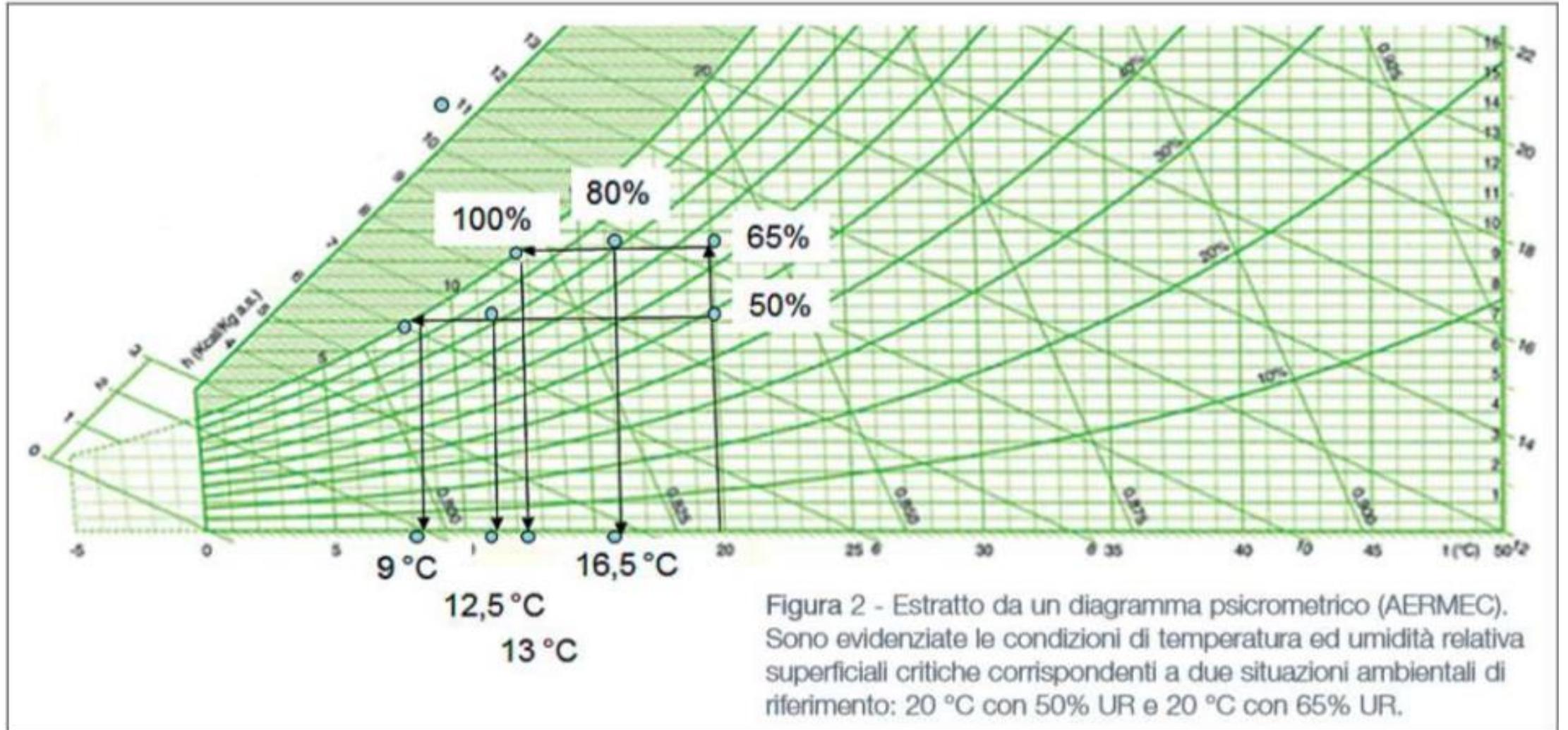


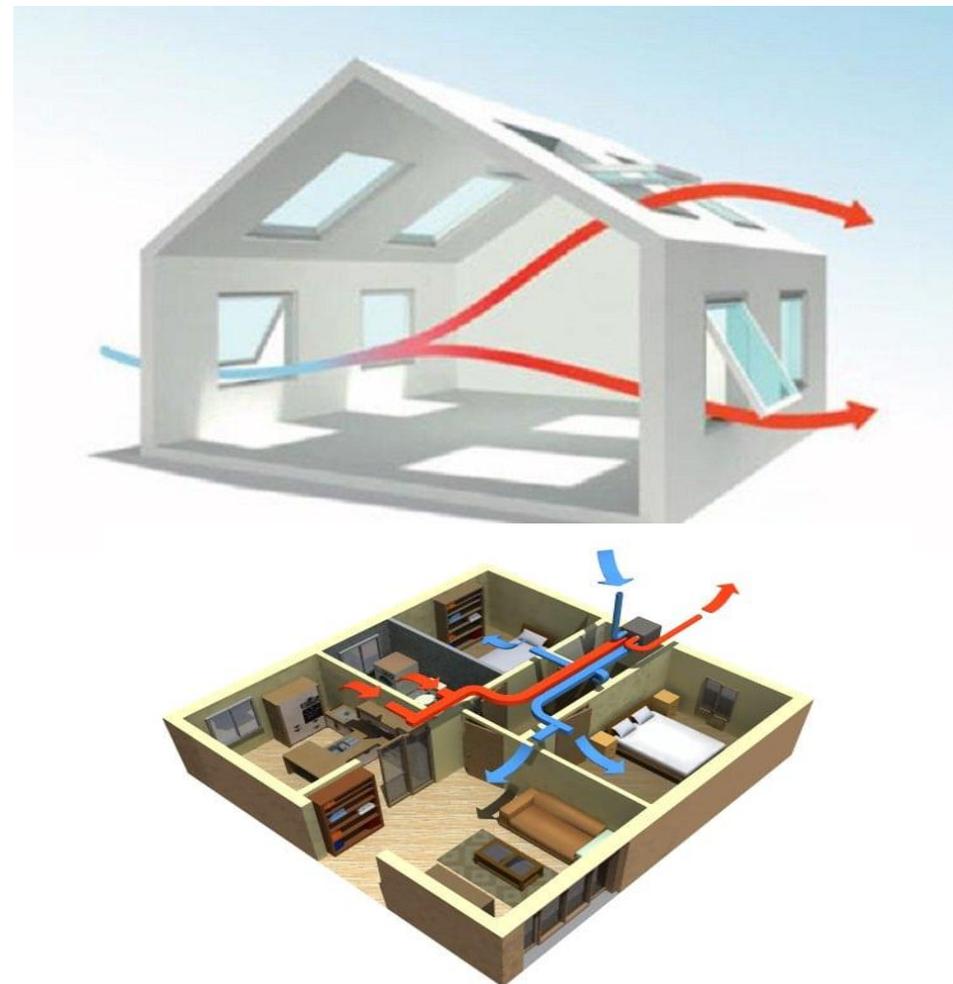
Figura 2 - Estratto da un diagramma psicrometrico (AERMEC). Sono evidenziate le condizioni di temperatura ed umidità relativa superficiali critiche corrispondenti a due situazioni ambientali di riferimento: 20°C con 50% UR e 20°C con 65% UR.

CONTROLLO DELLA I.A.Q. (INDOOR AIR QUALITY)



LA VENTILAZIONE

- Il benessere termico degli occupanti di un edificio deve essere perseguito trattando adeguatamente sia la temperatura che l'umidità dell'aria;
- Allo stesso tempo il benessere termico è assicurato dall'esistenza di un adeguato numero di ricambi d'aria. L'aria stagnante si arricchisce in anidride carbonica (CO_2 , prodotta dalla respirazione degli occupanti) che contribuisce alla percezione negativa dell'ambiente. Elevati livelli di CO_2 possono provocare sensazione di stanchezza, mal di testa e una sensazione generalizzata di malessere. La ventilazione di un ambiente può essere naturale o forzata.



VENTILAZIONE NATURALE

RAPPORTO AREOILLUMINANTE

La normativa italiana non prevede limiti numerici per la ventilazione naturale negli ambienti di lavoro: il d.lgs. 81/08 (All. IV 1.9.1.1) si limita a prescrivere aria salubre e in quantità sufficiente.

Una stima molto approssimativa in grado di verificare questo tipo di ventilazione viene fornita dal valore di R.A.I. introdotto dal D.M. 05/07/1975 definito come **rapporto tra la superficie finestrata utile e la superficie del pavimento di una stanza**; i vari regolamenti edilizi solitamente indicano la necessità di adottare un valore di R.A. compreso tra

- 1/8 e 1/10 per gli uffici (RESIDENZE 1/8 min da D.M.)
- compreso tra 1/16 e 1/20 per gli ambienti produttivi.

SISTEMI DI VENTILAZIONE 1/2



VENTILAZIONE NATURALE

- infiltrazione attraverso gli infissi ----> 0,05 vol/h
- attraverso aperture praticate sull'involucro edilizio ---> 0,8 vol/h
- apertura delle finestre ---> 1,2 vol/h

VANTAGGI

- Economicità del sistema

SVANTAGGI

- Mancato controllo delle portate di ricambio
- Perdita di energia termica

SISTEMI DI VENTILAZIONE 2/2



VENTILAZIONE = sostituzione di aria viziata con aria pulita

MECCANICA = organi in movimento (ventilatori)

CONTROLLATA = portate di ricambio controllate e costanti.

VENTILAZIONE FORZATA

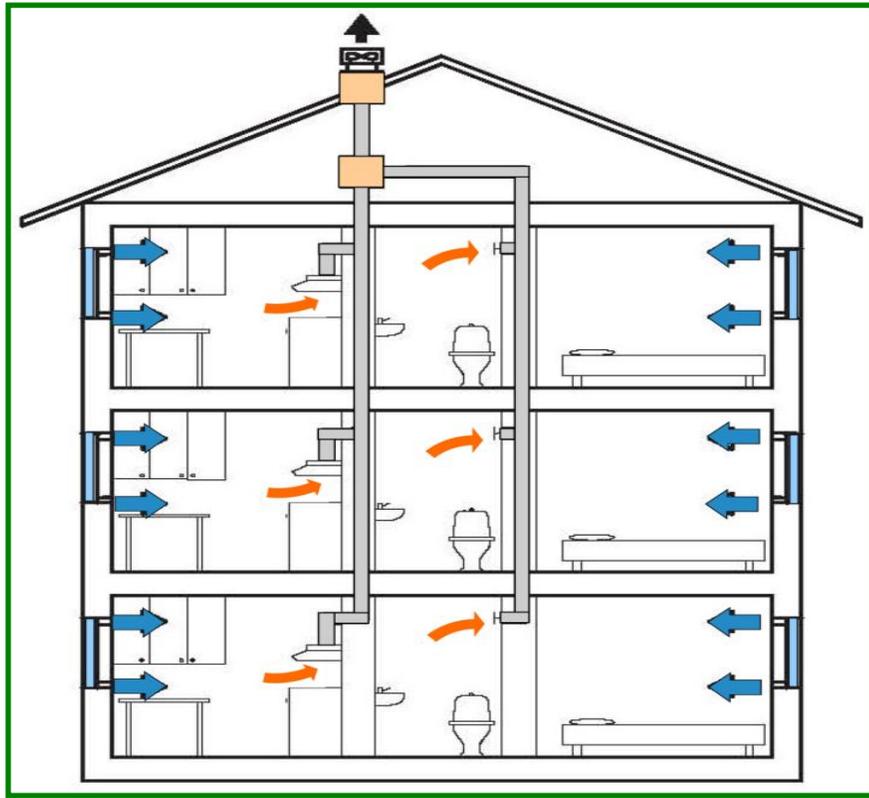
Nella ventilazione forzata i locali sono asserviti a impianti meccanici che garantiscono un certo numero di ricambi d'aria.

La ventilazione può essere garantita:

- dalla immissione di aria fresca;
- dalla estrazione dell'aria "esausta"
- dal corretto bilanciamento di immissione ed estrazione dell'aria.

TIPOLOGIE DI VENTILAZIONE MECCANICA

SEMPLICE FLUSSO



DOPPIO FLUSSO



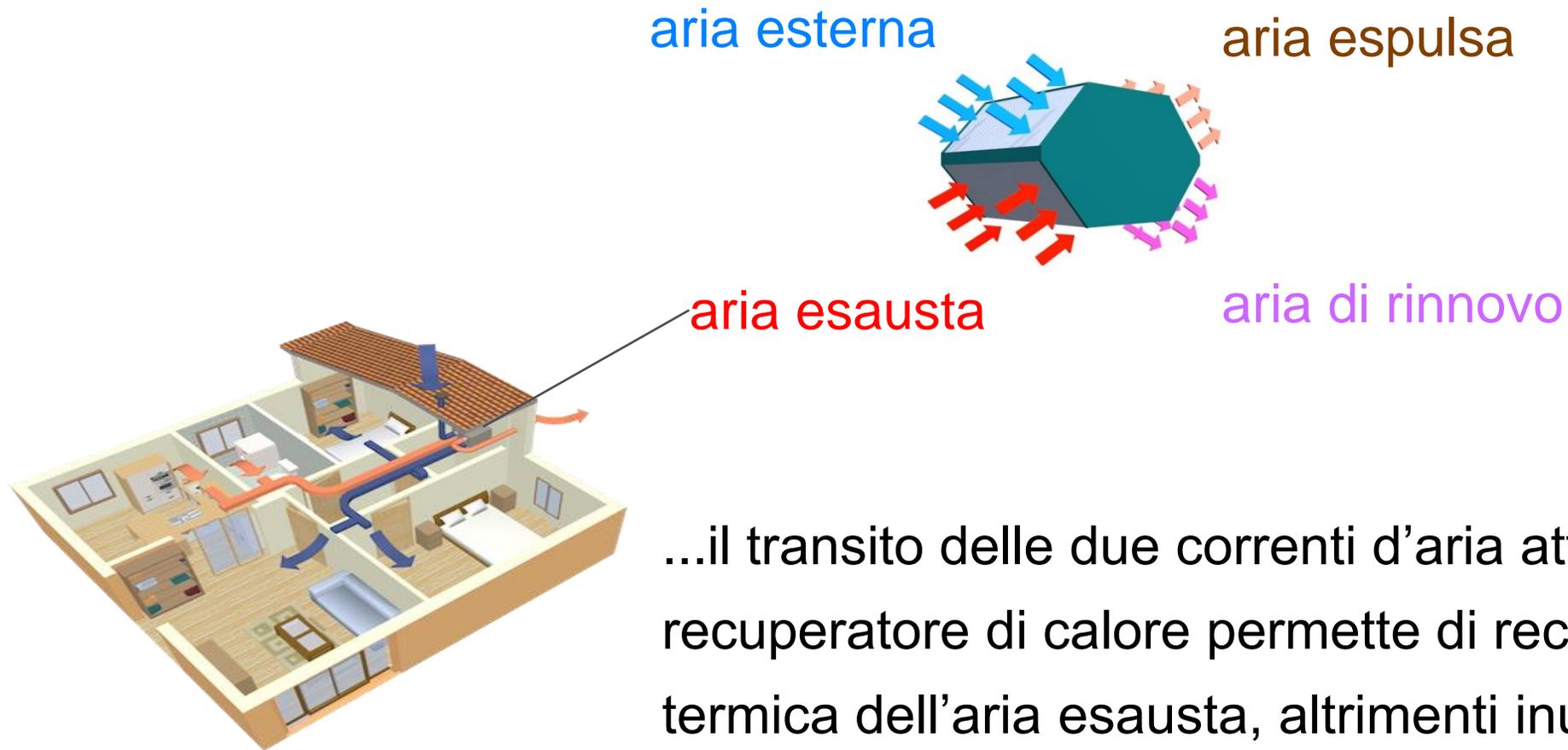
VENTILAZIONE FORZATA

Gli impianti di questo tipo possono essere associati a dispositivi di trattamento dell'aria con la possibilità di abbattere il carico inquinante, modificare l'umidità relativa e la temperatura.

Gli impianti possono prevedere il trattamento di tutta l'aria immessa o di una sua parte con parziale **ricircolo dell'aria presente all'interno dello stabile.**



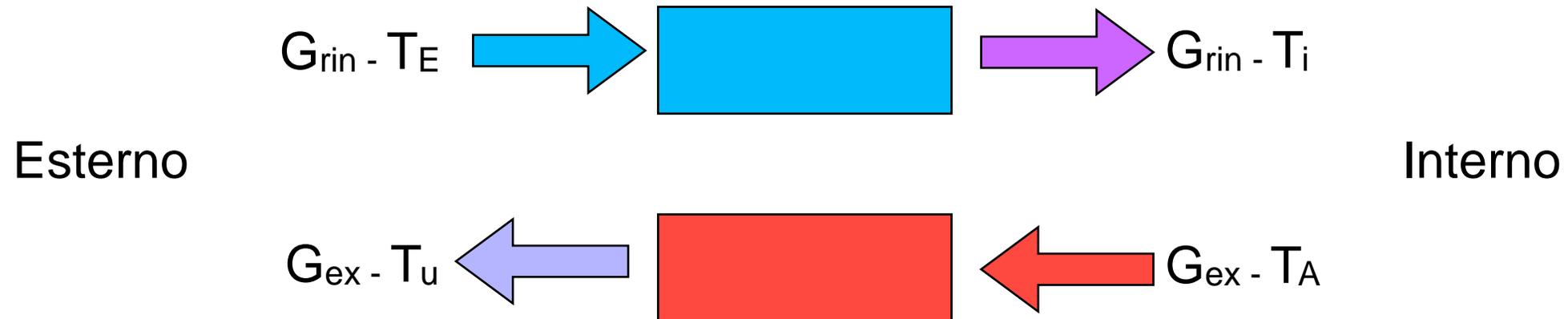
VENTILAZIONE MECCANICA CON RECUPERO DI CALORE 1/6



...il transito delle due correnti d'aria attraverso il recuperatore di calore permette di recuperare l'energia termica dell'aria esausta, altrimenti inutilmente dispersa.

VENTILAZIONE MECCANICA CON RECUPERO DI CALORE 2/6

RECUPERO DI CALORE TRAMITE SCAMBIATORI ARIA-ARIA



Nel passaggio attraverso lo scambiatore il flusso ad entalpia maggiore cede energia termica a quello ad entalpia minore.

VENTILAZIONE MECCANICA CON RECUPERO DI CALORE 3/6

La Ventilazione Meccanica Controllata a Doppio Flusso con Recupero di calore coniuga qualità dell'aria e risparmio energetico!!

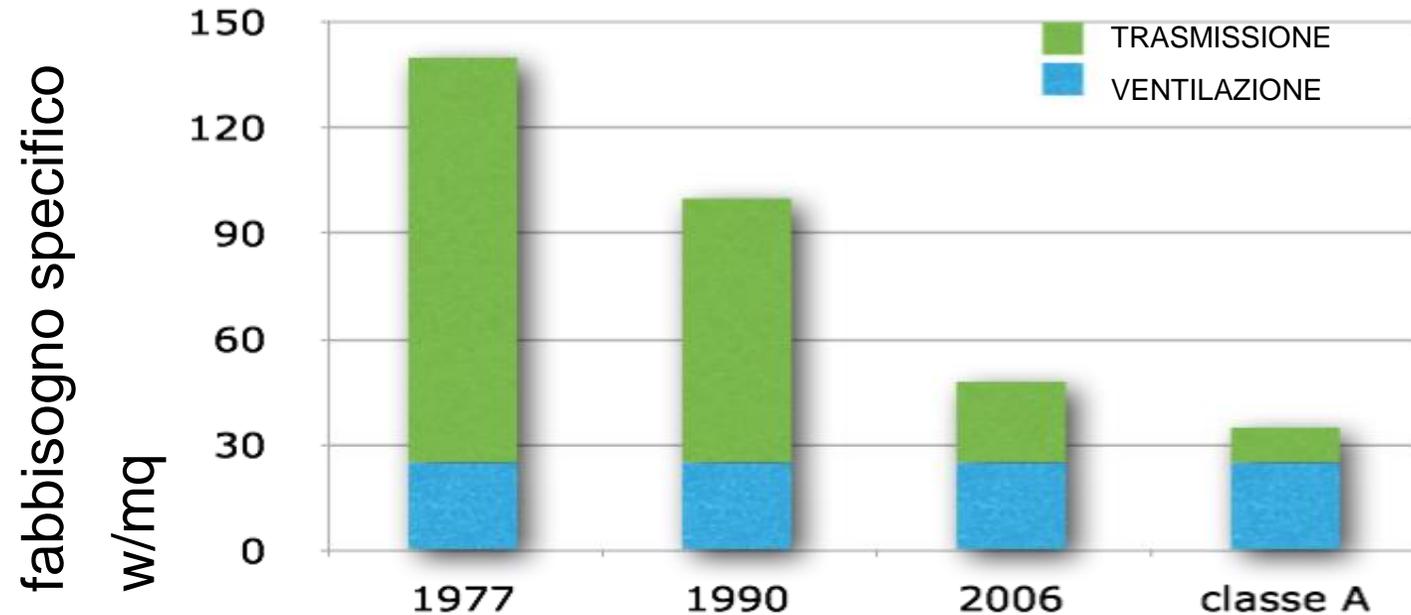
L'aria di rinnovo è guidata dall'esterno verso gli ambienti nobili...



...l'aria viziata è guidata dagli ambienti più inquinati verso l'espulsione...

VENTILAZIONE MECCANICA CON RECUPERO DI CALORE 4/6

Nell'edilizia ad elevato risparmio energetico sono diminuite le dispersioni attraverso l'involucro edilizio...



... ma sono rimaste invariate quelle per ventilazione.

VENTILAZIONE MECCANICA CON RECUPERO DI CALORE 5/6

Una ventilazione continua senza recupero di calore è un dispendio energetico ed economico!



VENTILAZIONE MECCANICA CON RECUPERO DI CALORE 6/6

Vantaggi:

- elevata qualità dell'aria interna;
- riduzione delle dispersioni per ventilazione;
- redistribuzione degli apporti gratuiti interni;
- riduzione di rumori provenienti dall'esterno;



PORTATE DI VENTILAZIONE 1/5

Come dimensionare la portata di aria di ricambio in ambienti residenziali?

L'impianto di ventilazione meccanica può svolgere una o più di queste, funzioni:

- 1) rimozione e diluizione degli inquinanti**
- 2) apporto termico e/o frigorifero**
- 3) controllo dell'umidità in estate**

PORTATE DI VENTILAZIONE 2/5

UNI EN 16798-1 (sostituisce 15251): Criteri per la progettazione dell'ambiente interno e per la valutazione della prestazione energetica degli edifici, in relazione alla qualità dell'aria interna, all'ambiente termico, all'illuminazione e all'acustica.

- 1) Negli edifici la ventilazione deve intendersi continuativa;
- 2) Le residenze devono essere ventilate anche durante i periodi di inoccupazione, eventualmente con un tasso di rinnovo inferiore.

PORTATE DI VENTILAZIONE 3/5

UNI EN 16798-1: Nell'appendice B sono forniti i tassi di ventilazione per ambienti residenziali in base a tre livelli.

Durante i periodi di occupazione, i tassi di rinnovo devono essere:

Categoria I: 0,7 vol/h

Categoria II: 0,6 vol/h

Categoria III: 0,5 vol/h

Per tutelare la qualità degli ambienti interni, la portata di ricambio minima è di 0,5 vol/h.

Questo valore è compatibile anche con le prescrizioni della UNI 10339 per edifici residenziali

PORTATE DI VENTILAZIONE 4/5

UNI 10339: “Impianti aeraulici a fini di benessere”.

Durante i periodi di occupazione, per i tassi di rinnovo si devono valutare:

- portate di ventilazione;
- indici di affollamento;
- requisiti di filtrazione;
- velocità dell'aria in ambiente.

PORTATE DI VENTILAZIONE 5/5

UNI 10339: “Impianti aeraulici a fini di benessere”.

$$Q_e = q_{AE} \cdot n_P$$

q_{AE} coefficiente per portata di aria esterna

n_P se noto oppure da coeff. di affollamento

Categorie di edifici	Portata di aria esterna o di estrazione		Note
	Q_{Op} (10^{-3} m ³ /s per persona)	Q_{Os} (10^{-3} m ³ /s m ²)	
EDIFICI ADIBITI A RESIDENZA E ASSIMILABILI			
RESIDENZE A CARATTERE CONTINUATIVO			
- Abitazioni civili:			
• soggiorni, camere da letto	11	-	A
• cucina, bagni, servizi		estrazioni	
- Collegi, luoghi di ricovero, case di pena, caserme, conventi:			
• sale riunioni	9*	-	-
• dormitori/camere	11	-	-
• cucina	-	16,5	-
• bagni/servizi		estrazioni	A
RESIDENZE OCCUPATE SALTUARIAMENTE			
Vale quanto prescritto per le residenze a carattere continuativo			
ALBERGHI, PENSIONI ecc.			
• ingresso, soggiorni	11	-	-
• sale conferenze (piccole)	5,5*	-	-
• auditori (grandi)	5,5*	-	-
• sale da pranzo	10	-	-
• camere da letto	11	-	-
• bagni, servizi		estrazioni	-
EDIFICI PER UFFICI E ASSIMILABILI			
• uffici singoli	11	-	-
• uffici open space	11	-	-
• locali riunione	10*	-	-
• centri elaborazione dati	7	-	-
• servizi		estrazioni	A

(segue prospetto)

IL COMFORT (situazione estiva)

	<p>Un individuo posto in un locale non climatizzato ha difficoltà ad equilibrare il suo metabolismo perché si riducono fortemente gli scambi per conduzione, per convezione e per irraggiamento. Il ritmo respiratorio ed il battito cardiaco vengono accelerati per aumentare l'evaporazione polmonare, le ghiandole sudoripare aumentano la secrezione del sudore.</p> <p>EVAPORAZIONE 85% CONDUZIONE 1% CONVEZIONE 5% IRRAGGIAMENTO 9%</p>
	<p>Se l'ambiente viene climatizzato mediante l'immissione di aria fredda la situazione migliora in quanto aumentano gli scambi per convezione [e per evaporazione]. Si ottengono però squilibri tra le temperature, ed elevate velocità localizzate dell'aria ambiente che possono provocare disturbi all'organismo. Lo scambio termico non avviene con le giuste proporzioni. Gli ambienti possono risultare rumorosi.</p> <p>EVAPORAZIONE 35% CONDUZIONE 1% CONVEZIONE 55% IRRAGGIAMENTO 9%</p>
	<p>Con la climatizzazione per IRRAGGIAMENTO si abbassano le temperature dell'ambiente tramite l'abbassamento della temperatura superficiale del soffitto o delle pareti. Si ottiene così una notevole uniformità delle temperature e corrette proporzioni tra gli scambi termici corpo/ambiente. Non si ha aria fredda in movimento, l'ambiente è silenzioso.</p> <p>EVAPORAZIONE 30% CONDUZIONE 1% CONVEZIONE 30% IRRAGGIAMENTO 39%</p>

CONDIZIONI DI ESERCIZIO DEGLI IMPIANTI PERIODO INVERNALE ED ESTIVO

La climatizzazione dell'aria prevede una serie di trattamenti che hanno come fine quello di ottenere nell'ambiente climatizzato condizioni ottimali di temperatura ed umidità. Tali trattamenti fanno riferimento ad aria che, nelle applicazioni tipiche del condizionamento, può essere considerata come una miscela binaria di gas perfetti: aria secca e vapor d'acqua.

Sulla base di studi e ricerche eseguite, si è individuata la “zona del benessere” relativamente alle condizioni dell'aria nell'ambiente occupato.

In particolare, si è visto che il sistema di termoregolazione dell'organismo umano trova il suo equilibrio ideale quando in ambiente le condizioni termoigrometriche assumono valori entro intervalli ben definiti:

Condizioni Ambiente	Estate	Inverno
T_a	24 ÷ 26 °C	18 ÷ 22 °C
φ	40 ÷ 60 %	40 ÷ 60 %

Naturalmente, il benessere ottimale si ottiene anche tenendo nella giusta considerazione, come indicato nelle slides precedenti, la velocità e la purezza dell'aria.

LA CLASSIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

Impianti di climatizzazione (UNI 10339): *“Sistemi che effettuano il controllo continuativo delle “condizioni termiche, igrometriche, di qualità e di movimento dell’aria comprese entro i limiti richiesti per assicurare il benessere alle persone*

Scopo fondamentale:

- **Realizzare e mantenere** nel tempo **condizioni di benessere termoisgrometrico** all’interno degli edifici per un agevole svolgimento delle attività in condizioni di comfort per gli occupanti.

Controllano i parametri che influenzano il benessere ambientale, in particolare:

- **Temperatura ambiente,**
- **Umidità relativa**
- **Velocità**
- **Purezza dell’aria.**

IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE



Invernale

Riscaldamento se operano solo sulla temperatura invernale

Termoventilazione se controllano temperatura inv. e qualità dell'aria

Climatizzazione se controllano tutti e 3 i parametri



Estivo

Raffrescamento se operano su temperatura e umidità (latente e sensibile)

Climatizzazione se controllano tutti e tre i parametri

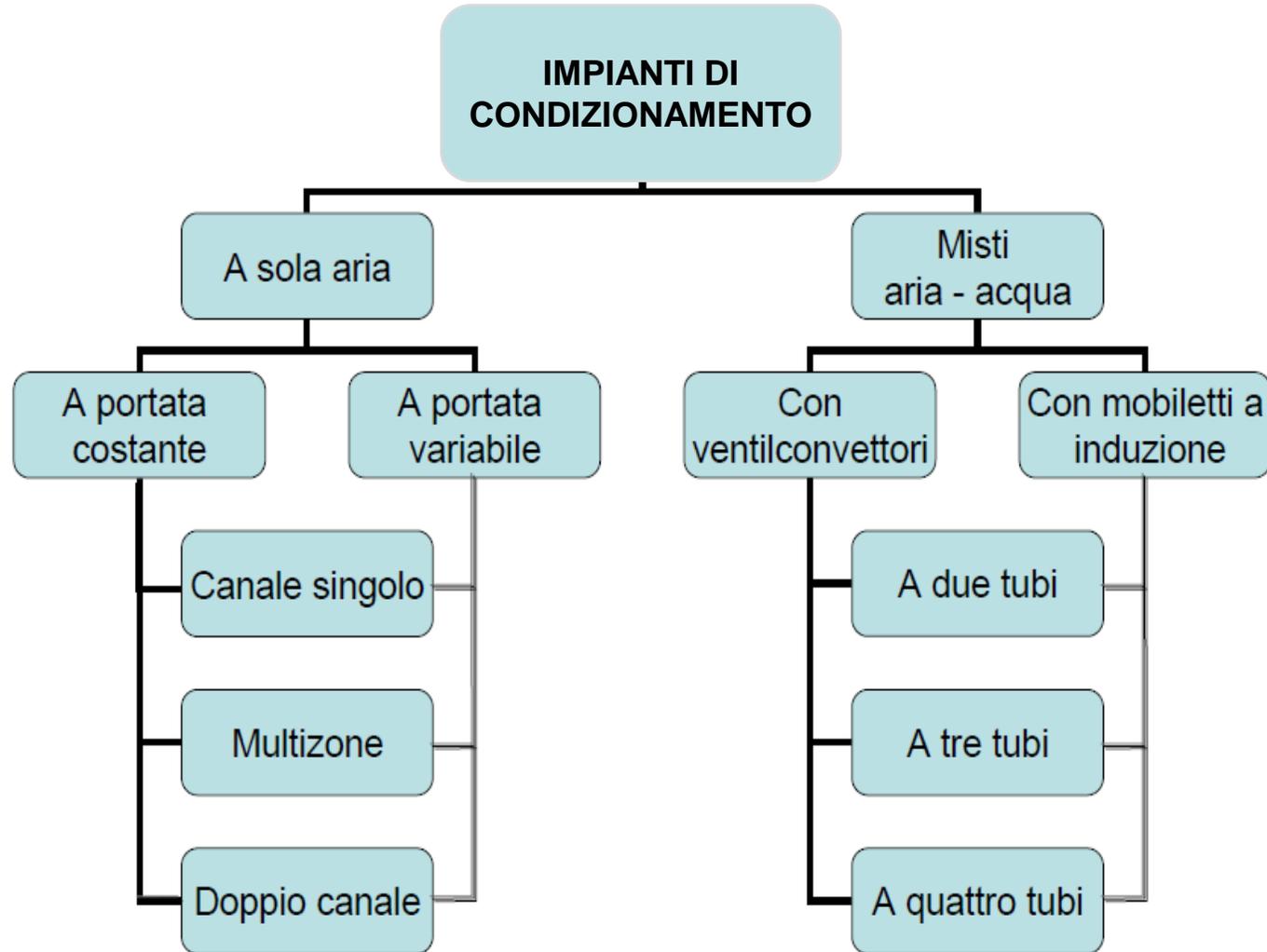
LA CLASSIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

Gli impianti sono realizzati con lo scopo di mantenere all'interno degli ambienti confinati condizioni termoigrometriche adeguate alla loro destinazione d'uso

Possono essere classificati in:

- **impianti di riscaldamento** (controllo della temperatura dell'aria in condizioni invernali);
- **impianti di condizionamento** (controllo di temperatura, umidità relativa, velocità e purezza dell'aria in condizioni sia invernali che estive);
- **impianti di climatizzazione** (controllo di temperatura, umidità relativa, velocità e purezza dell'aria in condizioni sia invernali che estive anche per singola grandezza);
- **impianti di ventilazione meccanica controllata (VMC)** consentono il ricambio d'aria con l'ambiente esterno in modo controllato senza sprechi di energia;
- **apparecchi autonomi** (controllo della temperatura dell'aria in un numero limitato di locali, in condizioni sia invernali che estive).

CLASSIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO



IMPIANTI IDRONICI

Il fluido termovettore è **acqua** che viene riscaldata o raffreddata ed inviata alle unità terminali (fan coil, pavimenti radianti).

Per il sistema a fan coil durante il periodo estivo l'acqua deve essere a temperatura talmente bassa da agire sull'umidità dell'aria.

La temperatura ambiente viene ben controllata ma l'umidità è controllata in maniera poco precisa.



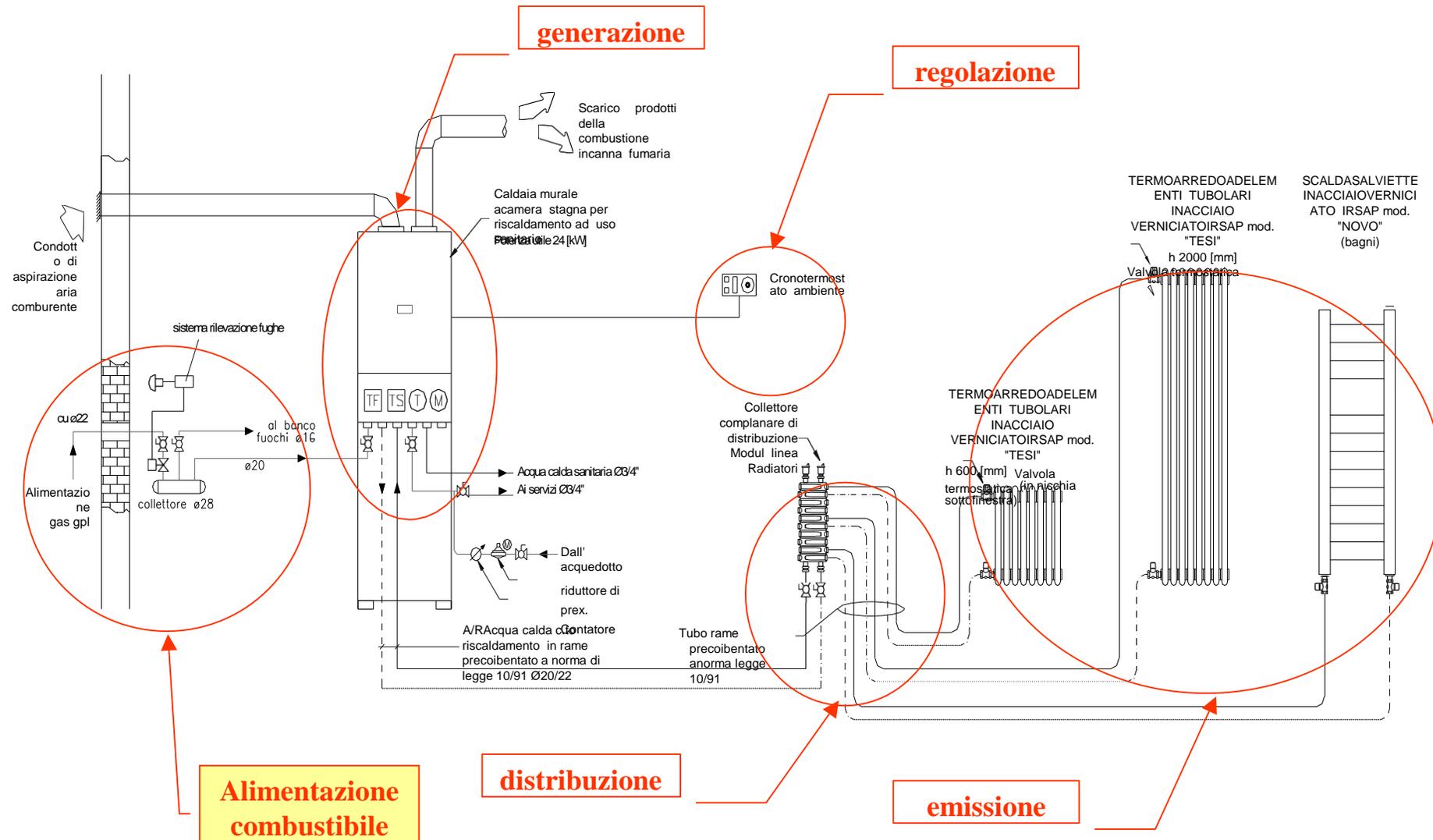
Componenti Impianti Idronici

Tali impianti usano come fluido vettore termico l'acqua riscaldata o raffrescata.

Sono essenzialmente costituiti da:

1. Un sistema di alimentazione e distribuzione del combustibile
2. Un generatore di calore (caldaia) e/o da un gruppo frigorifero (chiller) o pompa di calore (pdc);
3. Scambiatori di calore;
4. Tubazioni e collettori per collegare il generatore ai terminali;
5. Elettropompe per la movimentazione del fluido;
6. Sistema di regolazione e controllo;
7. Terminali d'impianto che erogano il caldo/freddo all'ambiente da climatizzare.

Schema funzionale impianto idronico residenziale tipico



SISTEMA DI DISTRIBUZIONE

Tubazione ed isolamento



Tubazioni

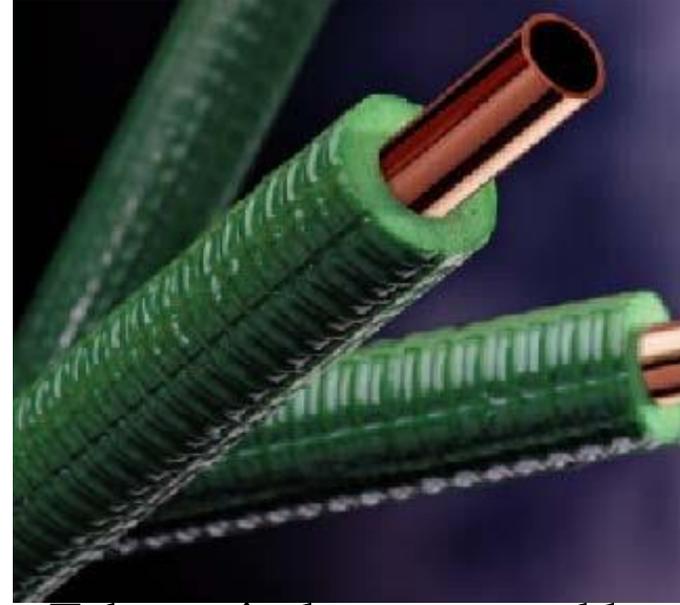
Le tubazioni degli impianti autonomi sono essenzialmente dei seguenti tipi:

- in rame;
- in acciaio (carbonio, nero o zincato)
- in polipropilene (per acqua acqua calda sanitaria);
- in polipropilene reticolato (anche per riscaldamento);
- in polipropilene del tipo sfilabile.

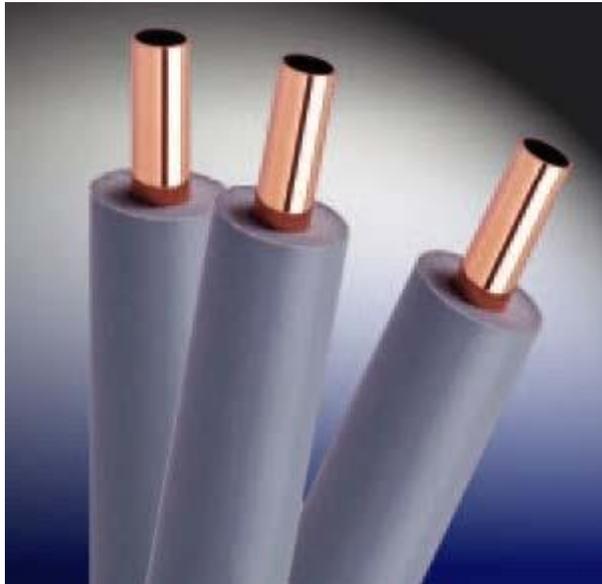
Tipologie produttive



Tubo rivestito in PVC



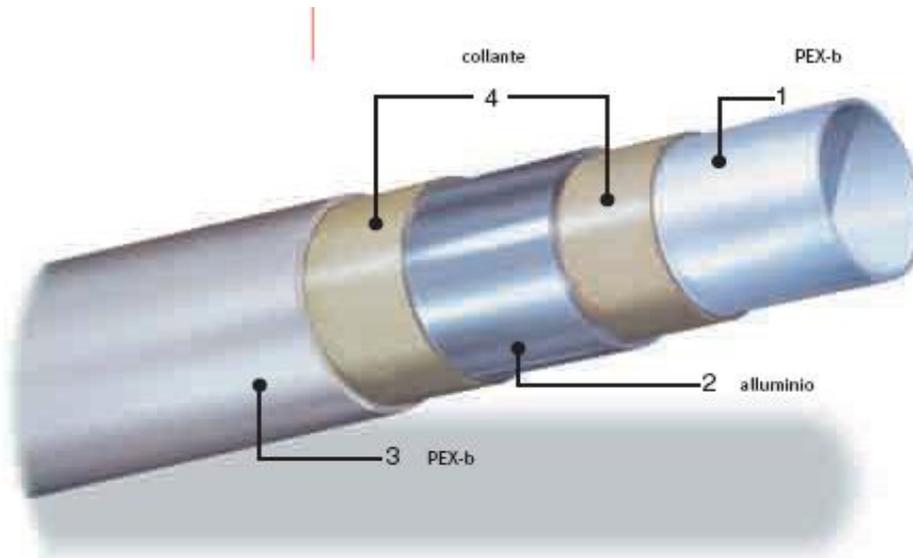
Tubo preisolato acqua calda



Tubo preisolato per
acqua refrigerata

SISTEMA DI DISTRIBUZIONE

Tubazione ed isolamento

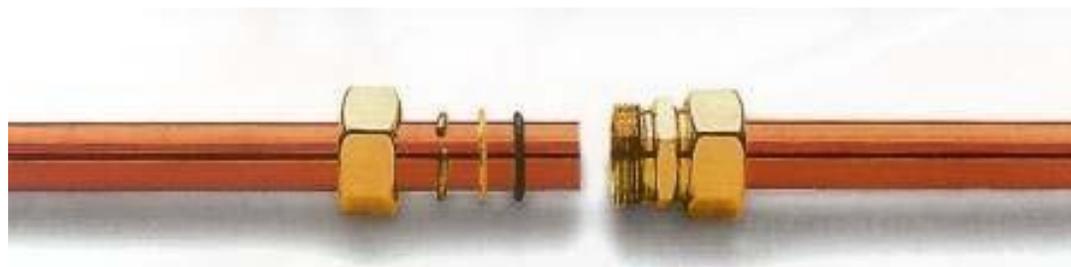


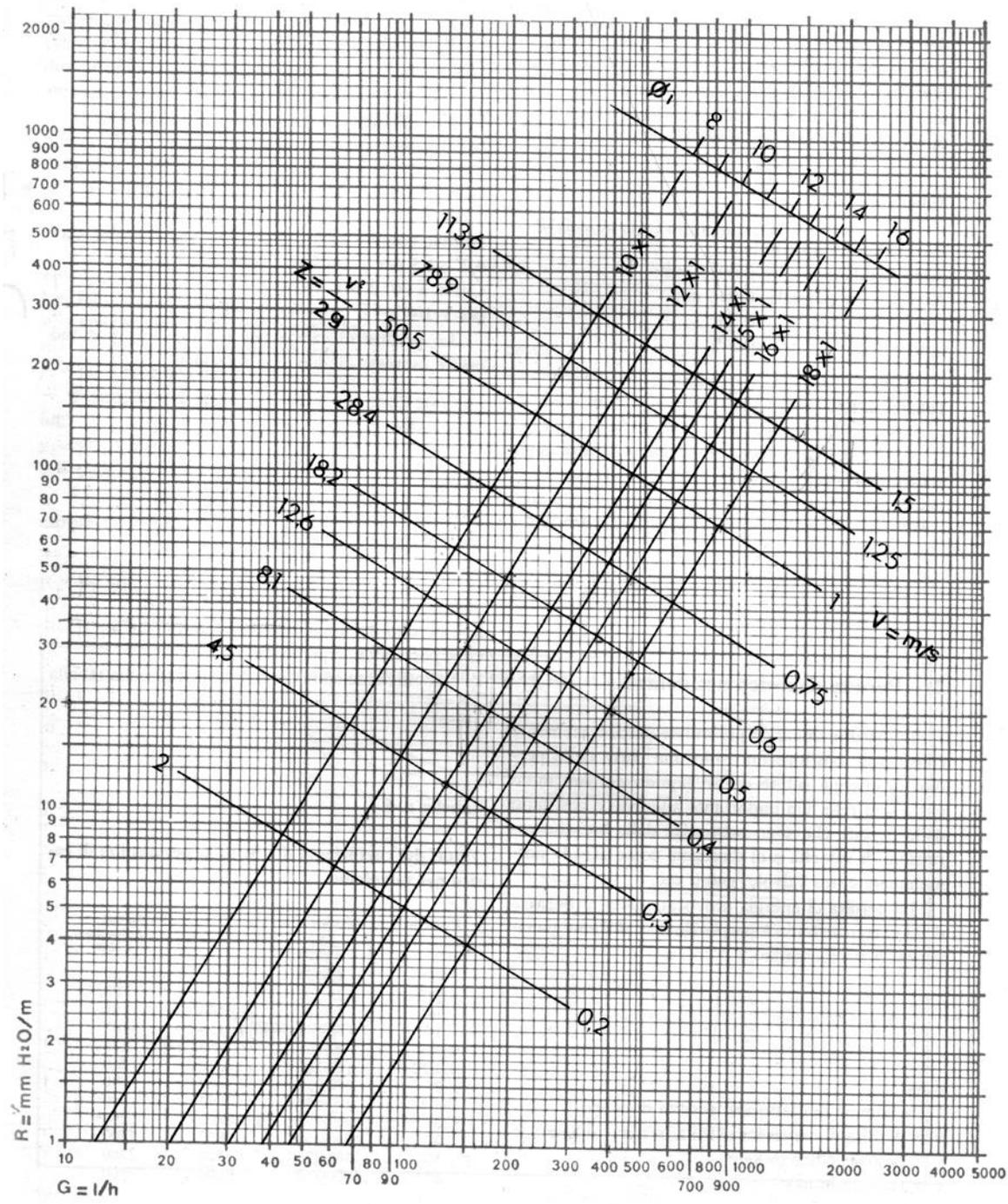
Giunzioni a caldo: saldatura



LEGHE D'APPORTO E DECAPANTI		
OPERAZIONE	BRASATURA DOLCE (CONSIGLIATA)	BRASATURA FORTE
Temperatura di fusione del metallo d'apporto	< 450°C 	> 450°C 
Lega	Stagno-Rame: 240°C Stagno-Argento: 230°C	Rame-Fosforo: 730°C** Rame-Zinco-Argento: 700°C Argento-Rame-Zinco: 685°C
Flusso brasante	Conformarsi alle prescrizioni del fabbricante del metallo d'apporto. (La pasta decapante deve comunque essere idrosolubile)	Conformarsi alle prescrizioni del fabbricante

Giunzioni a freddo





**Perdite di carico continue
tubi in rame
(acqua a 70 °C)**

NB. 1 mmH₂O = 10 Pa

**Velocità consigliate: Fino a 14 mm
0,50 m/s
da 14 a 20 mm 0,65 m/s
da 20 a 22 mm 0,80 m/s**

**Per circuiti in pressione non superare
60 mmH₂O/m**

Esempio di dimensionamento di tubazione

A partire dalla relazione :

$$P = G c_p \Delta T \quad (\text{kcal/h})$$

con :

G = portata acqua espressa in lt/h

$c_p = 1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$ (calore specifico dell'acqua)

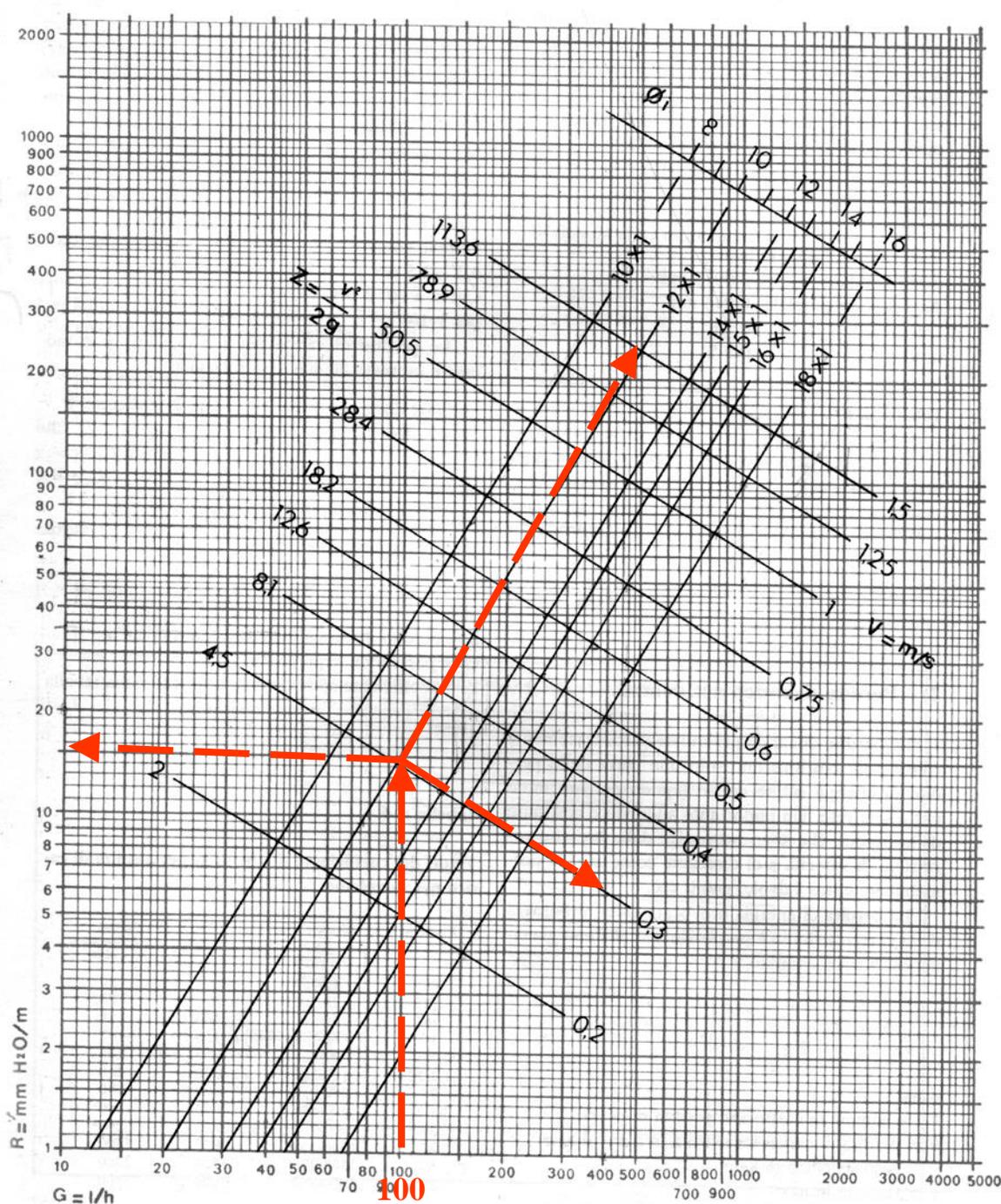
ΔT = salto termico andata/ritorno (valore tipico = $10 \text{ } ^\circ\text{C}$

con un massimo fino a $15 \text{ } ^\circ\text{C}$)

Si ricava che :

$$G = P/c_p \Delta T \quad (\text{lt/h})$$

Esempio



Posto $P = 1000$ kcal/h
calcolare la portata d'acqua
G ed il corrispondente
diametro della tubazione :

$$G = 1000/10 = 100 \text{ lt/h}$$

usando l'apposita tabella si
sceglie un tubo 12/10 con :

-velocità di circa 0,3 m/s

-una perdita di carico
continua di 15 mmH₂O/m

Velocità consigliate: Fino a
14 mm 0,50 m/s
da 14 a 20 mm 0,65 m/s
da 20 a 22 mm 0,80 m/s

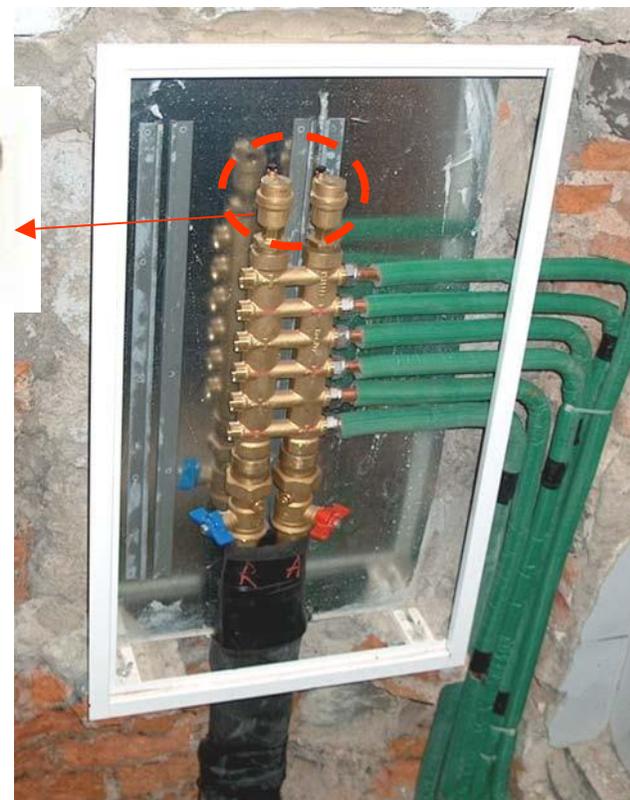
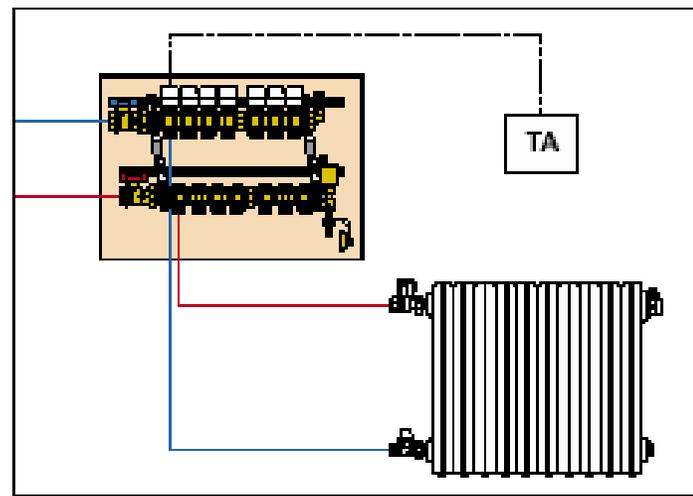
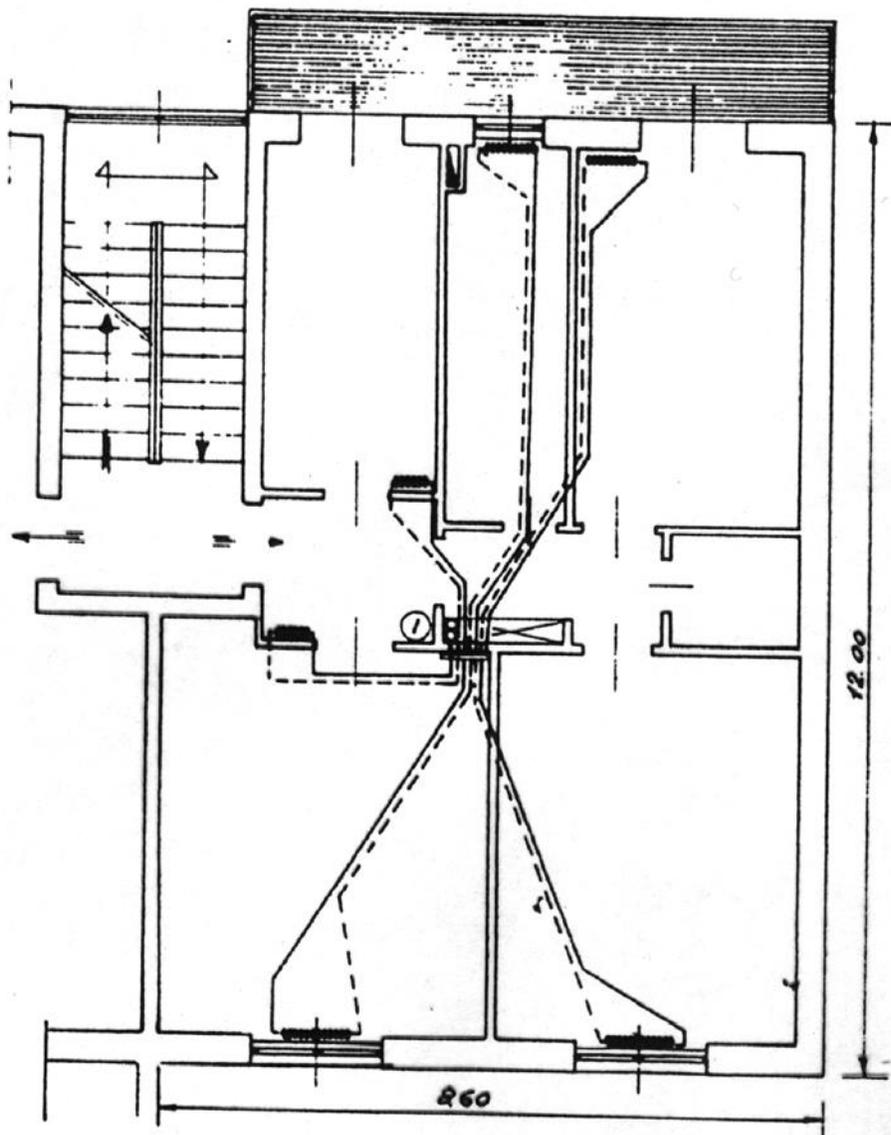
Per circuiti in pressione Non
superare 60 mmH₂O/m

Impianti a due tubi con collettori

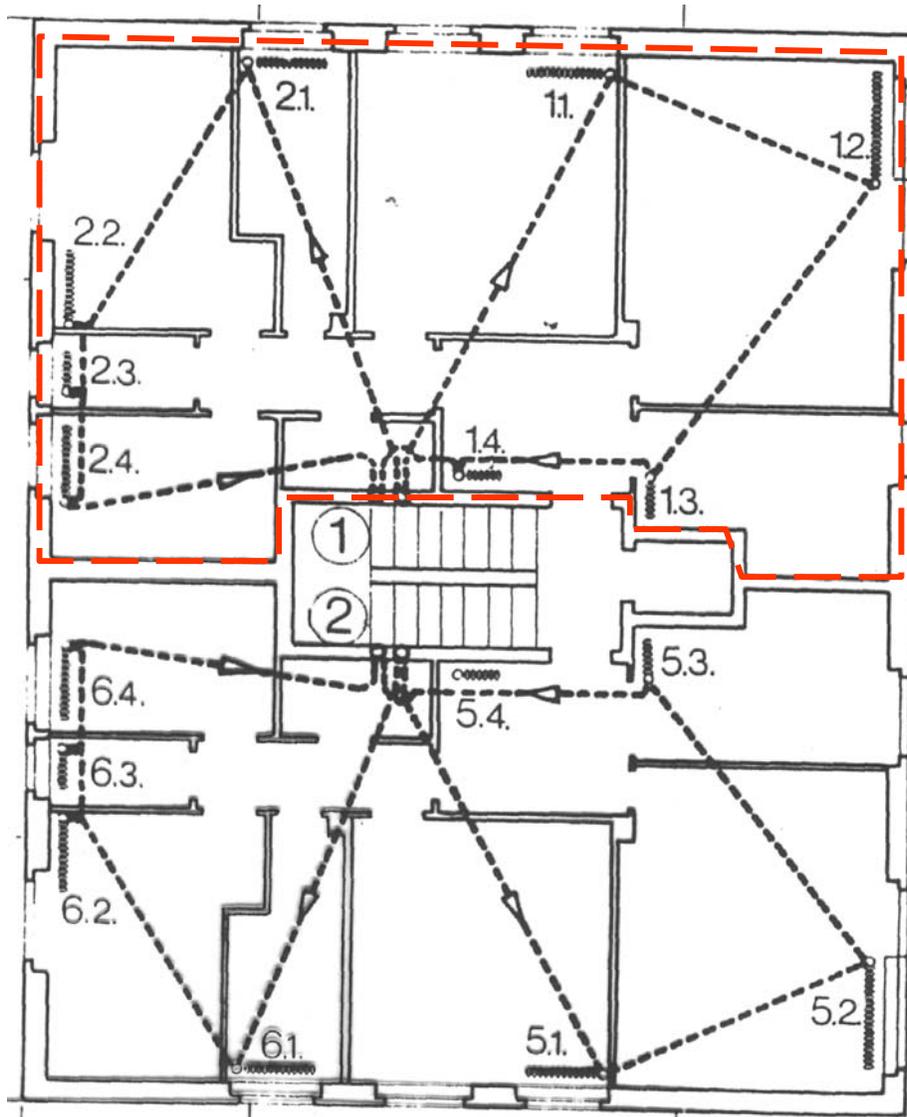
Tale tipologia distributiva raccoglie il maggior successo per i seguenti motivi:

- per la semplicità di realizzazione;
- per la possibilità di tarare facilmente le portate grazie all'allacciamento diretto andata/ritorno per ciascun terminale;
- per le dimensioni ridotte delle tubazioni;
- per la possibilità di intercettare l'impianto in caso di sostituzione o riparazione di un terminale;
- per la possibilità di realizzare impianti con tubazioni di estensione ridotta e pertanto, se predisposte, *sfilabili dal massetto dove sono alloggiate.*

Schema funzionale



Impianto monotubo: schema distributivo

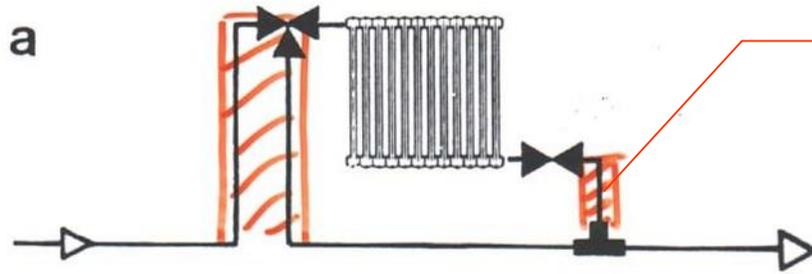


Uno dei vantaggi principali consiste nella riduzione delle tubazioni: in molti casi di ristrutturazione dove non si prevede il rifacimento dei pavimenti è spesso l'unica soluzione possibile.

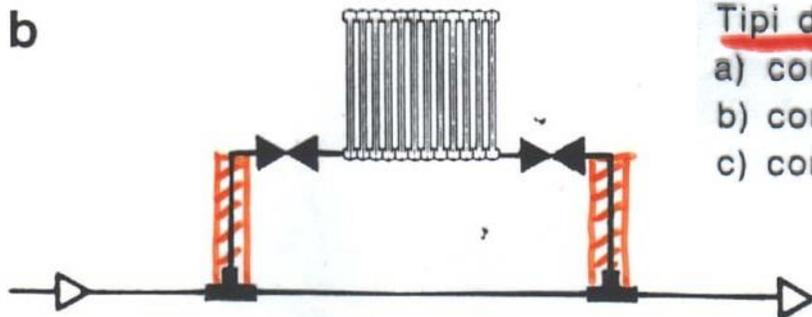
In figura con tratto rosso è rappresentato il percorso alternativo andata+ritorno con tracce lungo le pareti.

Potenza massima per anelli monotubo in rame con salto termico A/R = 12 °C	
Diametro esterno (mm)	Potenza massima (Watt)
12	3800
14	5000
16	6900
18	9700

Impianti monotubo



Traccia nella muratura

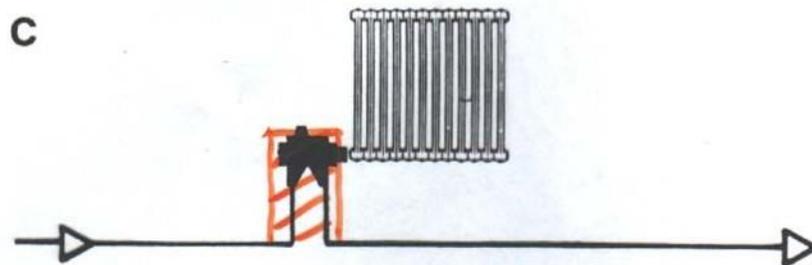


Tipi diversi di impianti monotubo

a) con valvola a tre vie, detentore e Te di reimmissione

b) con due detentori, Te di prelievo e Te " "

c) con valvola a 4 vie



a) Alimentazione in serie

b) Alimentazione in derivazione

c) Alimentazione mista

Impianti centralizzati

Costituiscono l'alternativa agli impianti autonomi.

Per tali impianti la normativa vigente prescrive l'obbligo di contabilizzazione indipendente dei consumi per ciascuna unità immobiliare.

Ciò comporta la necessità di ricorrere a sistemi con distribuzione a zone ovvero con:

- produzione centralizzata del calore;
- gestione autonoma dell'impianto nell'ambito delle modalità stabilite dal condominio.

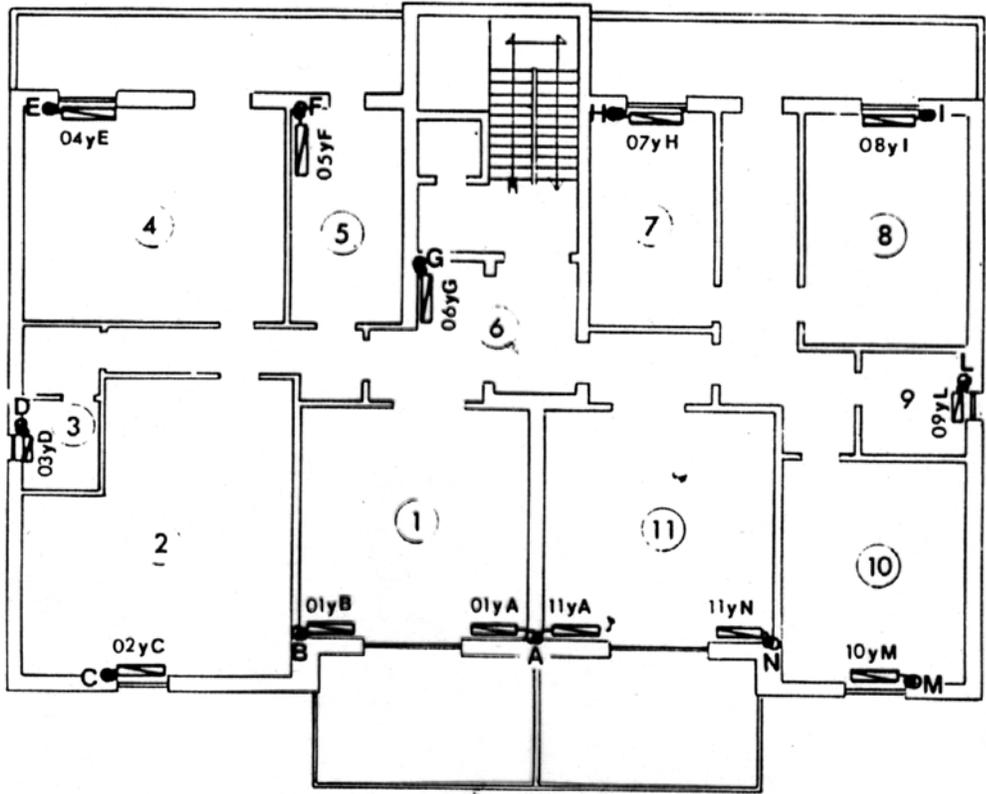
Dal punto di vista economico rappresentano sicuramente un vantaggio rispetto agli impianti autonomi, ed anche una limitazione ai consumi e all'inquinamento ambientale, essendo soggetti a controlli più rigorosi.

Impianti centralizzati di vecchio tipo

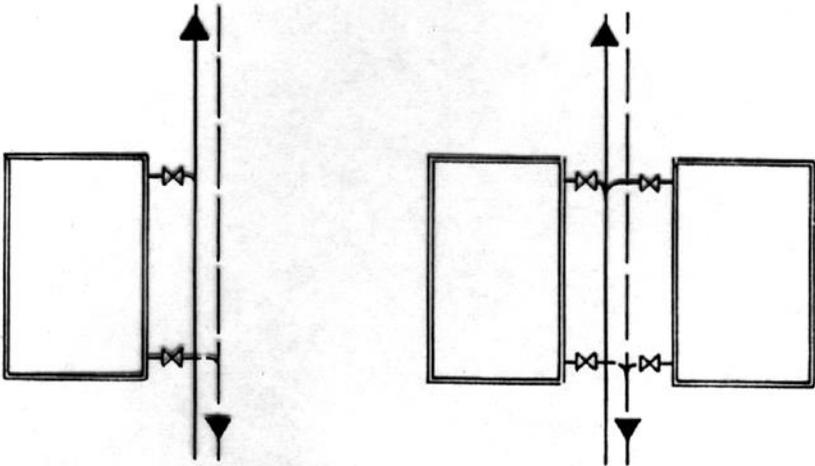
La loro sostituzione con impianti autonomi è stata incoraggiata dalla normativa in materia di risparmio energetico, che ha consentito la trasformazione degli impianti con la semplice maggioranza dei condomini anziché con l'unanimità.

La distribuzione avviene normalmente con colonne montanti che alimentano in colonna i vari terminali, non consentendo così di suddividere le spese del riscaldamento in base agli effettivi consumi ma semplicemente in base alle tabelle millesimali di proprietà, o al numero di elementi scaldanti installati, o alla superficie dell'alloggio.

**Schema circuito
distributivo-funzionale
vecchio impianto
centralizzato**



PIANTA PIANO TIPO

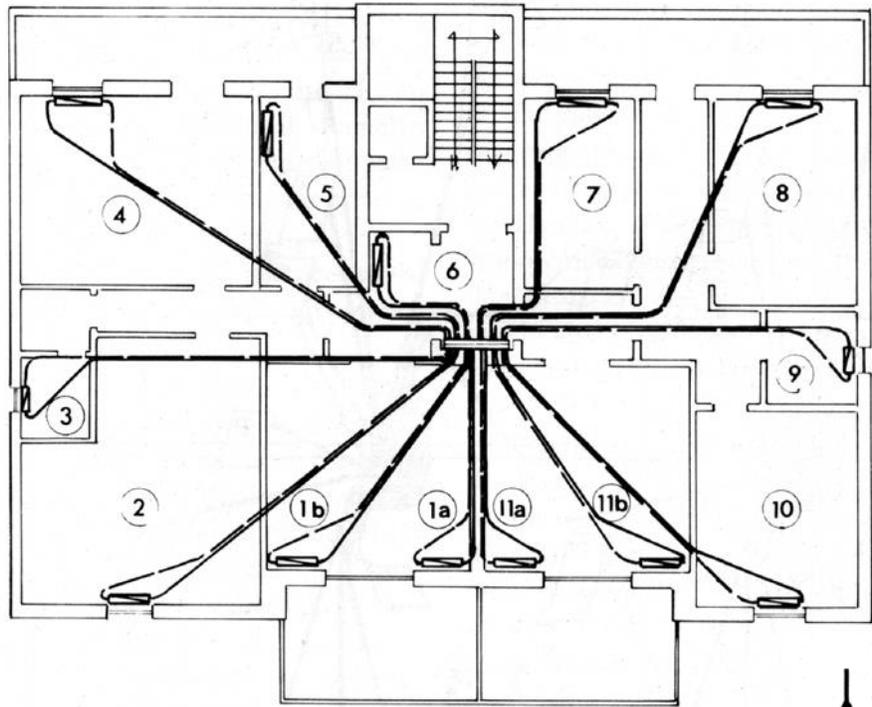


ATT. ALLE COLONNE MONTANTI DI:

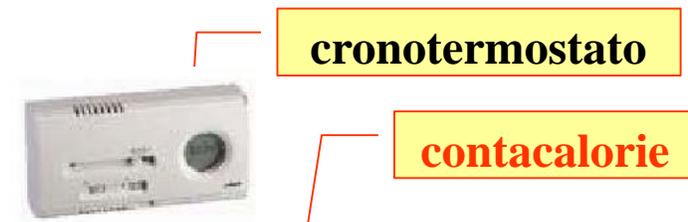
UN CORPO SCALDANTE

DUE CORPI SCALDANTI

Impianto centralizzato a zone

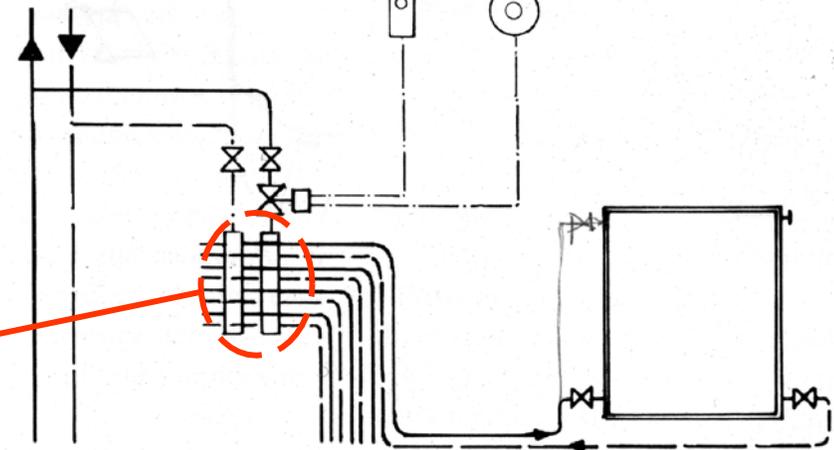


PIANTA PIANO TIPO



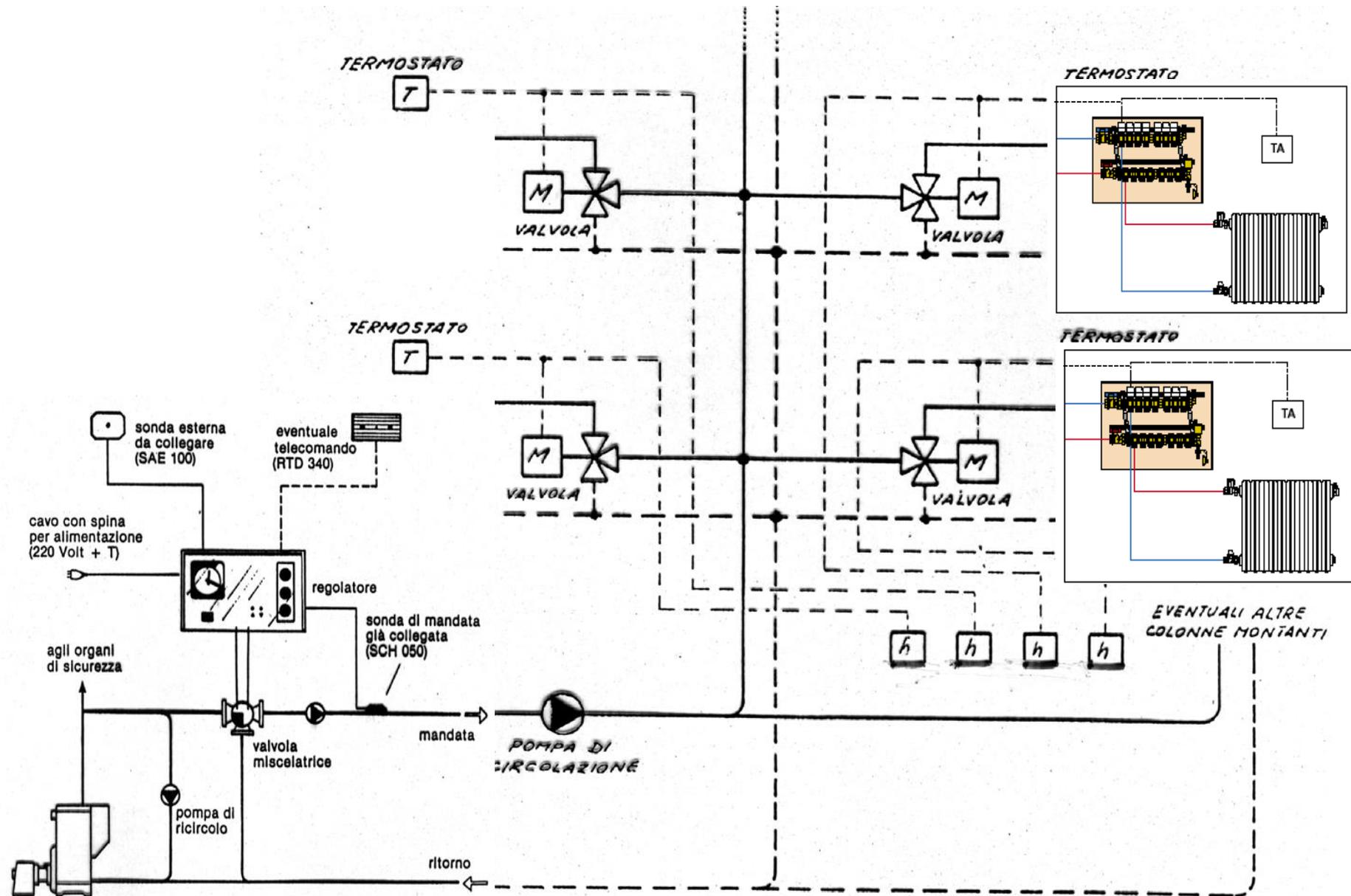
cronotermostato

contacalorie

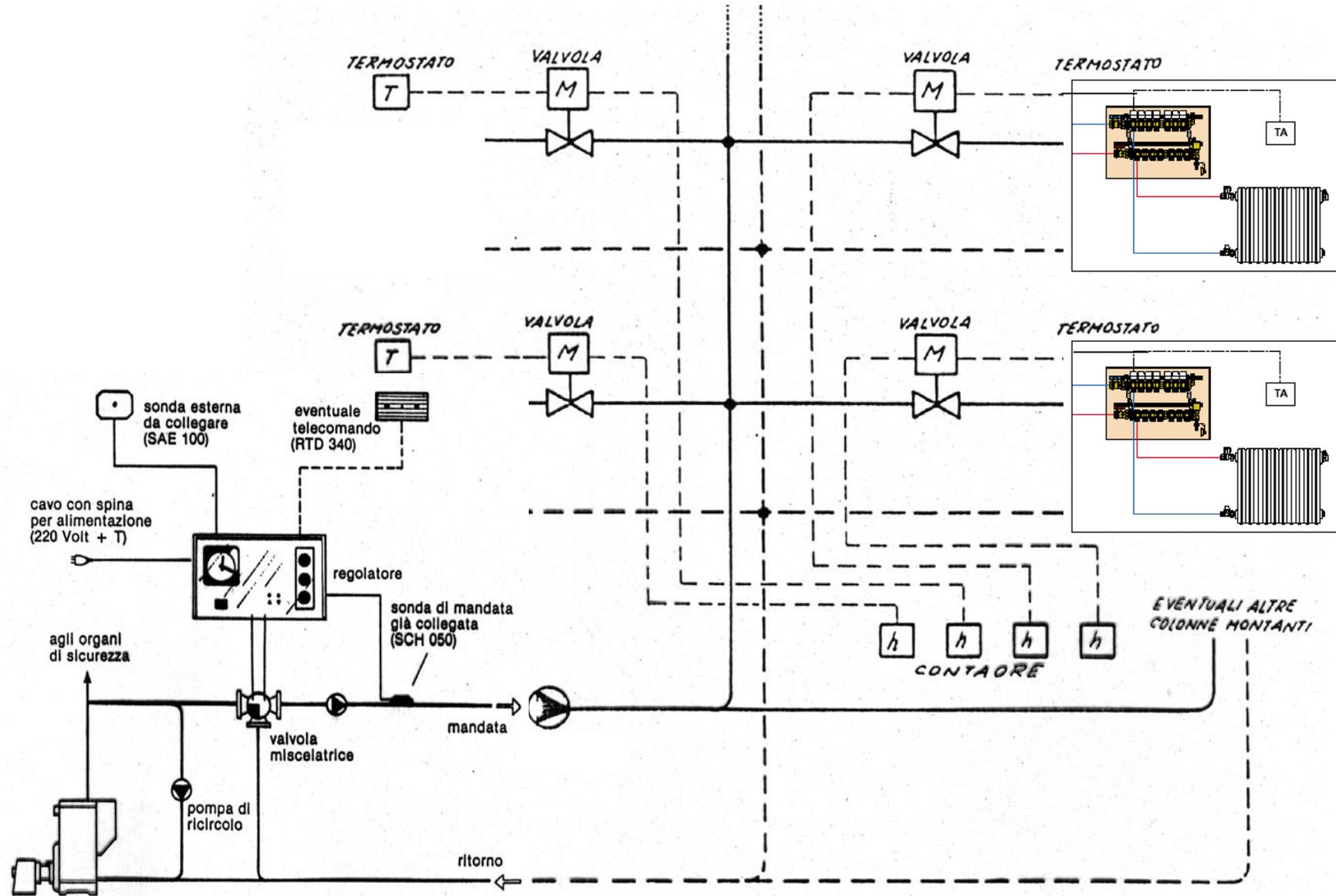


COLLEGAMENTO ALLE COLONNE MONTANTI

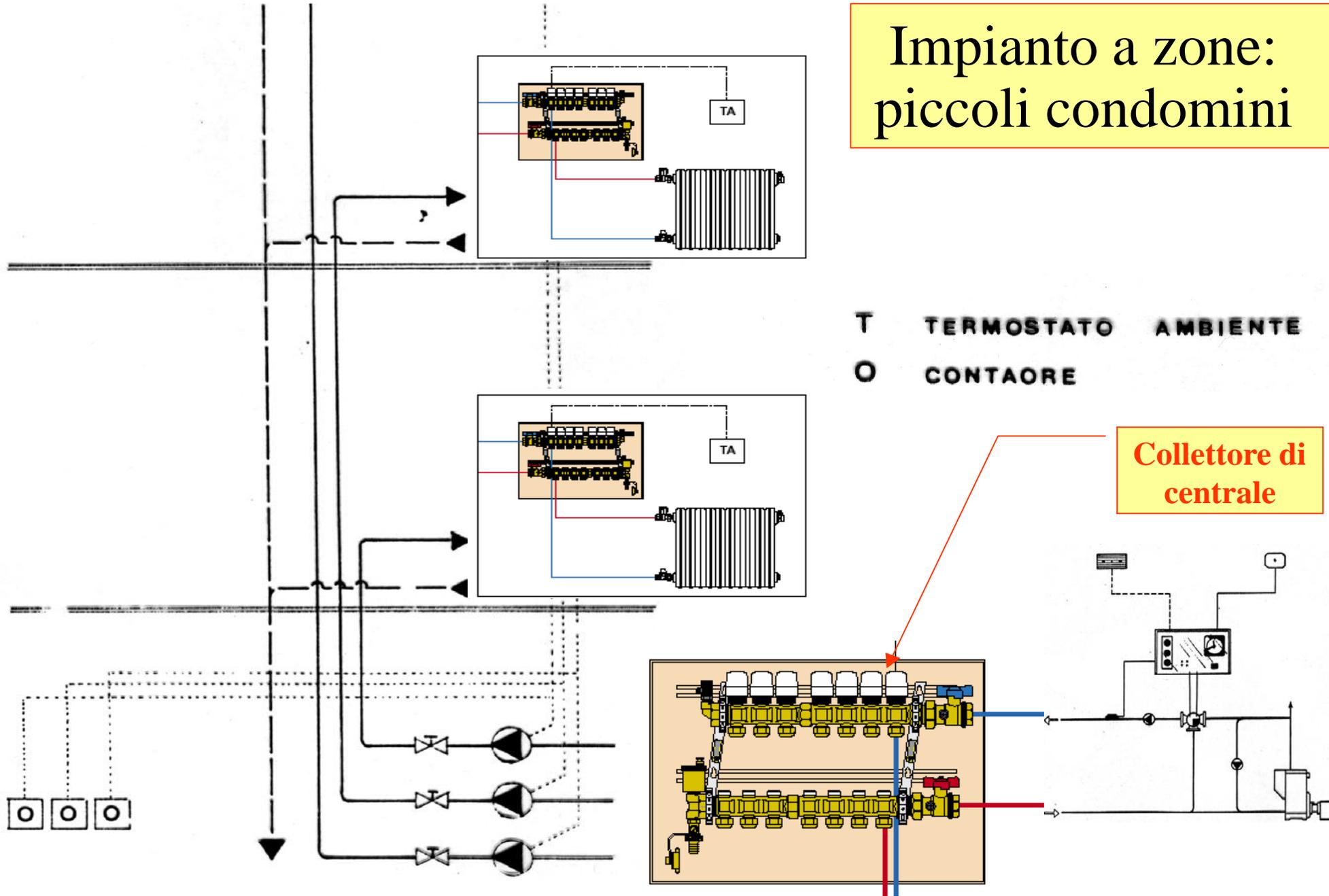
Schema funzionale impianto a zone



Schema funzionale impianto a zone



Impianto a zone: piccoli condomini



Terminali d'impianto

I terminali più diffusi sono:

- radiatori (alluminio, ghisa, acciaio);
- ventilconvettori (esterni e da incasso);
- pannelli radianti (a pavimento o soffitto).

Radiatori

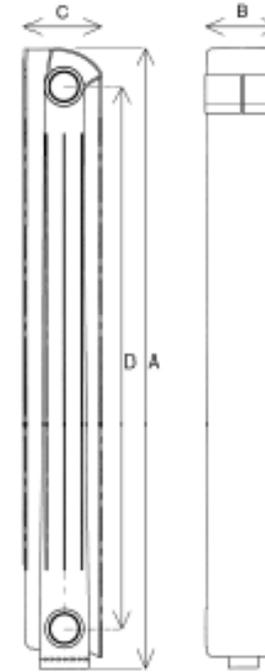
Gli impianti a radiatori sono tra i più diffusi:

- per la loro semplicità d'installazione;
- per l'assenza di manutenzione;
- per i costi limitati.

Presentano tuttavia una regolazione limitata, l'ingombro in ambiente e talvolta, esteticamente, difficoltà d'inserimento.

Dal punto di vista energetico devono essere alimentati con acqua a temperatura piuttosto elevata (70-80 °C) e pertanto non si accoppiano felicemente con caldaie a condensazione, con pompe di calore, con l'uso dell'energia solare .

Radiatori in alluminio



Modello	Dimensioni in mm.				Ø attacchi	Peso a vuoto Kg circa	Contenuto acqua in litri	Potenza termica UNI EN 442				Esponente n.
	A altezza totale	B lunghezza	C profondità	D interasse				T 50°C		T 60°C		
								Watt	Kcal/h	Watt	Kcal/h	
KLASS 800	882	80	80	800	1"	1,95	0,58	162	140	207	178	1,33906
KLASS 700	782	80	80	700	1"	1,73	0,54	148	127	189	162	1,34059
KLASS 600	682	80	80	600	1"	1,58	0,50	132	113	168	144	1,32865
KLASS 500	582	80	80	500	1"	1,41	0,44	116	100	147	126	1,30020
KLASS 350	432	80	80	350	1"	1,04	0,37	85	73	108	93	1,29157

Rese termiche per ΔT diversi da 50°C

esempio di calcolo per ΔT diversi da 50°C

Se desiderate conoscere una potenza termica con ΔT diverso da ΔT 50 bisogna utilizzare la seguente formula:

$$P = P_{50} (\Delta t / 50)^n$$

Per esempio, per il modello 600:

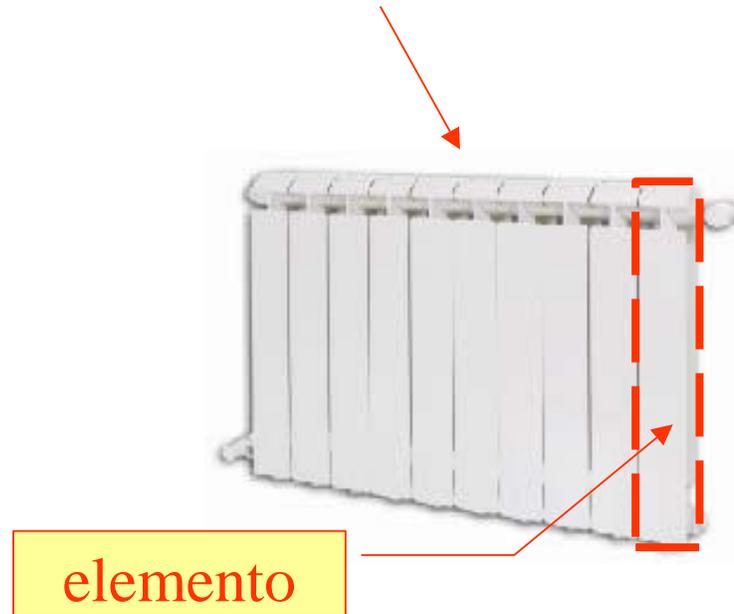
$$P \text{ termica a } \Delta t 60^{\circ}\text{C} = 132 \left(\frac{60}{50}\right)^{1,32865} = 168 \text{ Watt}$$

Modello	Dimensioni in mm.				\varnothing attacchi	Peso a vuoto Kg circa	Contenuto acqua in litri	Potenza termica UNI EN 442				Esponente n.
	A altezza totale	B lunghezza	C profondità	D interasse				T 50°C		T 60°C		
								Watt	Kcal/h	Watt	Kcal/h	
KLASS 800	882	80	80	800	1"	1,95	0,58	162	140	207	178	1,33906
KLASS 700	782	80	80	700	1"	1,73	0,54	148	127	189	162	1,34059
KLASS 600	682	80	80	600	1"	1,58	0,50	132	113	168	144	1,32865
KLASS 500	582	80	80	500	1"	1,41	0,44	116	100	147	126	1,30020
KLASS 350	432	80	80	350	1"	1,04	0,37	85	73	108	93	1,29157

Dimensionamento

Il dimensionamento dei radiatori in alluminio avviene esclusivamente in funzione dell'altezza e del numero degli elementi: ad esempio si debbano fornire 1600 W

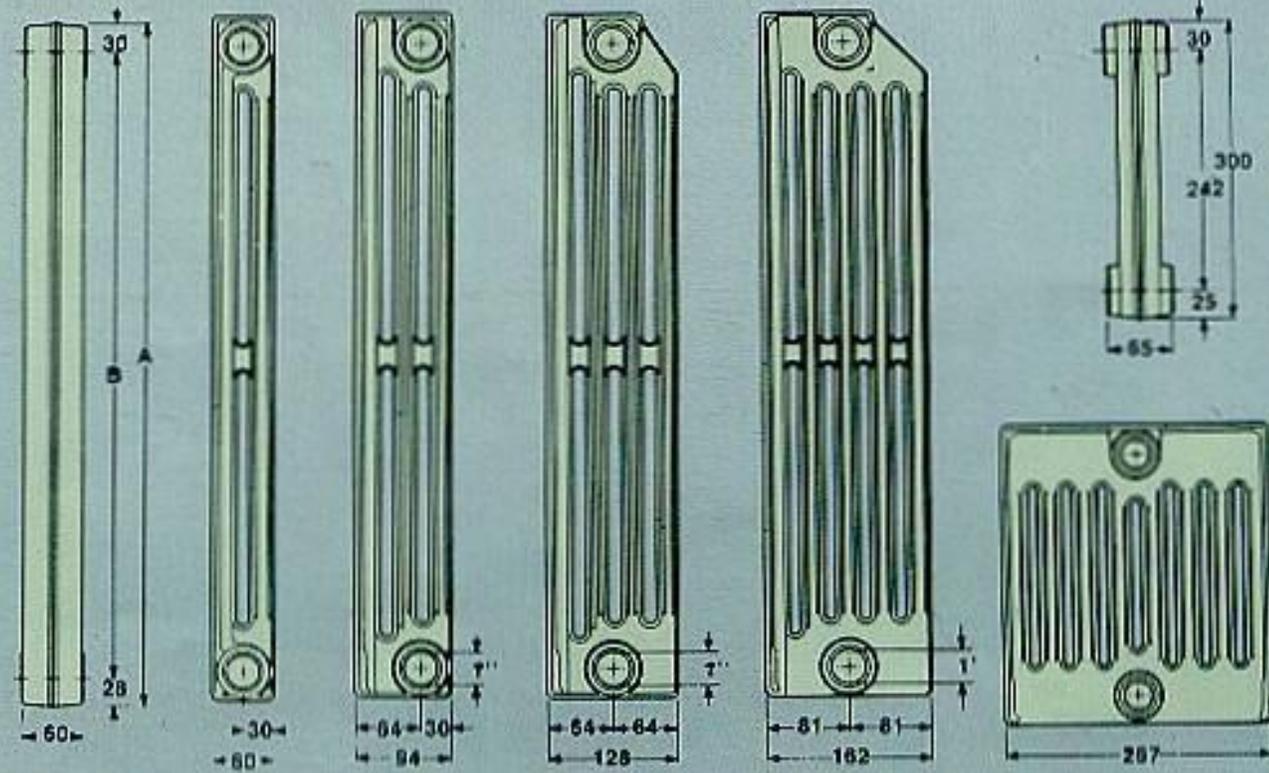
Usando il tipo Klass 800, altezza 882 mm, resa 162 W/elemento si ha : $1600/162 = \underline{n^{\circ} 10 \text{ elementi}}$ (arrotondamento superiore)



Radiatori in ghisa

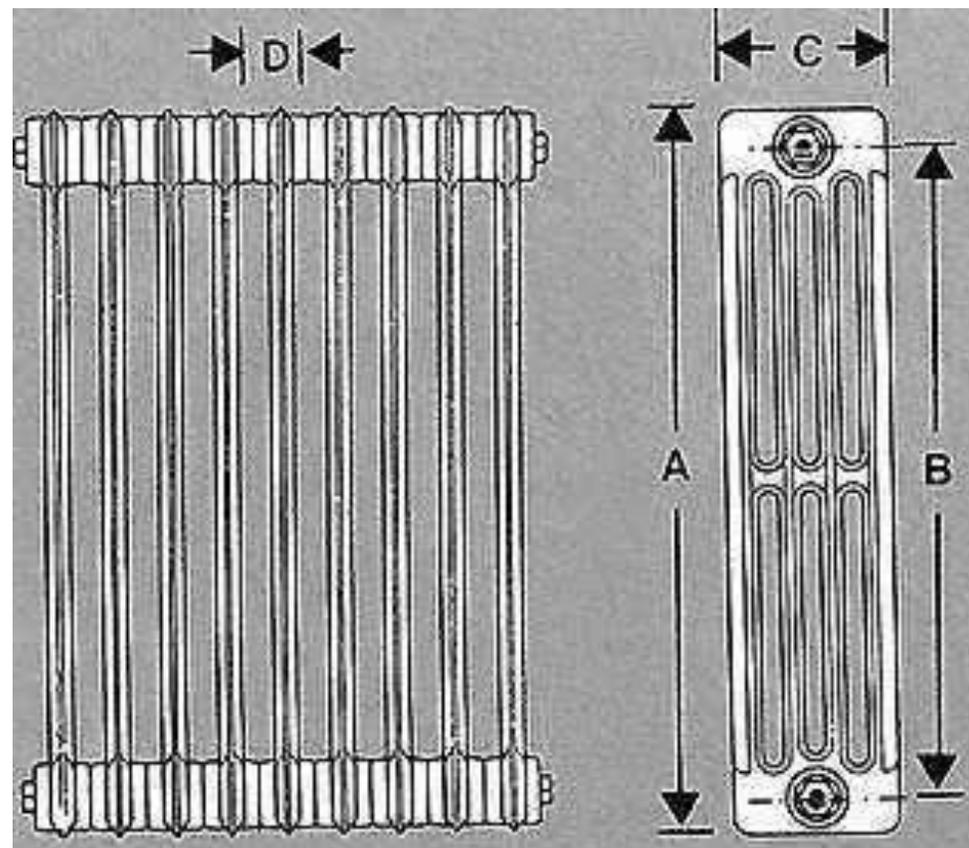


* Valori di emissione termica ottenuti secondo prove effettuate presso la camera di prova del Politecnico di Milano.

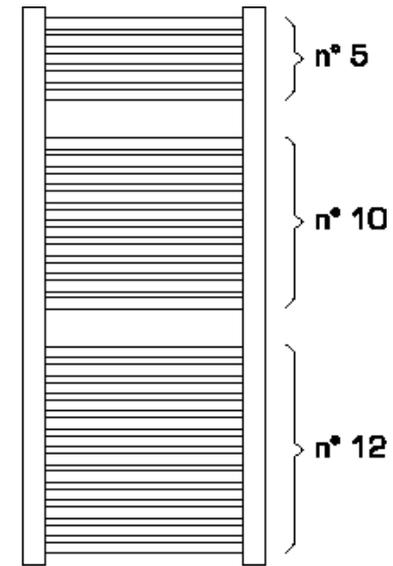
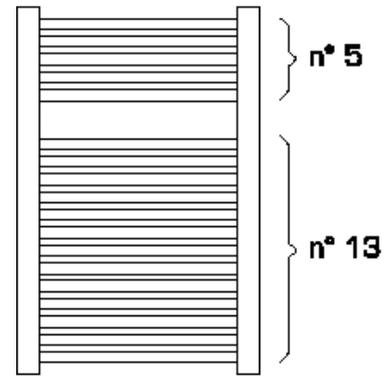
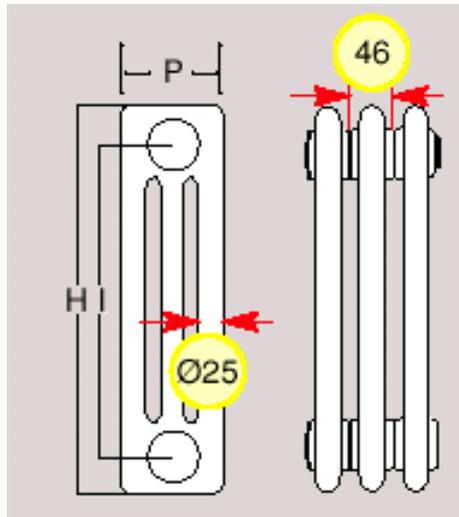
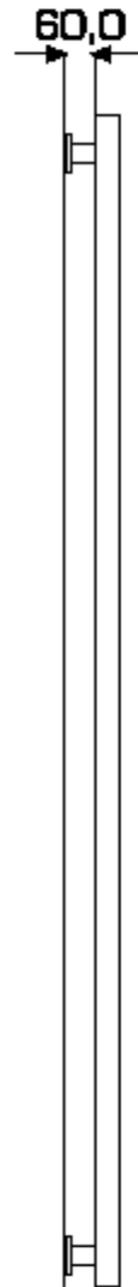


ENI442

Radiatori classici in ghisa



Radiatori in acciaio



Dimensionamento

Il dimensionamento dei radiatori in ghisa e acciaio avviene oltre che in funzione dell'altezza e del numero degli elementi anche in funzione del numero di colonne: ad esempio si debbano fornire 1600 W

Usando il tipo Tema 871, altezza 871 mm, 3 colonne resa 100 W/elemento

si ha : $1600/100 = \underline{n^{\circ} 16 \text{ elementi}}$

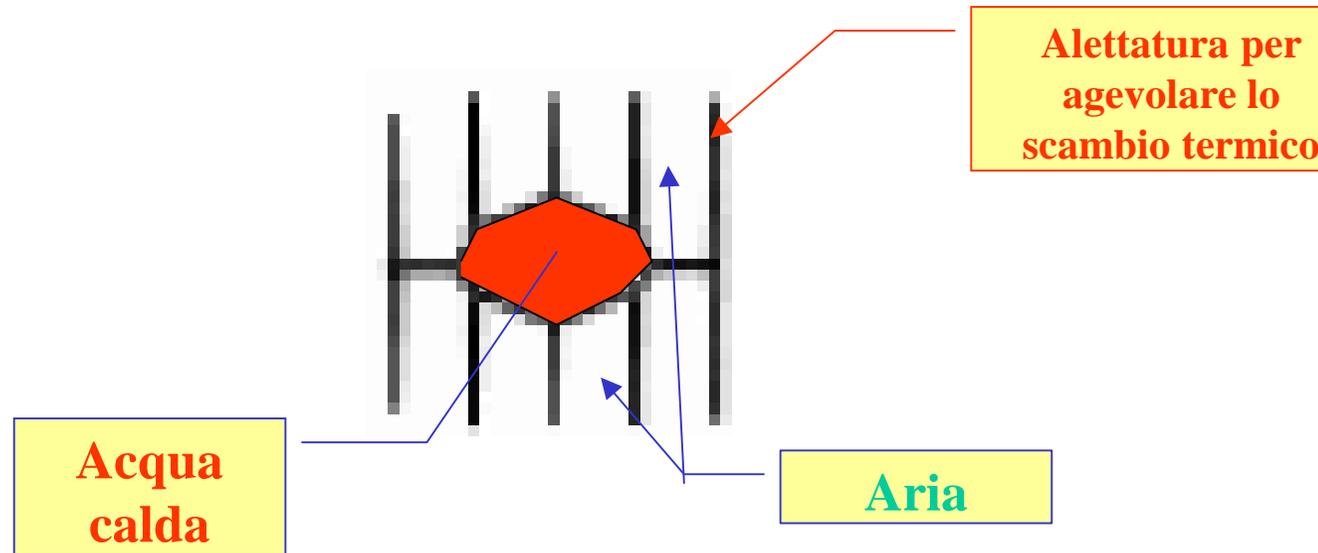


MODELLO	PROFOND.	ALTEZZA	INTERASSE	MOZZO	DIAMETRO	CONTEN.	MASSA	ESPO.NENT.
					ATTAC.	ACQUA		N°
	mm	mm	mm	mm / e le m	p o llici	litri/ e le m	kg/ e le m	
TE M A 2- 558	60	558	500	60	1"	0, 52	3 ,40	1 ,288
TE M A 2- 681	60	681	623	60	1"	0, 58	3 ,90	1 ,287
TE M A 2- 871	60	871	813	60	1"	0, 71	5 ,00	1 ,300
TE M A 3- 400	94	400	342	60	1"	0, 52	3 ,78	1 ,295
TE M A 3- 558	94	558	500	60	1"	0, 73	4 ,80	1 ,302
TE M A 3- 640	94	640	581	60	1"	0, 75	5 ,30	1 ,306
TE M A 3- 681	94	681	623	60	1"	0, 80	5 ,70	1 ,312
TE M A 3- 790	94	790	731	60	1"	0, 90	6 ,50	1 ,315
TE M A 3- 871	94	871	813	60	1"	1, 00	6 ,80	1 ,315
TE M A 4- 558	128	558	500	60	1"	0,82	5 ,80	1 ,299
TE M A 4- 681	128	681	623	60	1"	0,97	7 ,00	1 ,337
TE M A 4- 871	128	871	813	60	1"	1,21	8 ,62	1 ,331

Modalità di scambio termico

I radiatori scambiano calore con l'aria ambiente prevalentemente per convezione naturale e pertanto per un buon funzionamento è necessario non ostacolare il moto naturale ascendente dell'aria. In particolare se viene ostacolato il moto convettivo naturale si hanno penalizzazioni nella resa termica, con la necessità di dover aumentare il numero degli elementi per compensare tale riduzione.

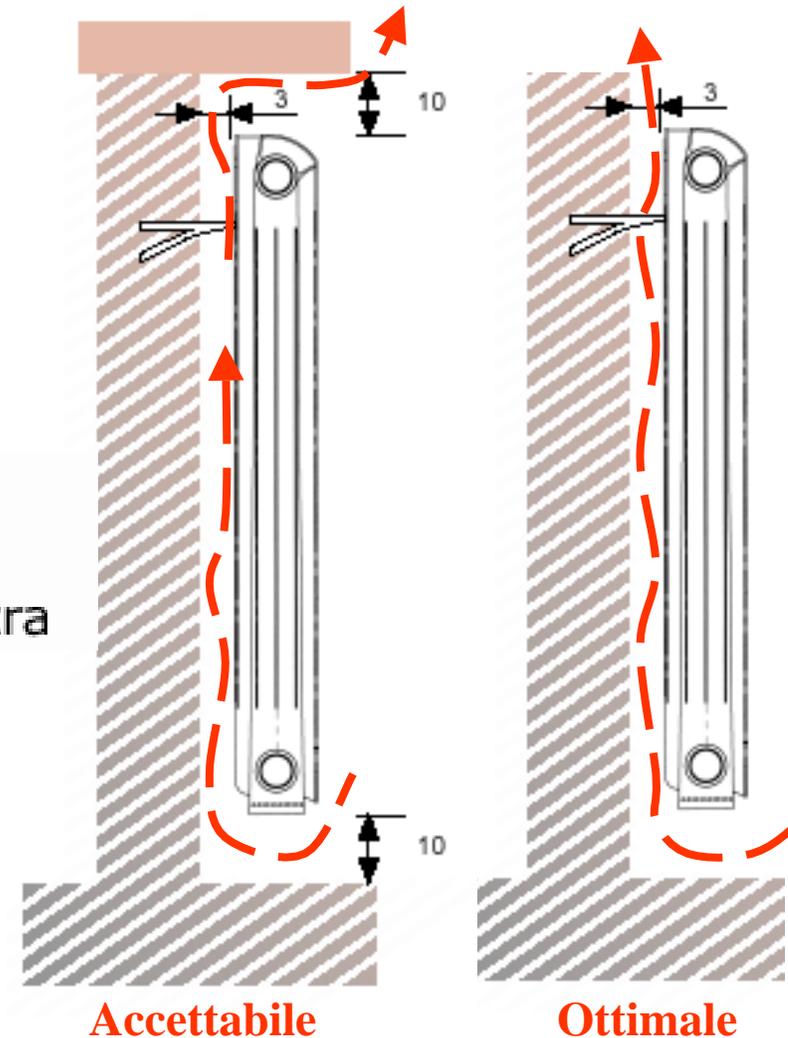
Per agevolare la cessione del calore è inoltre necessario aumentare la superficie di scambio termico, e ciò si ottiene mediante opportune alettature degli elementi, analoghe a quelle delle batterie.



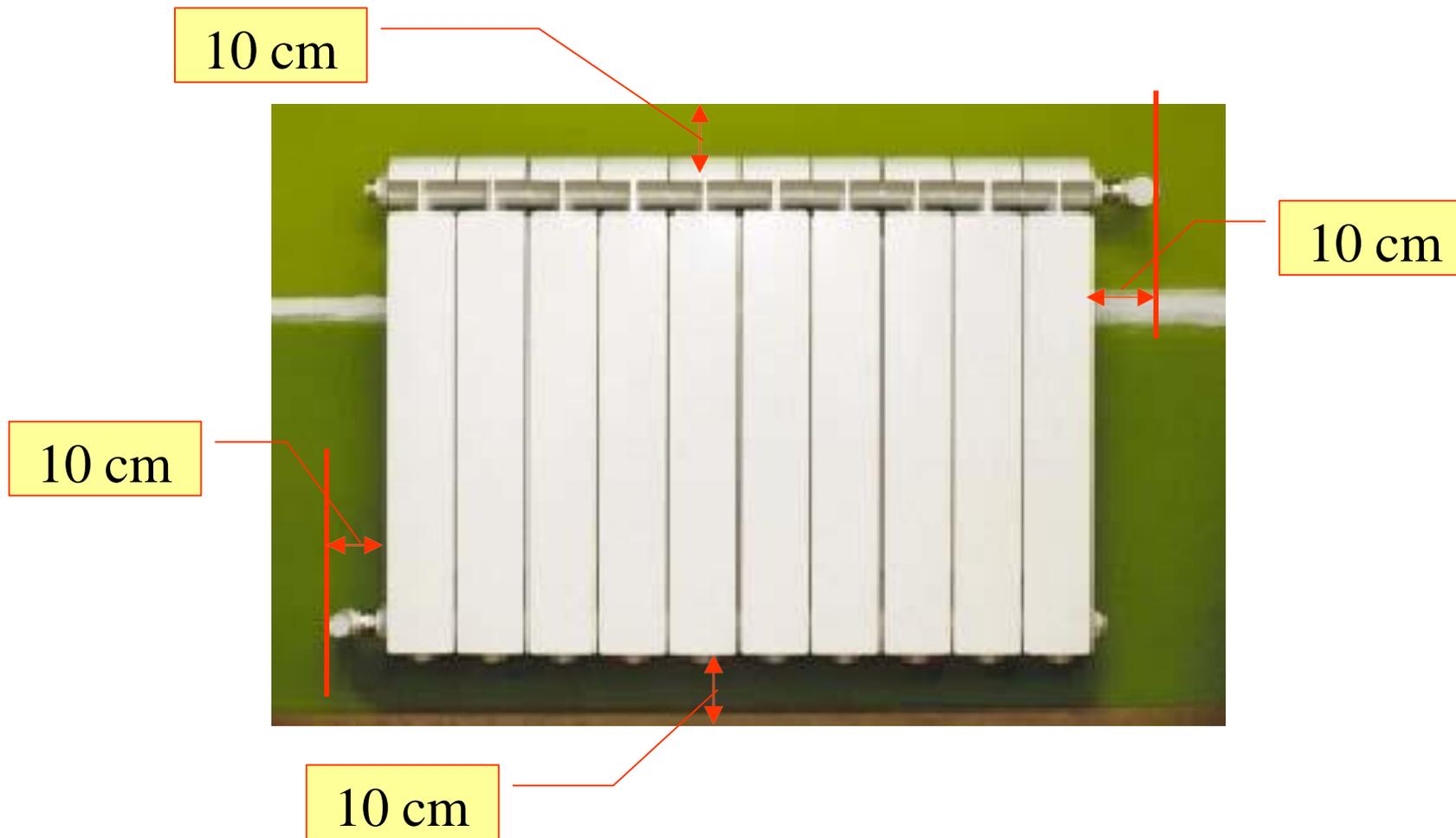
Installazione ottimale

Per evitare eccessive penalizzazioni nella resa termica è necessario rispettare le seguenti modalità di installazione:

- ≥ cm. 3 dalla parete
- ≥ cm. 10 dal pavimento
- ≥ cm. 10 dalla mensola o sottofinestra

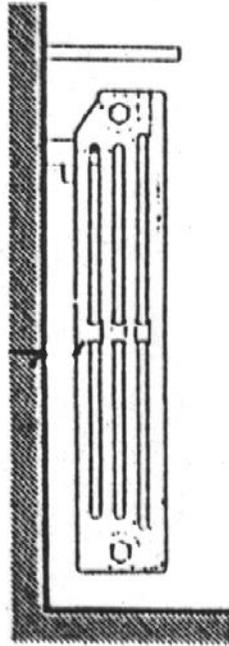


Dimensioni d'ingombro reali



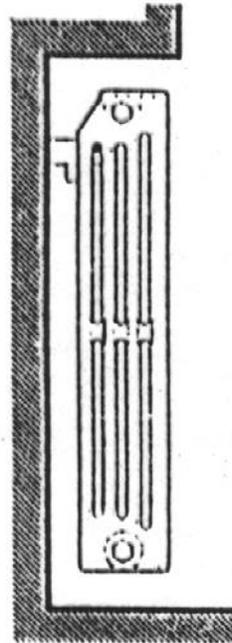
Riduzione rese termiche

mensola



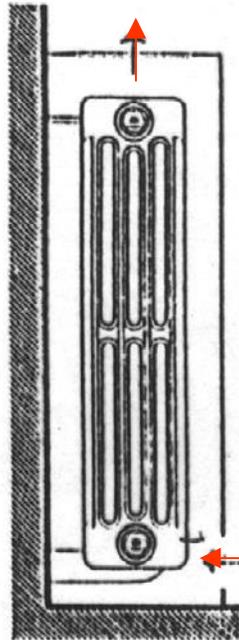
-4%

nicchia

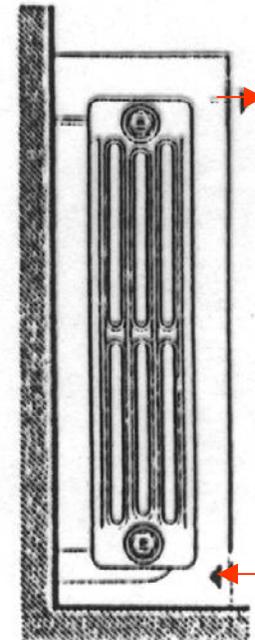


-7%

copertura in lamiera

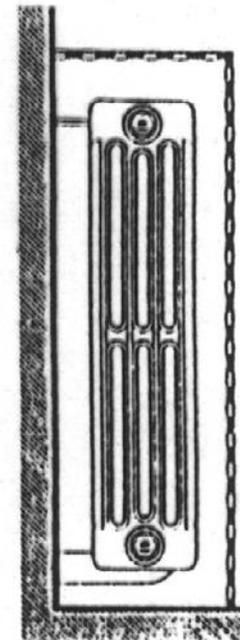


-2 ÷ 5%



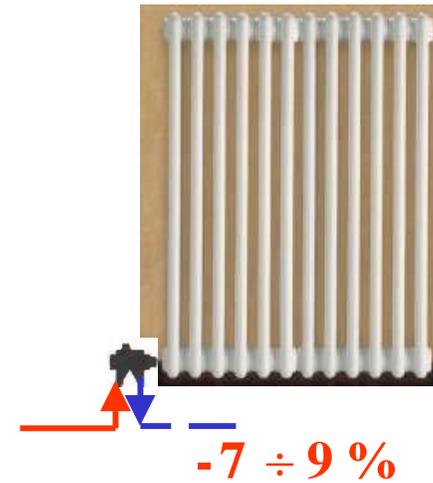
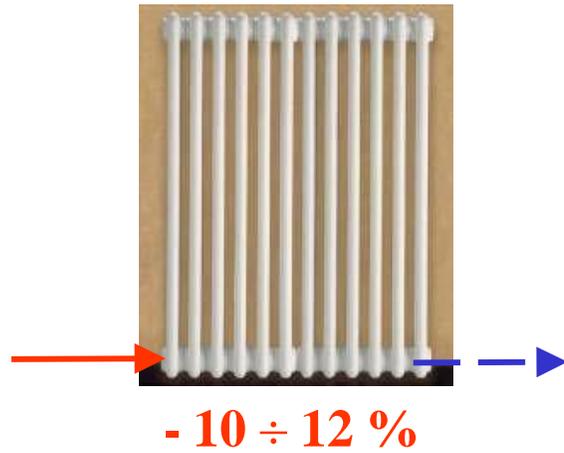
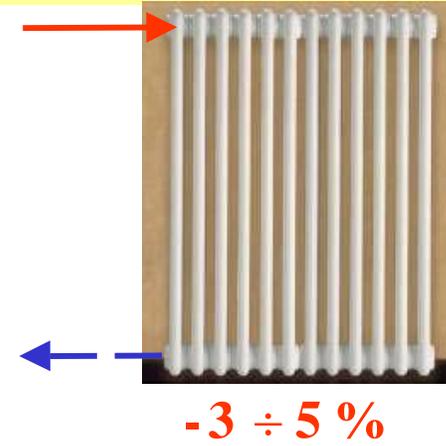
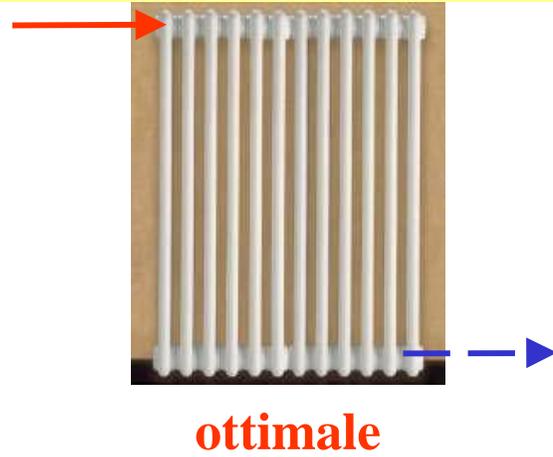
-2 ÷ 5%

copriradiatore

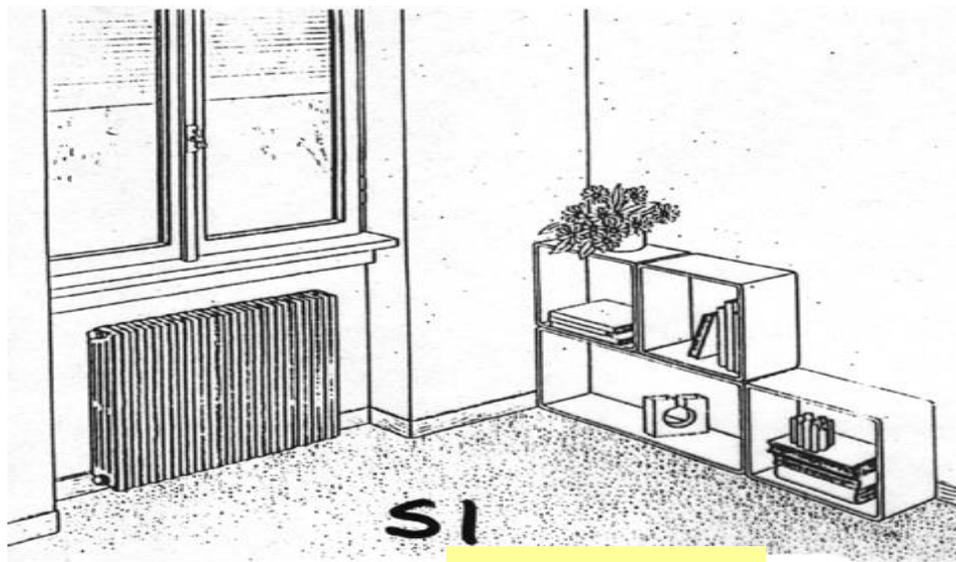


-20 ÷ 30%

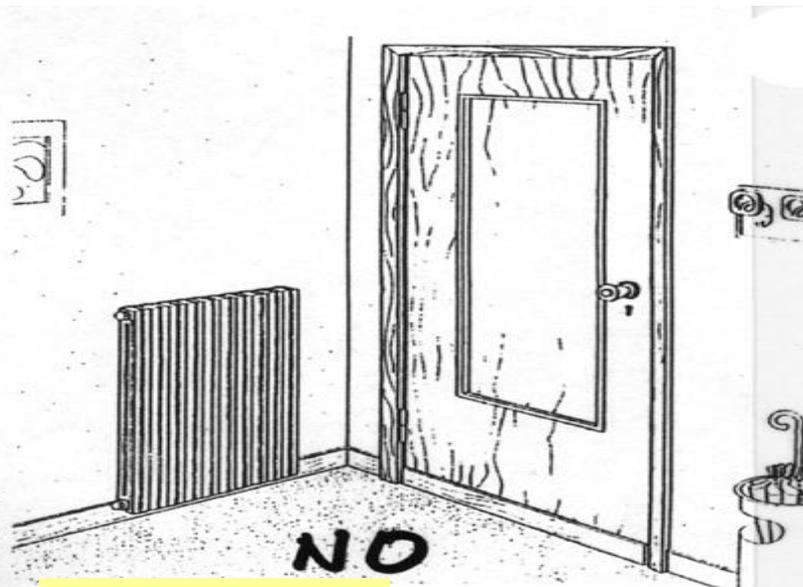
Riduzione in funzione degli attacchi



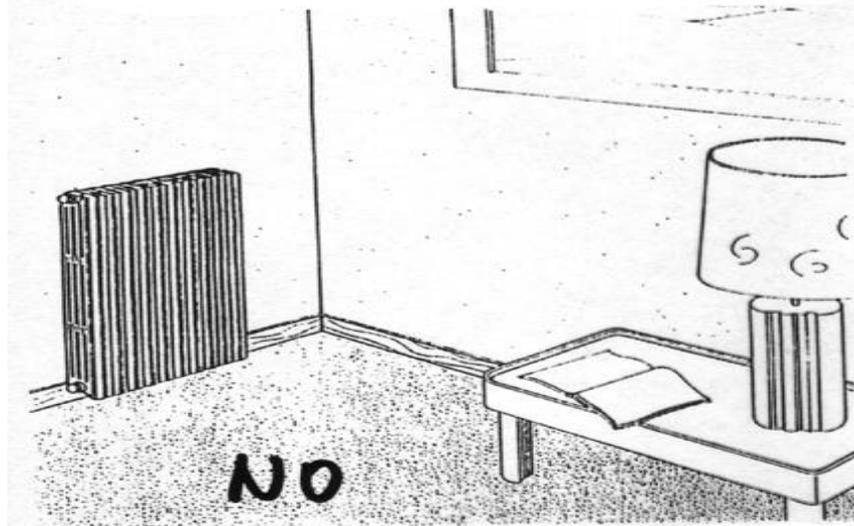
Errori di posizione



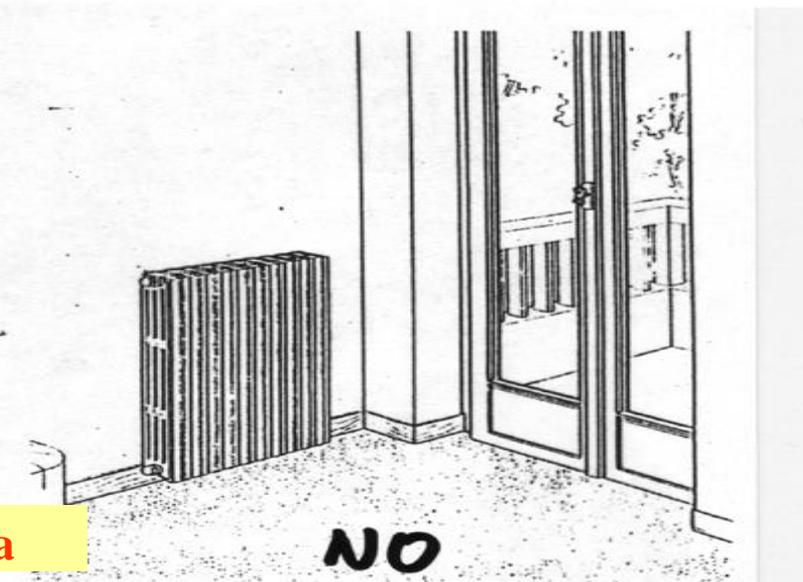
sottofinestra



Dietro una porta



Parete interna



Ventilconvettori (fan coils)

Gli impianti a ventilconvettori si stanno sempre più affermando nelle residenze per le seguenti ragioni:

- possibilità di utilizzo anche per il raffrescamento;
- maggiori possibilità di regolazione anche con telecomando;
- possibilità di alimentazione con acqua a bassa temperatura.

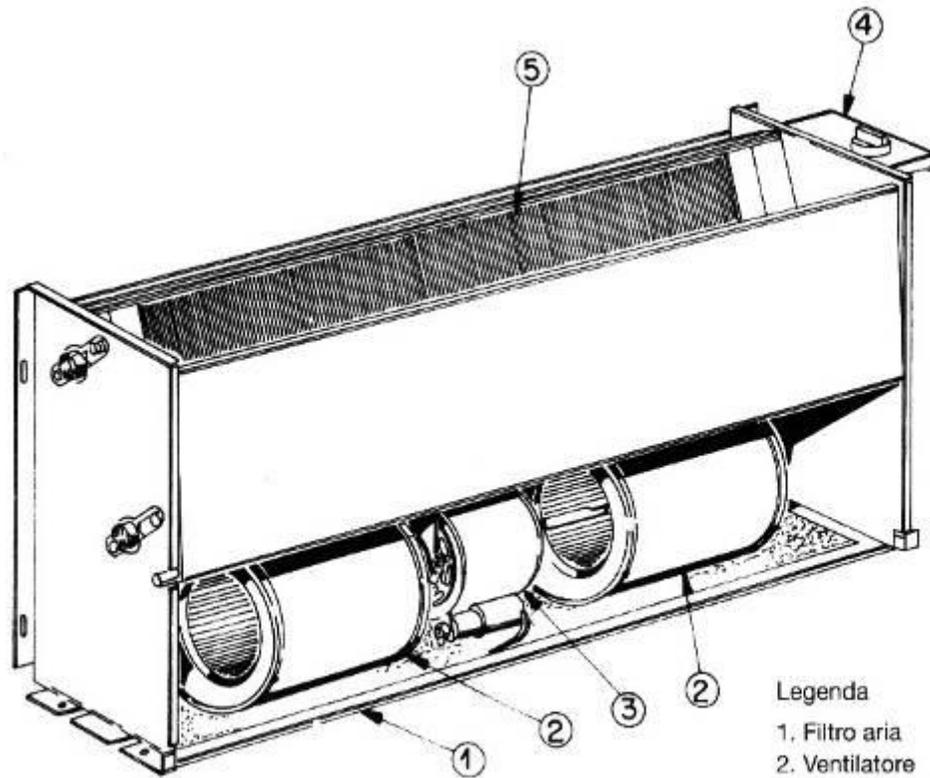
Rispetto ai radiatori gli aspetti più interessanti sono dovuti al raffrescamento estivo e alla doppia possibilità di regolazione della temperatura ambiente sia agendo sull'acqua che sulla velocità dell'aria.

Essi possono inoltre essere posti in controsoffitto o in alto a parete, ed essere canalizzati per realizzare un impianto di termoventilazione.

Dal punto di vista energetico sono alimentati con acqua a temperatura piuttosto bassa (40 - 50 °C) e pertanto si accoppiano felicemente con caldaie a condensazione, con pompe di calore, con l'uso dell'energia solare.

Gli svantaggi di tali apparecchi consistono nel maggior costo, nella necessità di pulire periodicamente i filtri dell'aria e nella rumorosità prodotta.

I VENTILCONVETTORI (FAN COIL)



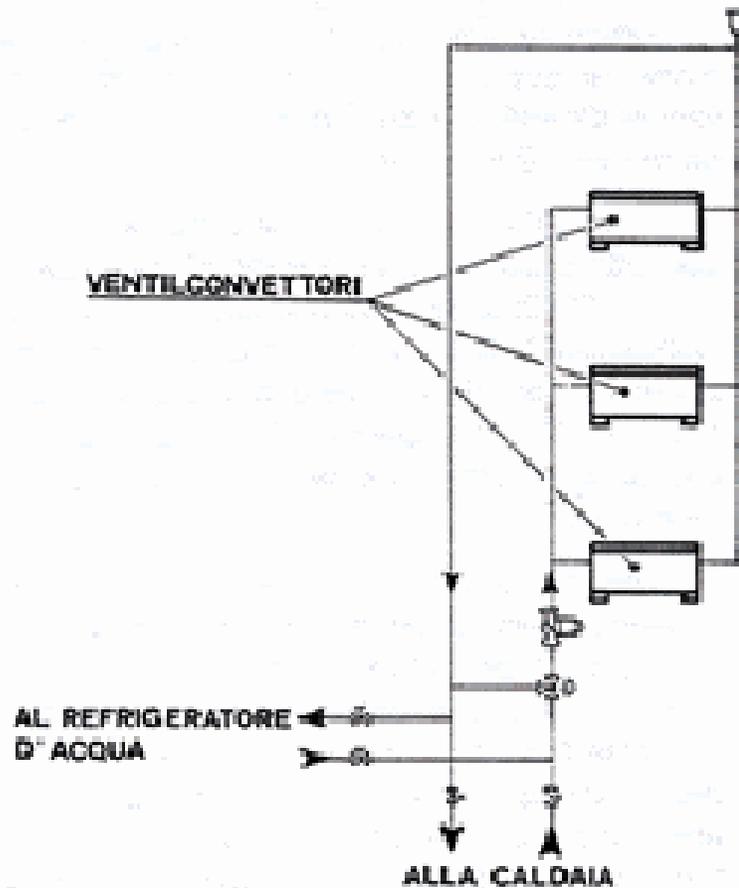
Mobiletto ventilconvettore (*fan-coil*)

Legenda

- 1. Filtro aria
- 2. Ventilatore
- 3. Motore elettrico
- 4. Pannello comandi
- 5. Batteria di scambio



Schema funzionale del circuito



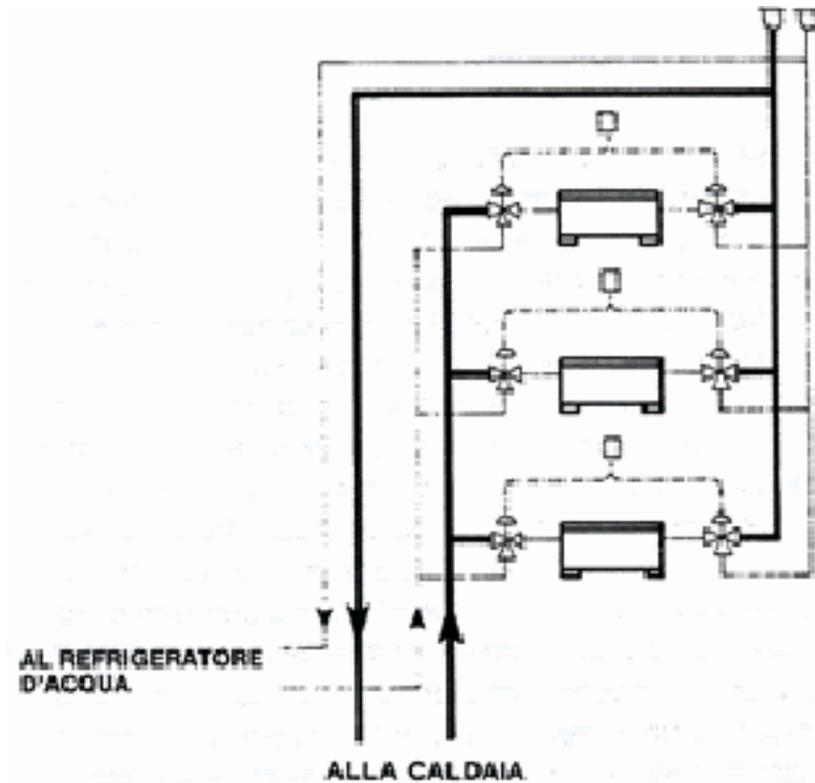
Il circuito di alimentazione dei terminali può essere alimentato in regime invernale dalla caldaia e in estate dal gruppo frigorifero; in alternativa si può utilizzare una pompa di calore.

A due tubi

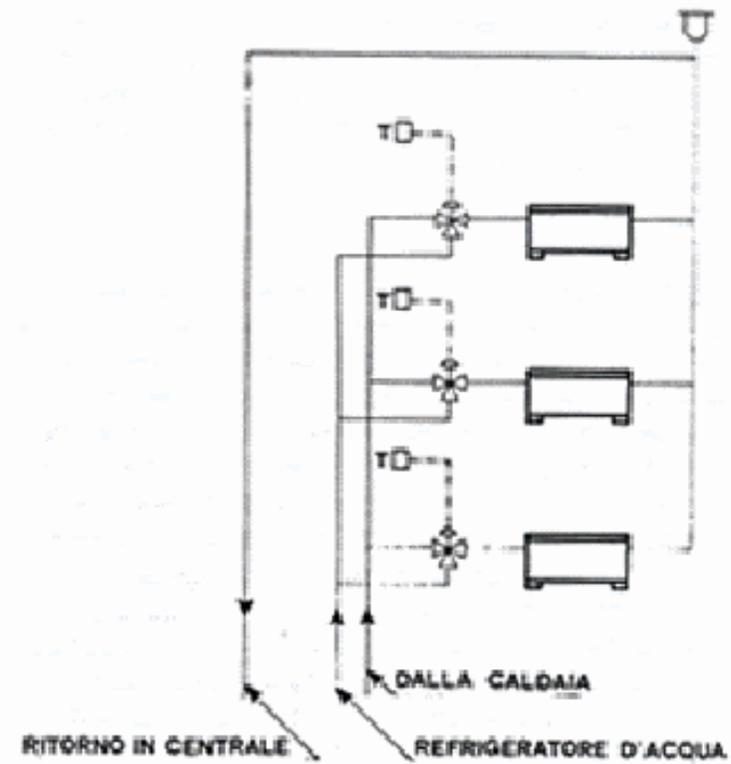
Impianto a 3 e 4 tubi

Il termostato ambiente agirà contemporaneamente sulle due valvole consentendo di alimentare le singole utenze o con acqua calda o con acqua refrigerata.

Con questo tipo di impianti è possibile ottenere contemporaneamente il riscaldamento ed il raffreddamento in zone diverse in relazione ai carichi dei singoli ambienti.



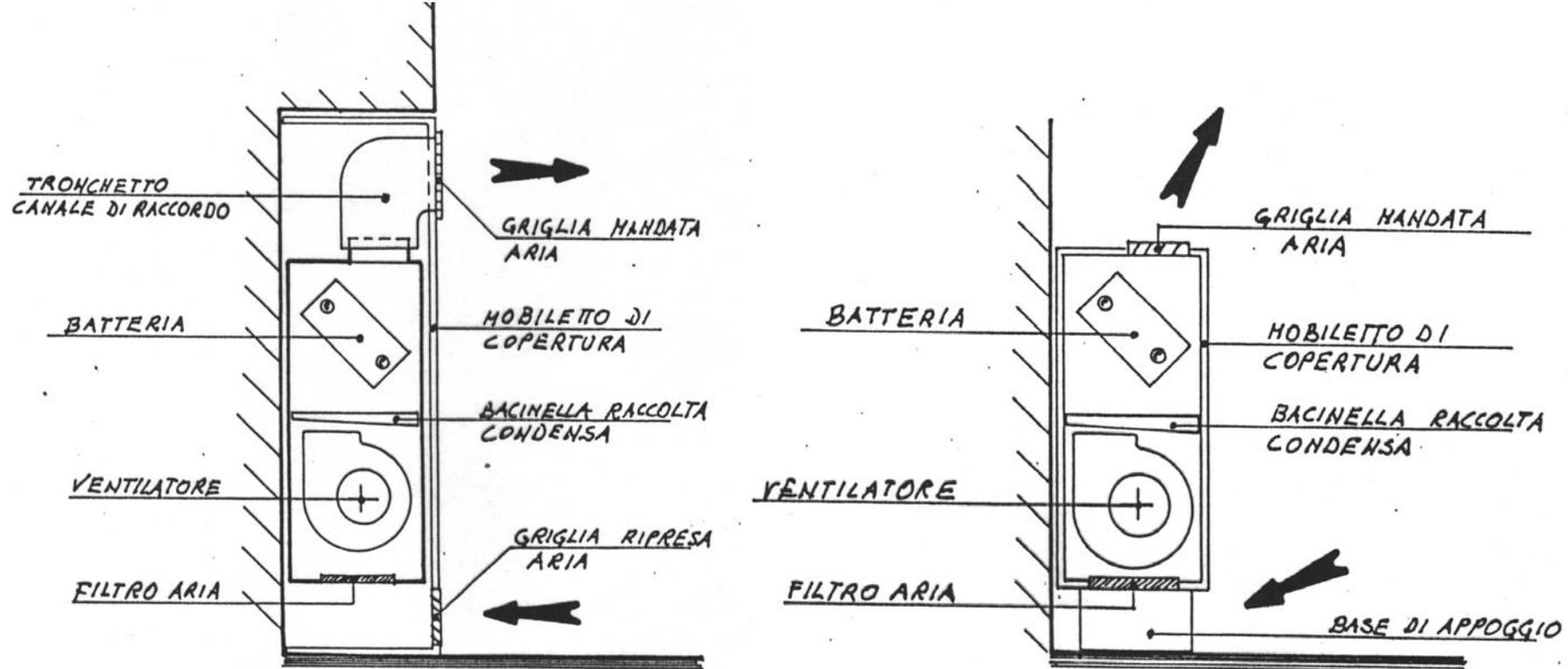
A quattro tubi



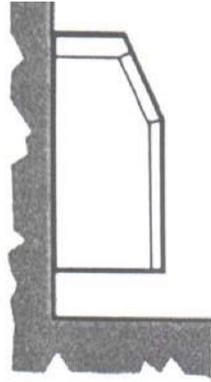
A tre tubi

Schema funzionale dell'apparecchio

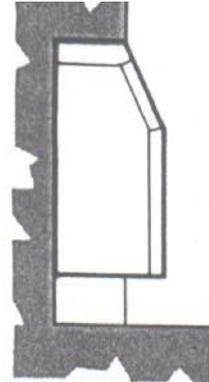
Lo scambio termico è di tipo a convezione forzata: l'aria aspirata dalla parte bassa del mobiletto da un ventilatore centrifugo investe la batteria nella quale scorre **acqua calda** d'inverno e **acqua fredda** d'estate. La resa termica è quindi molto superiore rispetto ai radiatori.



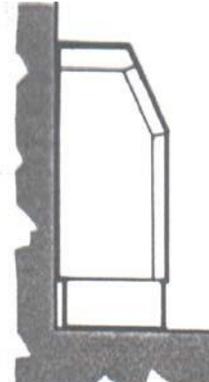
Schemi installativi a pavimento



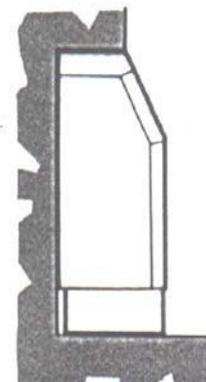
Sospeso alla parete
in vista



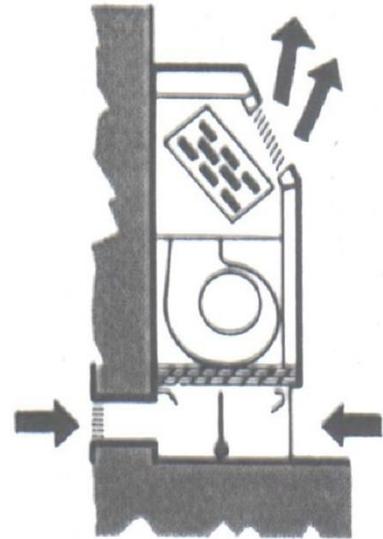
Sospeso alla parete
in nicchia



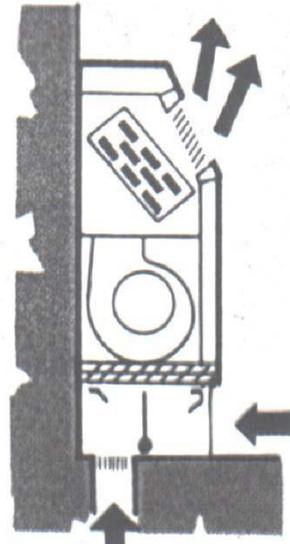
In vista
con zoccoli



In nicchia
con zoccoli

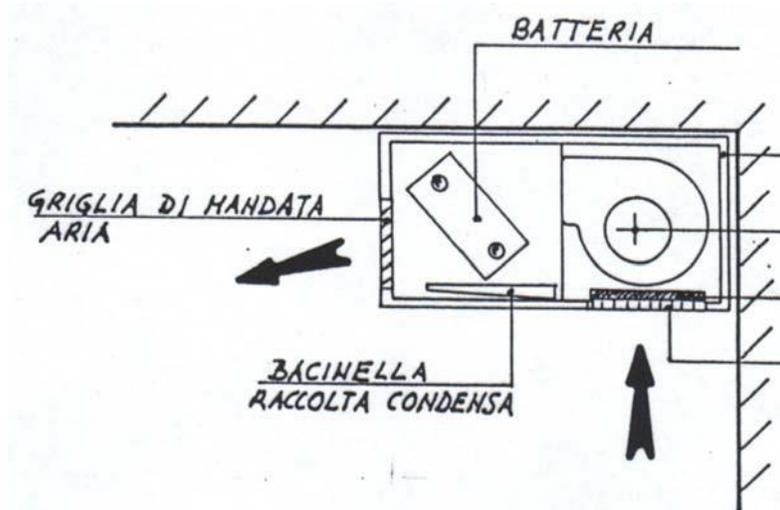


Serranda SP
con presa aria
dal muro



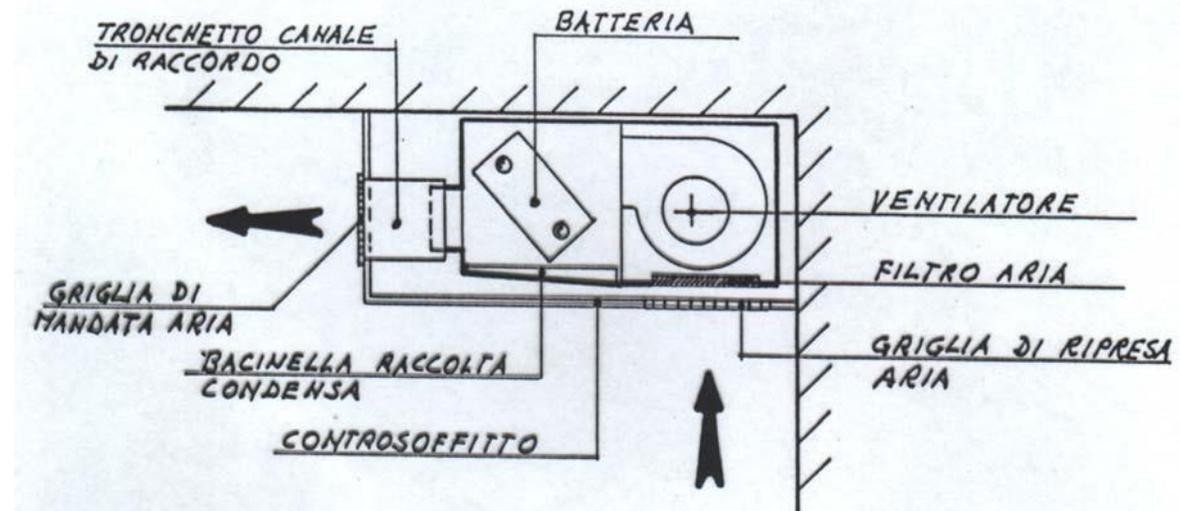
Serranda SP
con presa aria
dal pavimento

Schemi installativi a soffitto



**Ventilconvettore a soffitto
In vista**

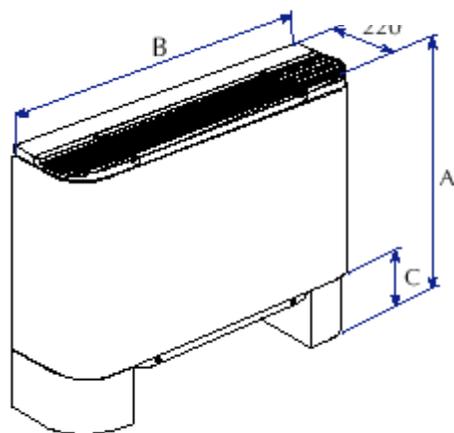
**Ventilconvettore a soffitto
canalizzato**



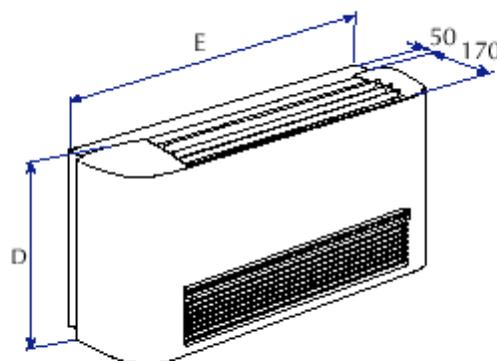
Apparecchi da pavimento



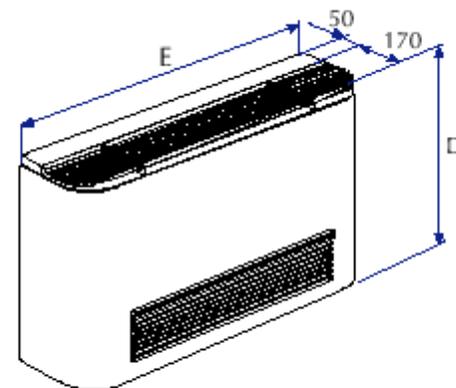
Dati dimensionali (mm)



FCS A



FCS U 22 - 32 - 42 - 50



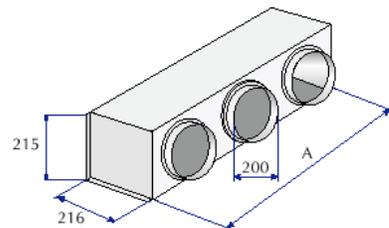
FCS U 62 - 82

Mod FCS		22 A	32 A	42 A	50 A	62 A	82 A
Altezza	A	563	563	563	563	688	688
Larghezza	B	750	980	1200	1200	1320	1320
Peso (senza zoccoli)	C	105	105	105	105	125	125
Peso (senza zoccoli)	kg	15	20	24	24	34	34
Mod FCS		22 U	32 U	42 U	50 U	62 U	82 U
Altezza	D	520	520	520	520	590	590
Larghezza	E	750	980	1200	1200	1320	1320
Peso	kg	15	20	24	24	34	34

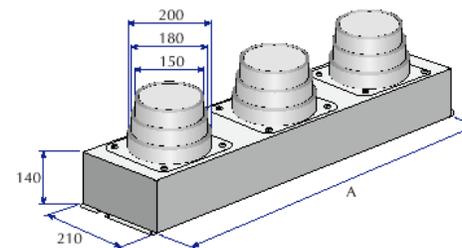
Ventilconvettore da incasso nel controsoffitto



PA - PLENUM DI ASPIRAZIONE



PM - PLENUM DI MANDATA



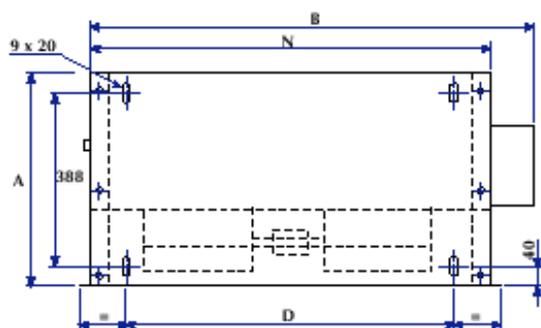
Dati dimensionali (mm)

FCS-P

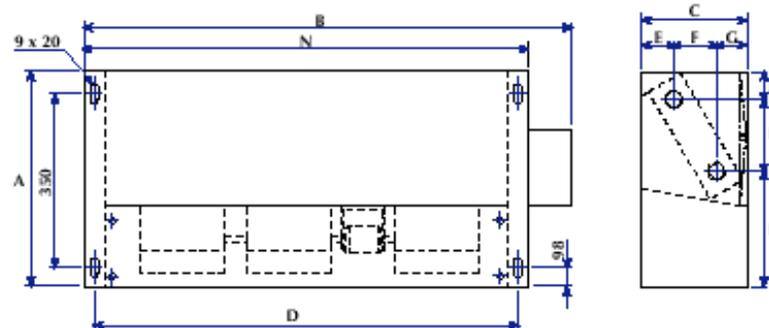
PA	22	32	42	62
A	500	731	951	1072
Bocchette	2	2	3	4

PM	22	32	42	62
A	522	753	973	1094
Bocchette	2	2	3	4

FCS P 22 - 32 - 42 - 50



FCS P 62 - 82



FCS P	22	32	42	50	62	82
A	453	453	453	453	558	558
B	562	793	1013	1013	1147	1147
C	216	216	216	216	216	216
D	440	671	891	891	1102	1102
E	41	41	41	41	41	41
F	101	101	101	101	107	107
G	74	74	74	74	68	68
H	260	260	260	260	273	273
L	144	144	144	144	253	253
M	49	49	49	49	32	32
N	522	753	973	973	1122	1122
Peso (Kg)	13	18	22	22	33	33

Pannelli radianti

Gli impianti a pannelli radianti non sono ancora molto usati nelle residenze specialmente nelle zone più temperate. Dopo un iniziale successo negli anni '60 sono stati abbandonati per i numerosi difetti, oggi sostanzialmente eliminati, a partire dal rischio della corrosione e da dimensionamenti errati.

I principali vantaggi sono:

- possibilità di utilizzo anche per il raffrescamento (in forma limitata con acqua a 16 – 20 °C);
- ottenimento di migliori condizioni di benessere con costi contenuti;
- alimentazione con acqua a bassa temperatura.

Normalmente sono posti sottopavimento o a soffitto.

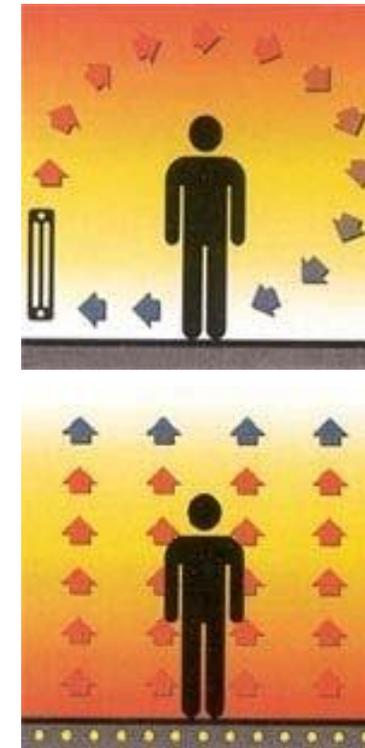
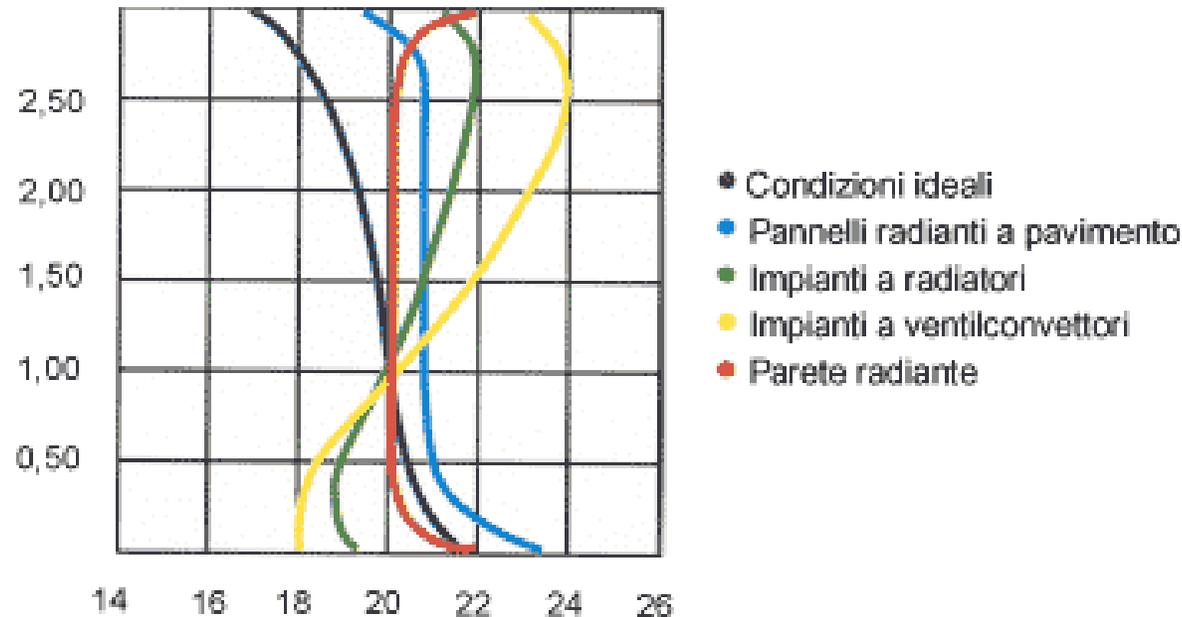
Dal punto di vista energetico sono alimentati con acqua a bassa temperatura (30 – 45 °C) e pertanto si accoppiano felicemente con caldaie a condensazione, con pompe di calore, con l'uso dell'energia solare.

Gli svantaggi di tali apparecchi consistono nel maggior costo, nella rigidità installativa (l'impianto non segue eventuali spostamenti di pareti interne), ed in una maggiore inerzia termica, che li penalizza nelle zone più calde.

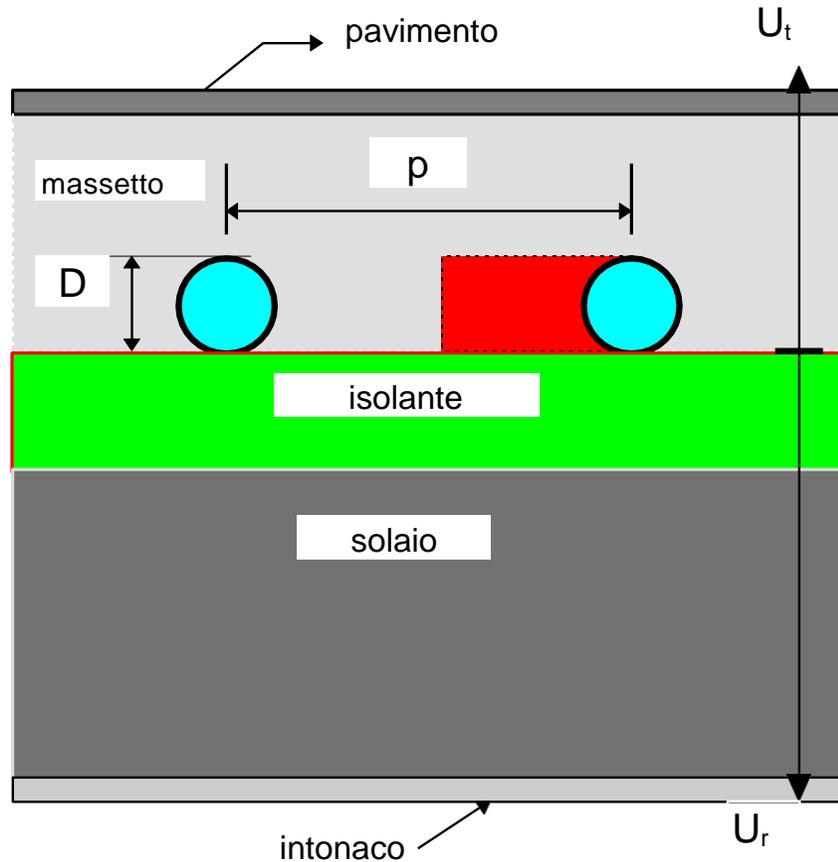
Prestazioni in benessere

Il sistema a pannelli radianti garantisce un riscaldamento uniforme, grazie all'irraggiamento, che fornisce un COMFORT MAGGIORE, pur mantenendo basse le temperature dell'ambiente. Si contiene il problema dei moti convettivi dell'aria, del ricircolo di polveri e delle asimmetrie di temperature provocate dai radiatori tradizionali.

L'acqua circola nei serpentine tra i 30 e i 45°C, in modo che la temperatura della superficie del pavimento risulti intorno ai 24-25 °C, al fine di ottenere le migliori condizioni di comfort. Il limite massimo accettabile per la temperatura superficiale è di 29 °C.



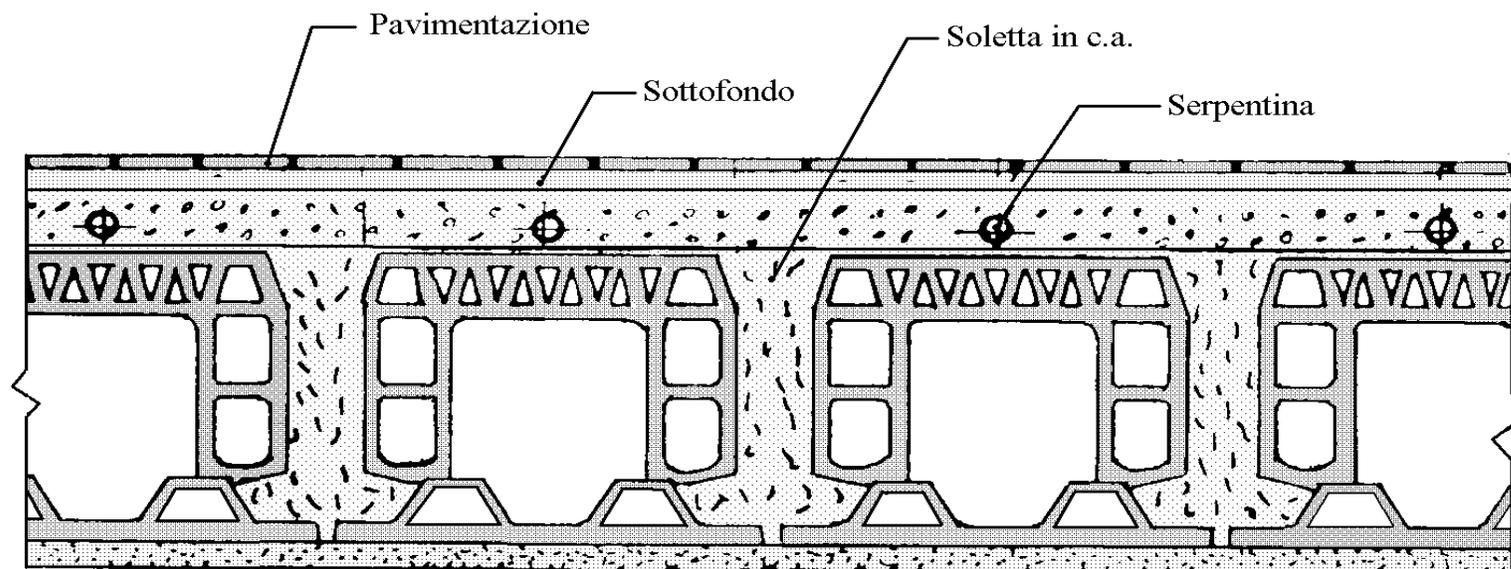
Caratteristiche prestazionali



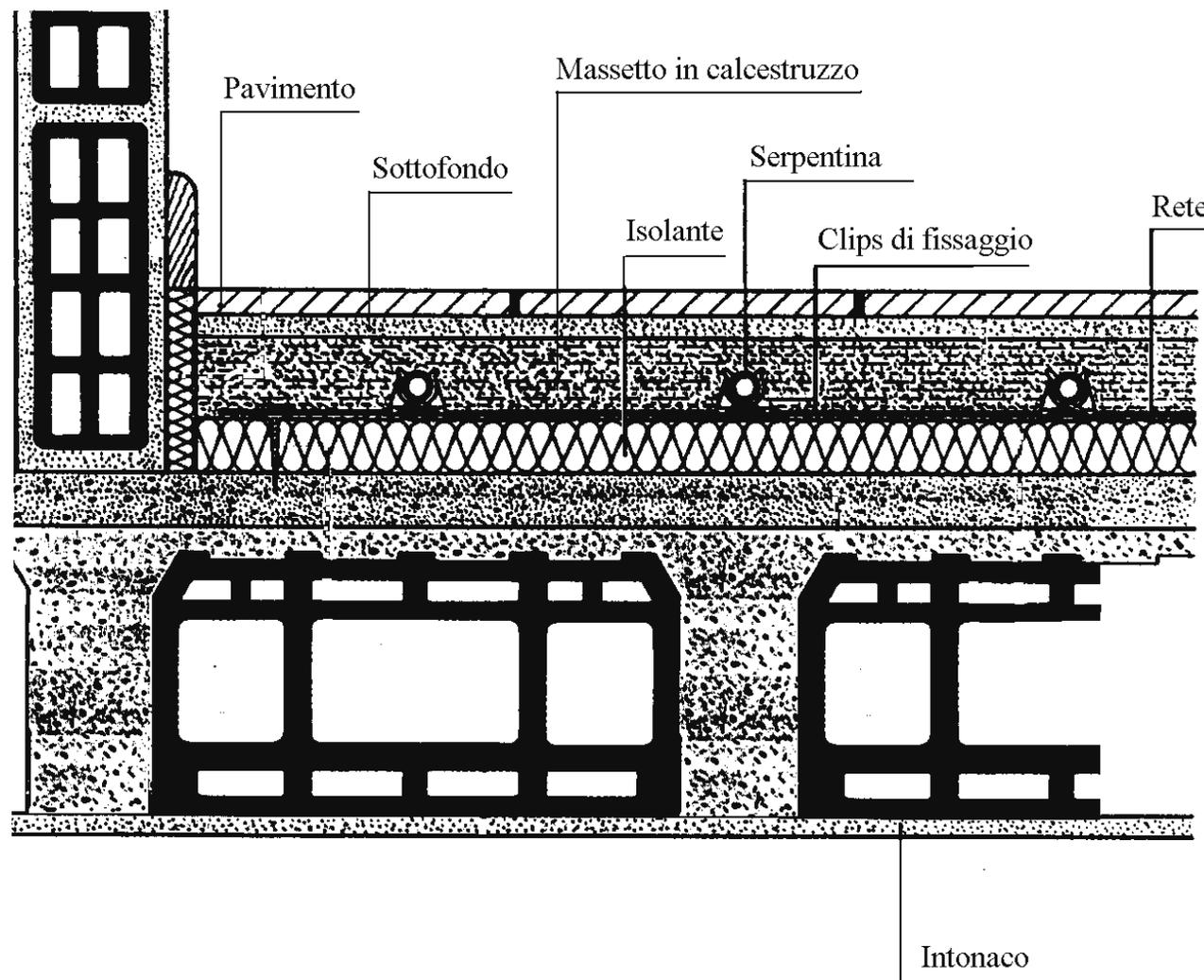
Il pannello radiante è costituito dal sistema soletta + tubazioni annegate nella stessa. La resa del pannello U_t dipende :

- dal passo p tra i tubi;
- dal diametro D delle tubazioni,
- dalla conducibilità termica del massetto e del pavimento;
- dall'isolamento termico sottostante al pannello;
- dalle caratteristiche del solaio di base.

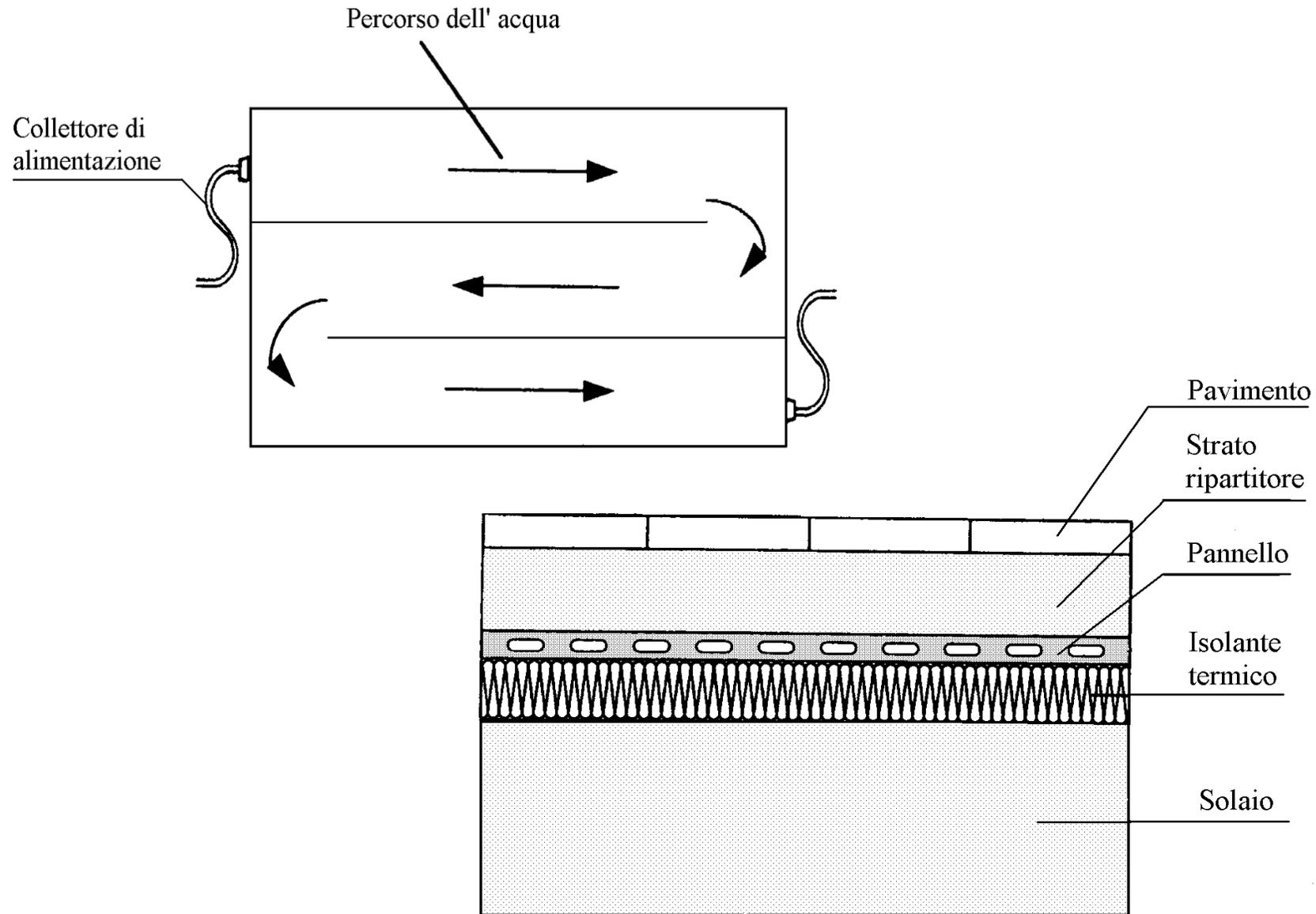
Pannello a pavimento incorporato nel getto del solaio



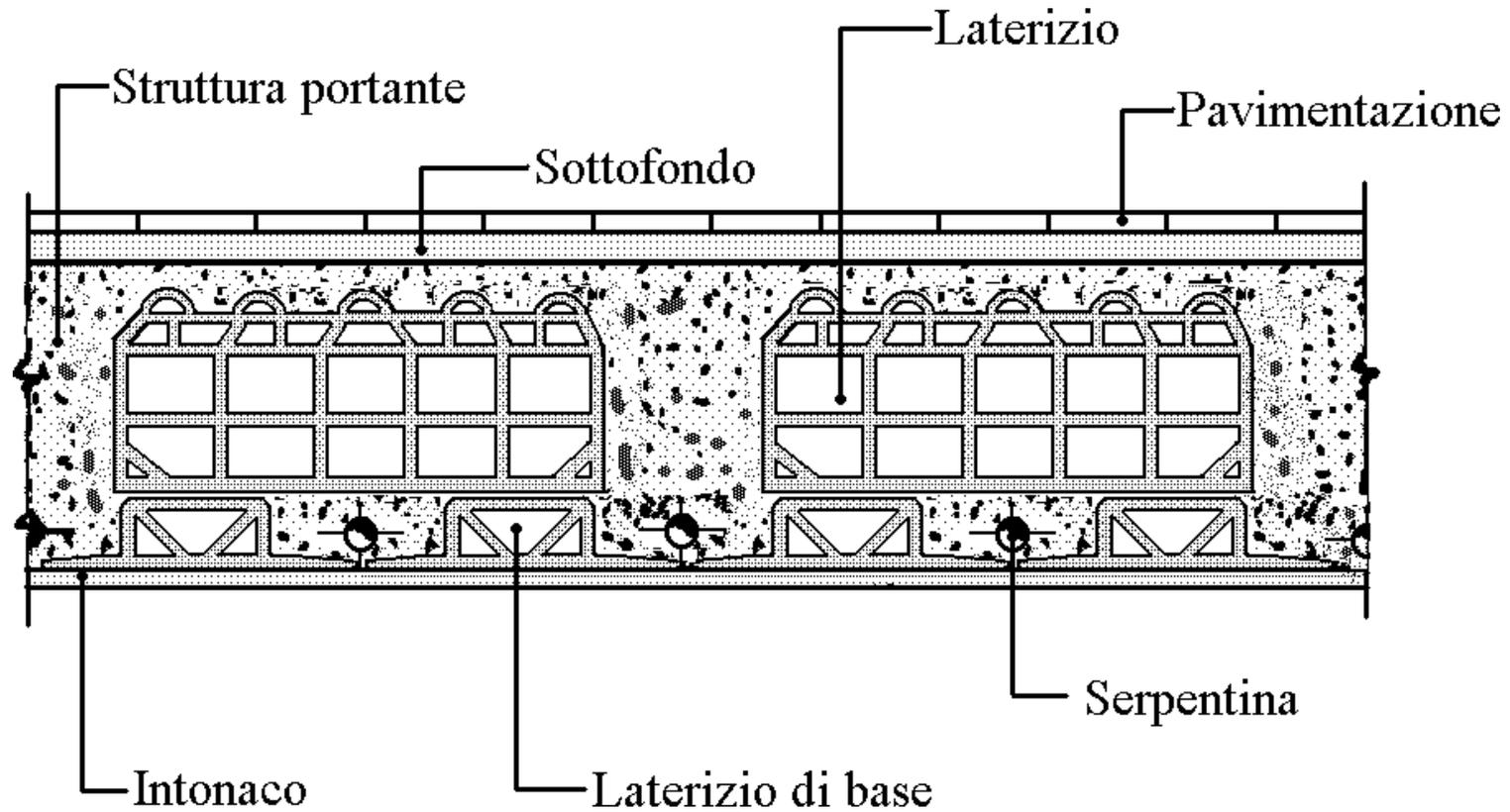
Pannello a pavimento incorporato nel massetto



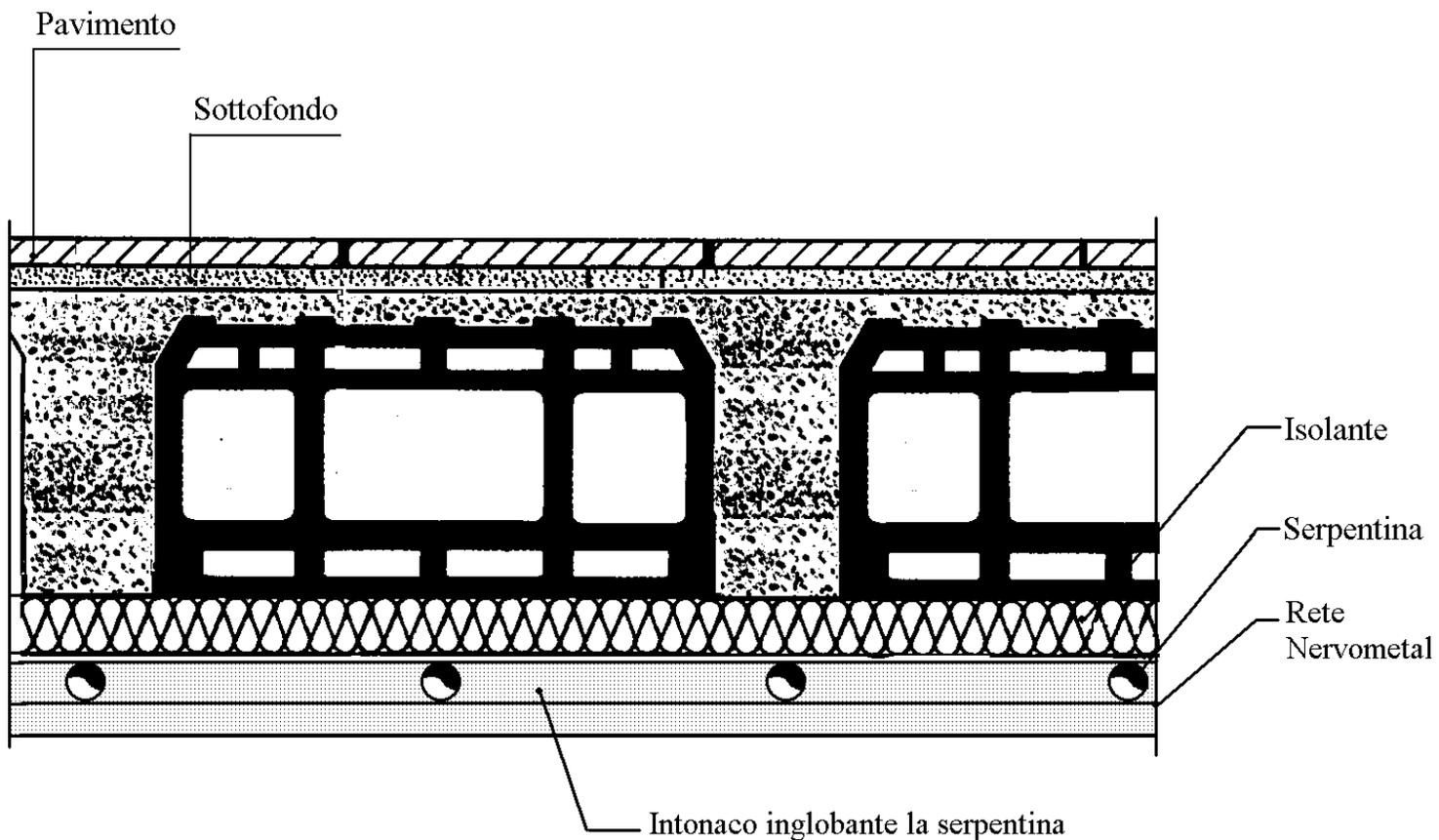
Pannello in materiale plastico estruso



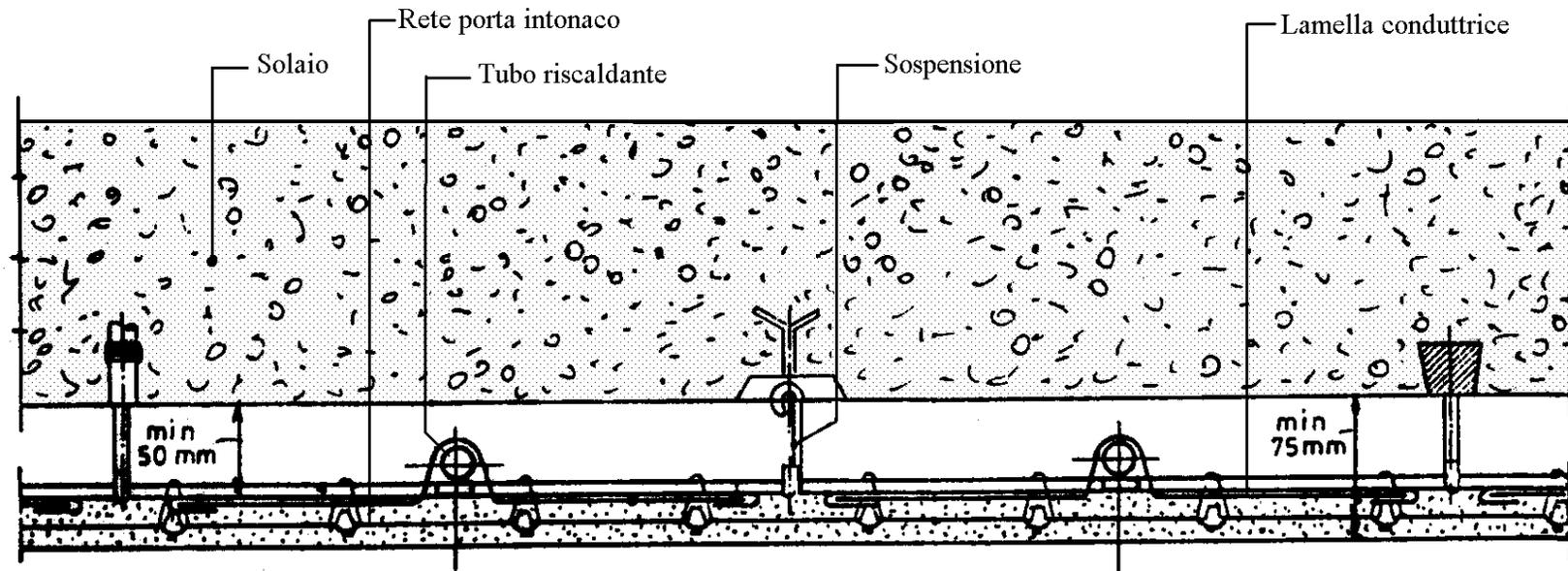
Pannello radiante a soffitto incorporato nel solaio



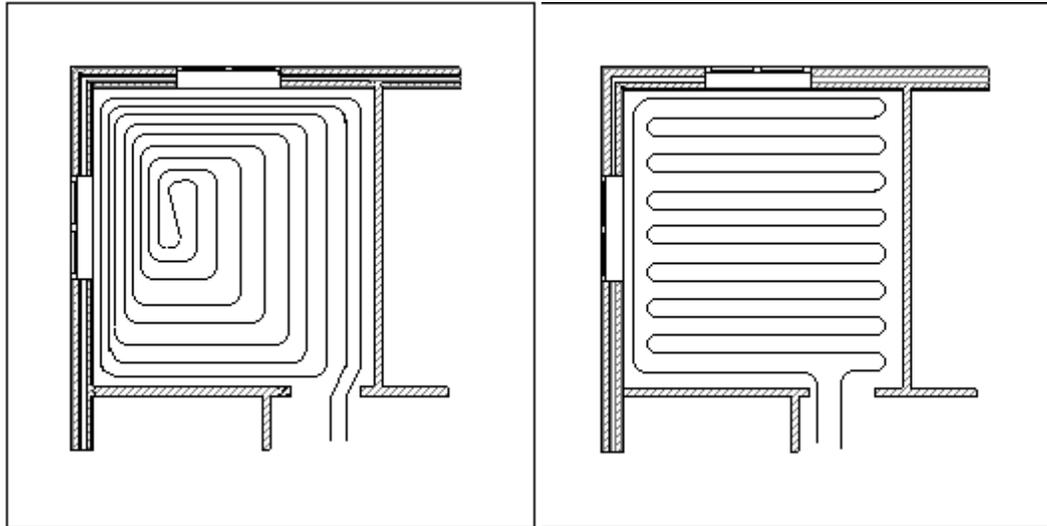
Pannello radiante a soffitto applicato dopo il getto del solaio



Pannello radiante a controsoffitto in lastre di gesso



Schema distributivo pannelli a pavimento



Posa a chiocciola

posa a serpentina



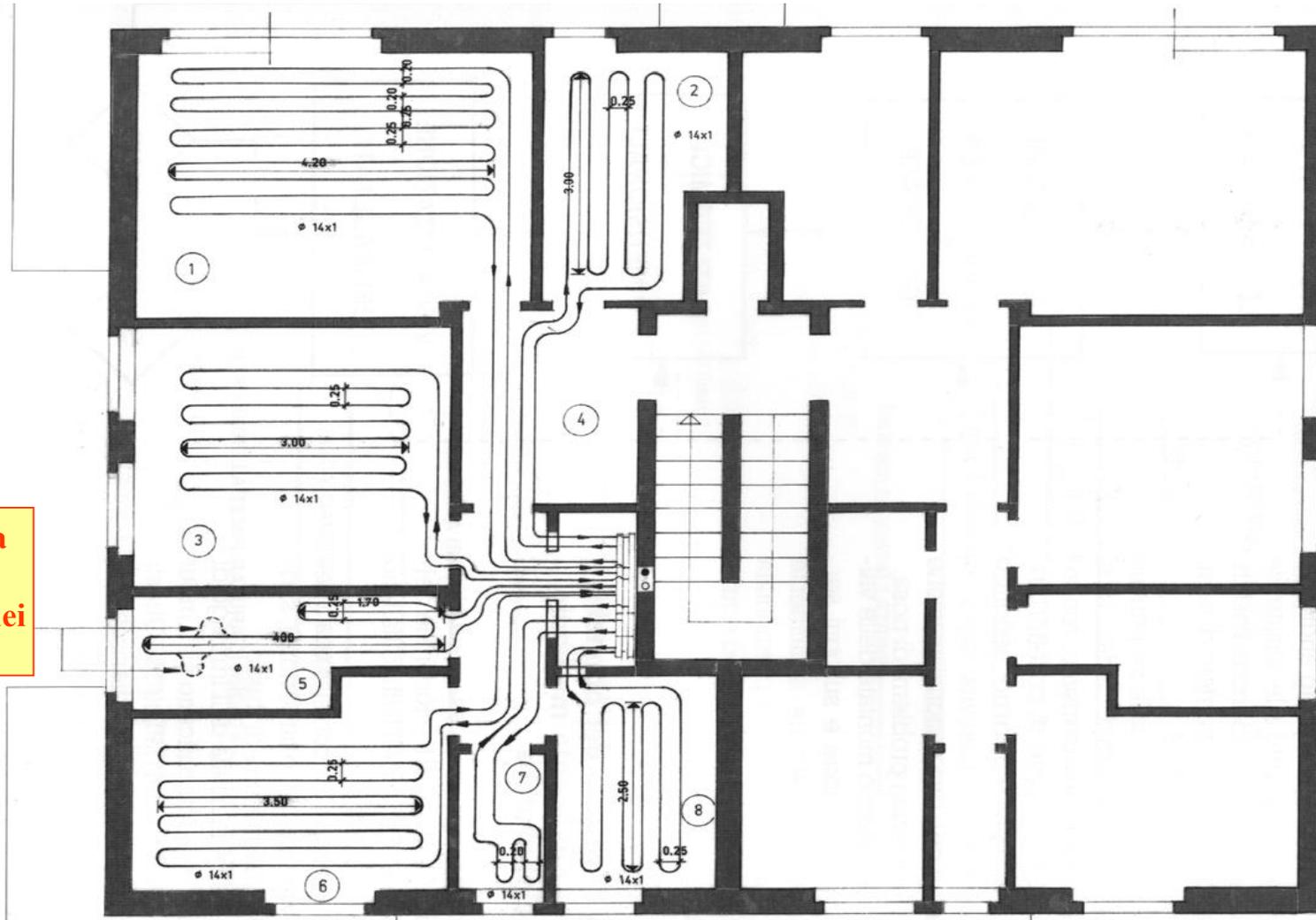
Le geometrie di posa più utilizzate sono "chiocciola" o "serpentina".

La disposizione a chiocciola è consigliata negli edifici con permanenza costante di persone ed in edifici con maggiori dispersioni in quanto il calore è distribuito più omogeneamente.

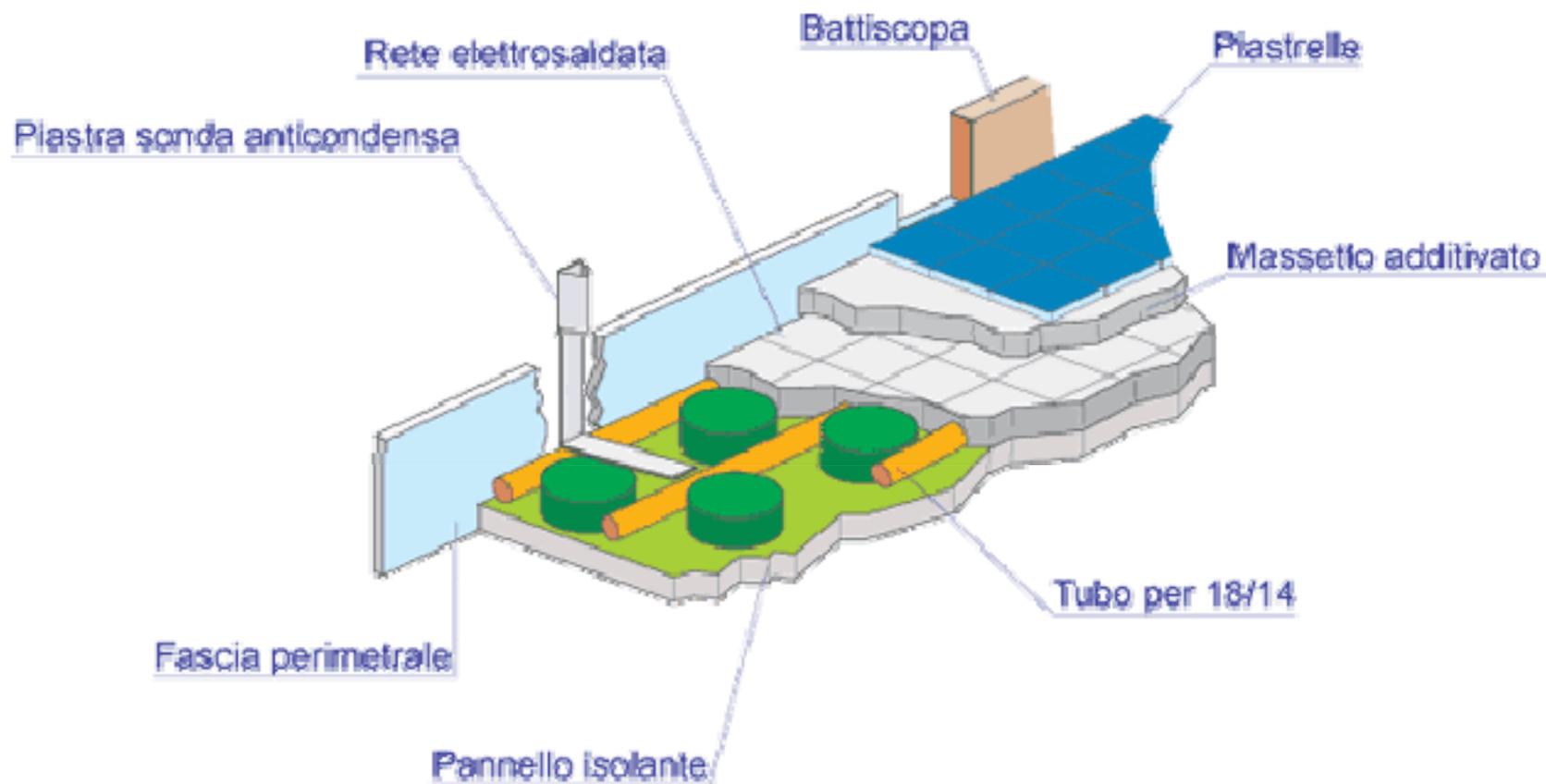
Il passo di posa varia in funzione delle superfici disperdenti dei locali, ma comunque tipicamente compreso tra 10 e 20 cm.

Pannelli radianti alimentati da collettore

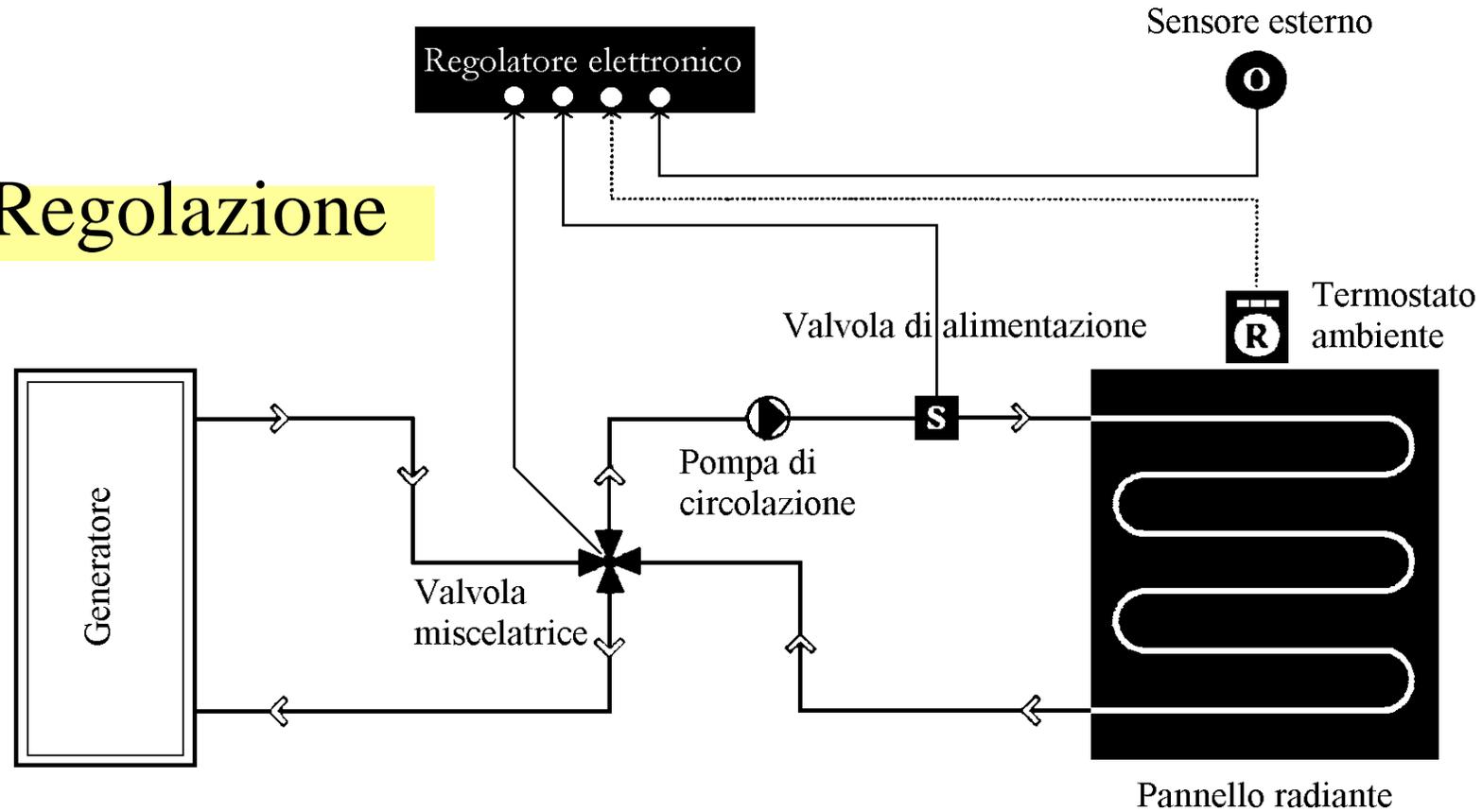
La serpentina può seguire l'ingombro dei sanitari



Schema di posa su base di montaggio isolante prefabbricata



Regolazione



La realizzazione di un efficiente sistema di regolazione è fondamentale negli impianti a pannelli radianti.

Poichè gli impianti in esame sono generalmente caratterizzati da una certa inerzia (risposte lente alle variazioni climatiche) è consigliato un sistema di regolazione del generatore, con sonda climatica esterna, per adeguare rapidamente la temperatura di mandata dell'acqua alle variazioni della temperatura esterna.

Rese termiche con pavimento in ceramica

Rese superficiali con rivestimento ceramica 10 mm

DATI DI PROGETTO	u.m.	q.tà
Spessore massetto sopra i tubi	cm	6
Temperatura del locale da riscaldare	°C	20
Temperatura del locale sottostante	°C	10
Temperatura di mandata Tv	°C	37
Temperatura di ritorno Tr	°C	32
Resistenza termica rivestimento	m ² /KW	0,016
Conduktività massetto	W/mK	1,28
Resistenza termica totale verso il basso	m ² /KW	1,723

Passo (cm)	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Resa sup. W/m ²	92,34	86	81,12	71	63	58	46	43
Temp. sup. (°C)	28,2	27,5	27	26,5	25,5	25	24	23

Rese con pavimento in legno

Rese superficiali con rivestimento legno 12 mm

DATI DI PROGETTO	u.m.	q.tà
Spessore massetto sopra i tubi	cm	6
Temperatura del locale da riscaldare	°C	20
Temperatura del locale sottostante	°C	10
Temperatura di mandata T_v	°C	37
Temperatura di ritorno T_r	°C	32
Resistenza termica rivestimento	m^2/KW	0,06
Conduttività massetto	W/mK	1,28
Resistenza termica totale verso il basso	m^2/KW	1,723

Passo (cm)	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Resa sup. W/m^2	70	67	62,11	56	50,21	48	41	36
Temp. sup. (°C)	26,5	26	25,8	25,3	24,8	24,5	24	23

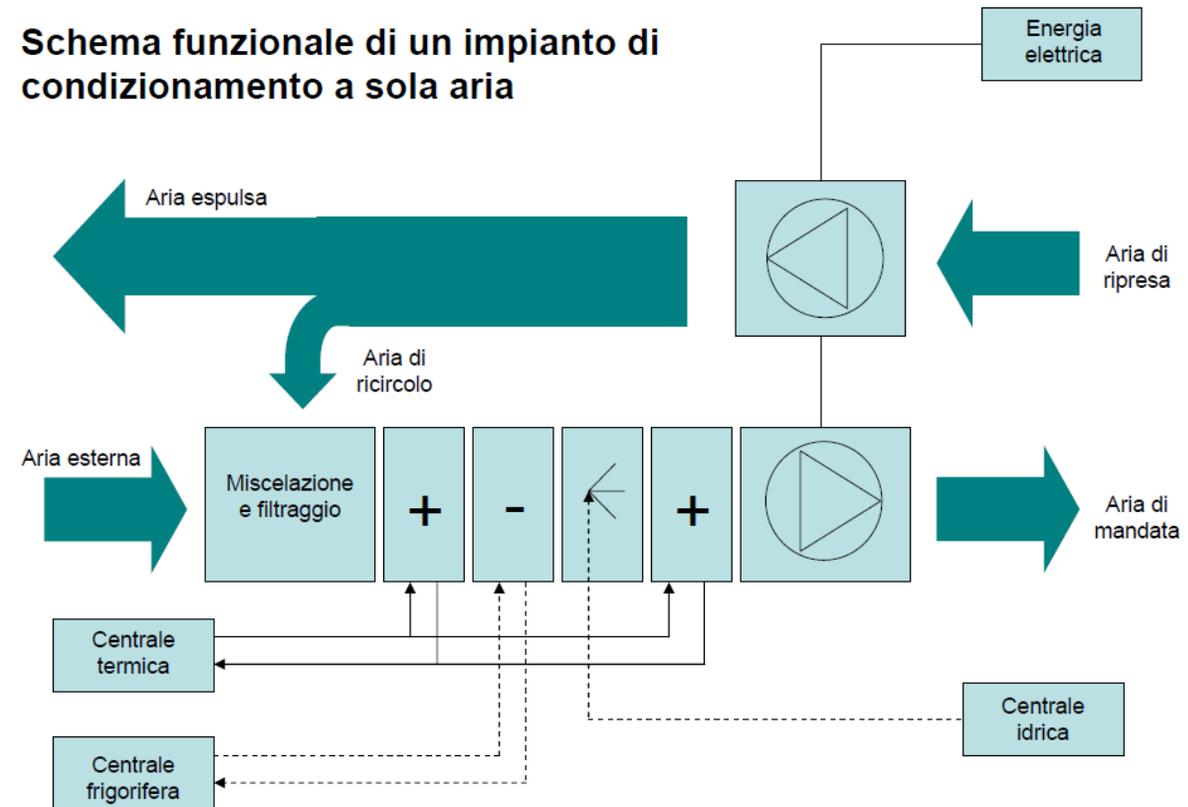
IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO A TUTTA ARIA

Potenza termica fornita o sottratta ad un ambiente da una portata d'aria G_a [kg/s]

$$\dot{Q} = G_a \cdot c_{pa} \cdot (t_i - t_a)$$

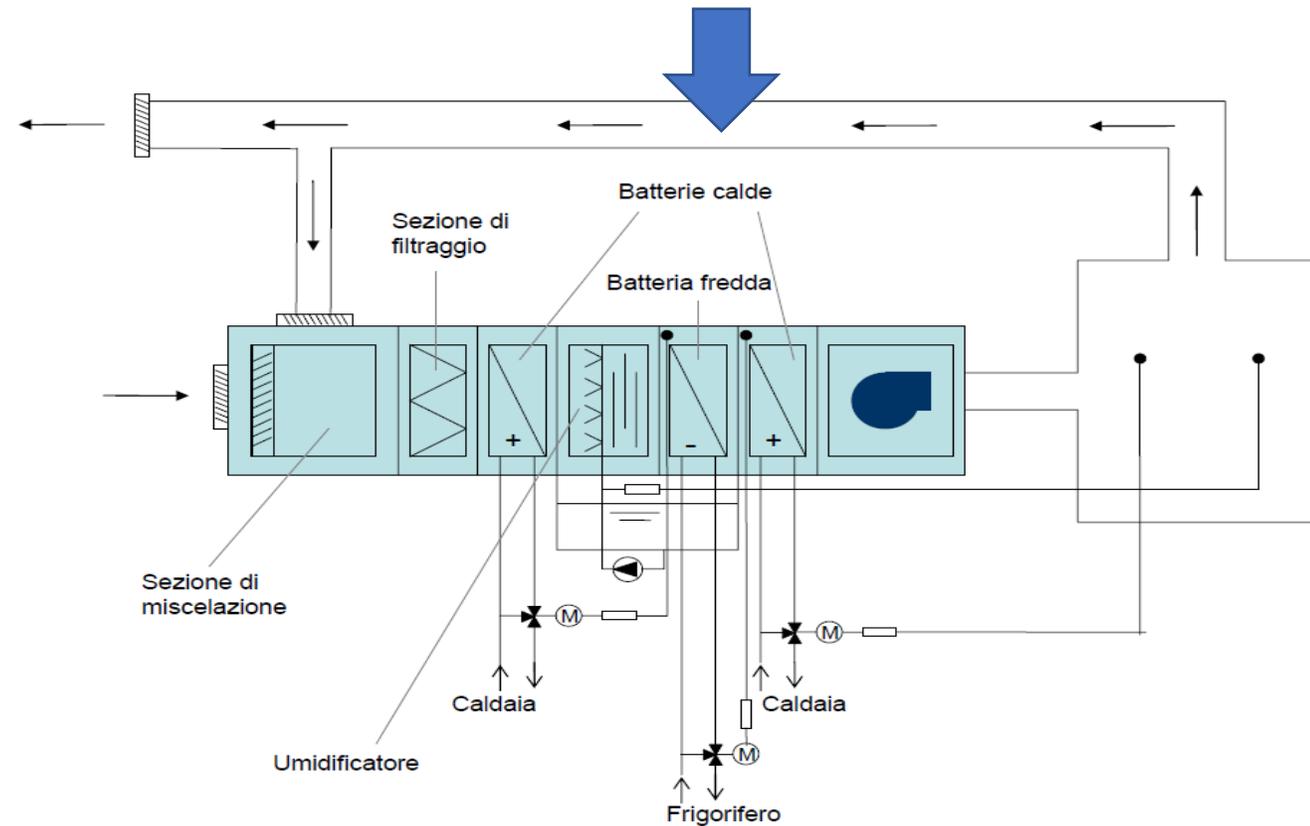
- t_i : temperatura di introduzione [°C]
- t_a : temperatura ambiente [°C]
- c_{pa} : calore specifico dell'aria [1 kJ/kg K]

Schema funzionale di un impianto di condizionamento a sola aria



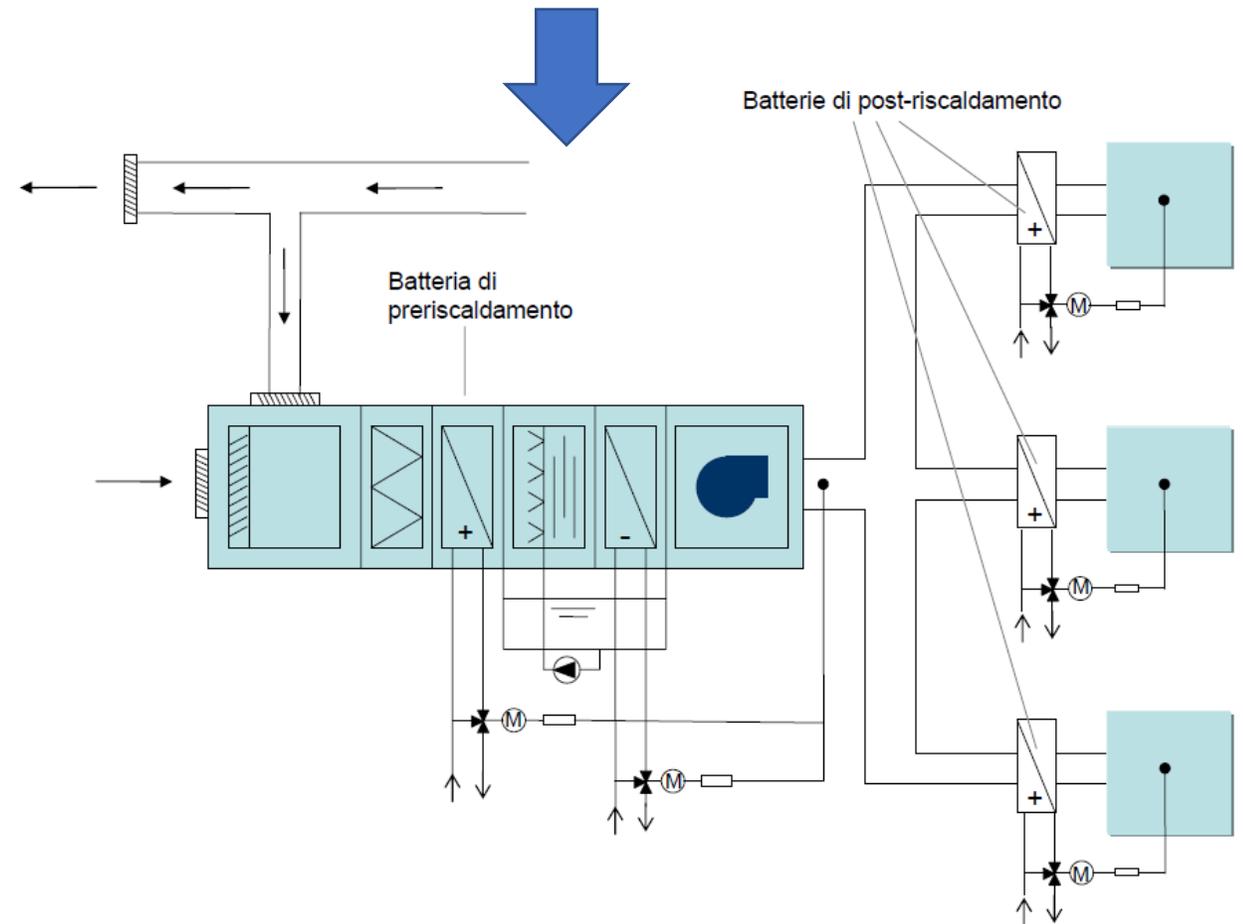
IMPIANTI A TUTT'ARIA A PORTATA COSTANTE A CANALE SINGOLO

- Gli impianti a **canale singolo** sono adatti a climatizzare **ambienti singoli di grosse dimensioni** (es. sale per conferenze, teatri, cinema etc.) o **più ambienti con esigenze di carico uniformi** (zone termiche).
- Tutta l'aria viene trattata allo stesso modo nell'**unità di trattamento aria** e portata nelle **condizioni di introduzione** (ti e xi).
- Ogni ambiente riceve una **quantità d'aria proporzionale** al proprio **carico termico**.



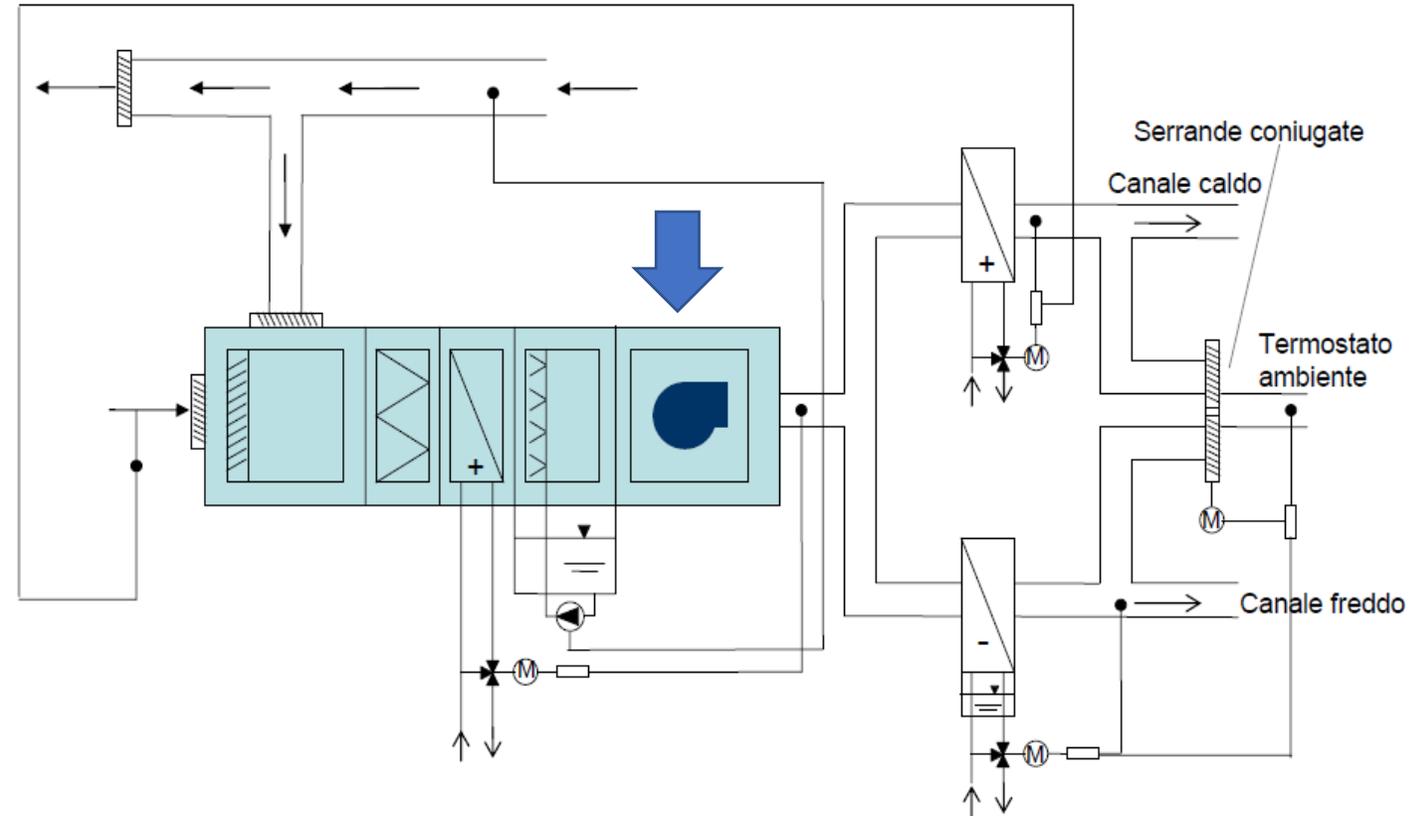
IMPIANTI A SOLA ARIA A PORTATA COSTANTE CON POST-RISCALDAMENTO DI ZONA

- **Esigenze diverse** di zone diverse dello stesso edificio (es. **carichi non contemporanei**).
- **Trattamento comune dell'aria** in centrale ed un **post-riscaldamento** in prossimità di **ciascuna zona** realizzato mediante una **batteria calda** sul **canale di mandata** dell'aria.



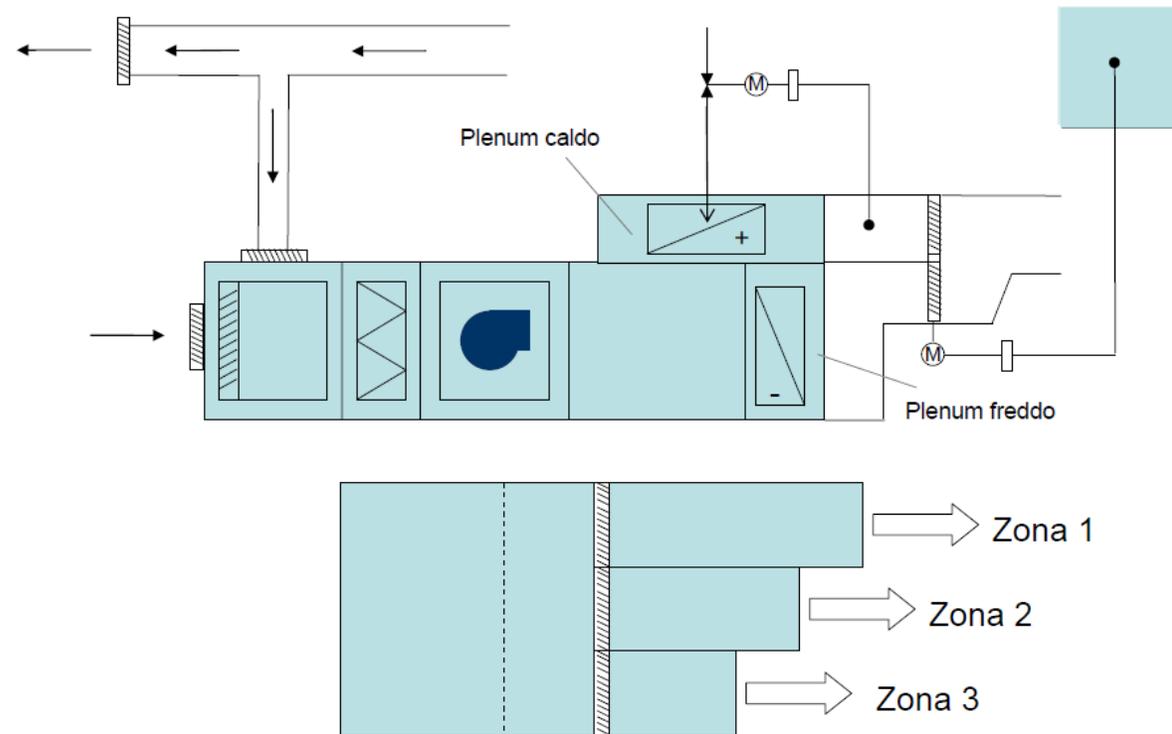
IMPIANTI A SOLA ARIA A DOPPIO CANALE

- Sono costituiti da **due canali**, uno per l'**aria calda** e l'altro per l'**aria fredda** prodotte entrambe nell'UTA.
- Un impianto di questo tipo è in grado di **compensare contemporaneamente** sia **carichi termici** che **frigoriferi**



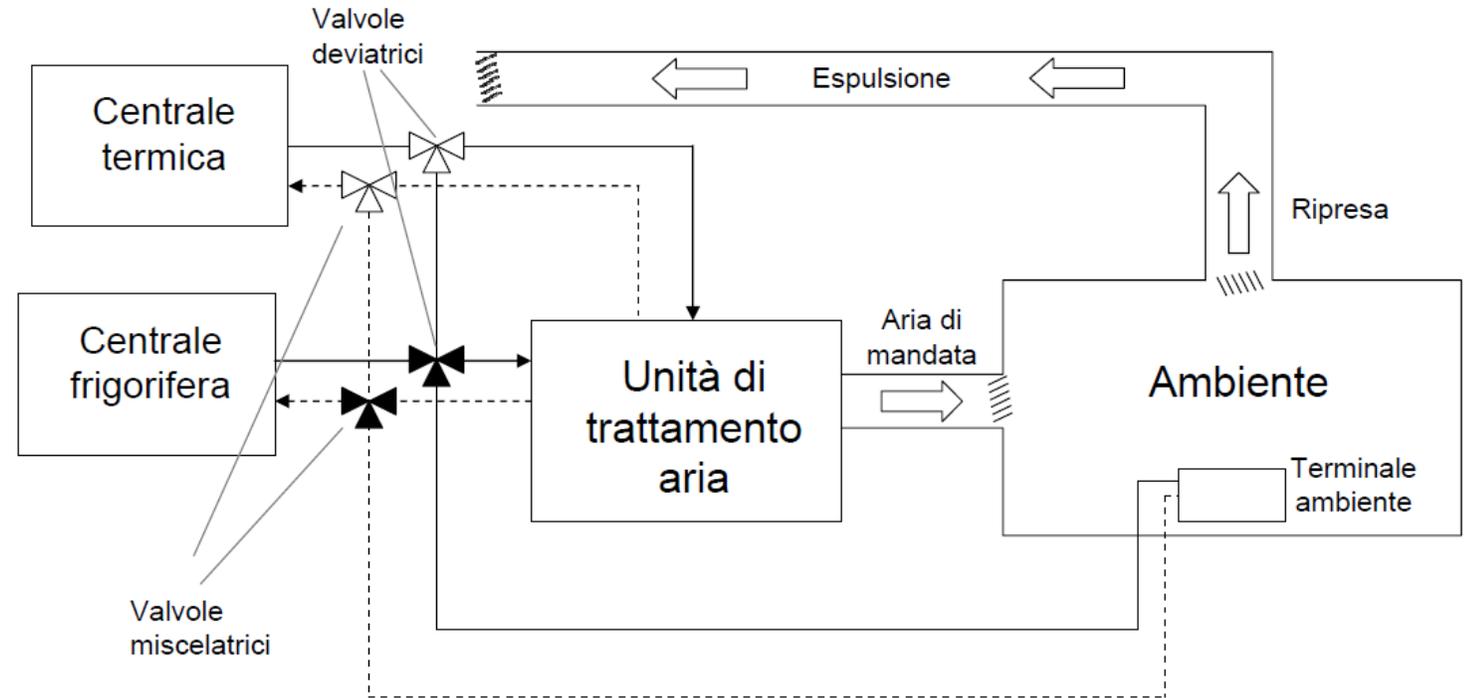
IMPIANTI A TUTT'ARIA A PORTATA COSTANTE MULTIZONE

- I **plenum** caldo e freddo sono **suddivisi in un numero di settori pari alle zone** da servire
- In questo modo si distribuiscono alle varie zone **portate d'aria a temperature diverse** in funzione delle **specifiche richieste delle singole zone.**
- La portata dell'impianto è pari alla **somma delle portate** di tutte le zone, mentre
- la potenza termica e frigorifera devono corrispondere al **carico massimo contemporaneo delle zone.**



IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO MISTO ARIA-ACQUA

- L'aria serve a controllare la **purezza**, l'**umidità relativa** e la **velocità** dell'aria ambiente,
- mentre l'**acqua**, distribuita in appositi terminali di scambio termico posti in ambiente, serve a controllare la **temperatura dell'aria**, regolata localmente sui terminali stessi



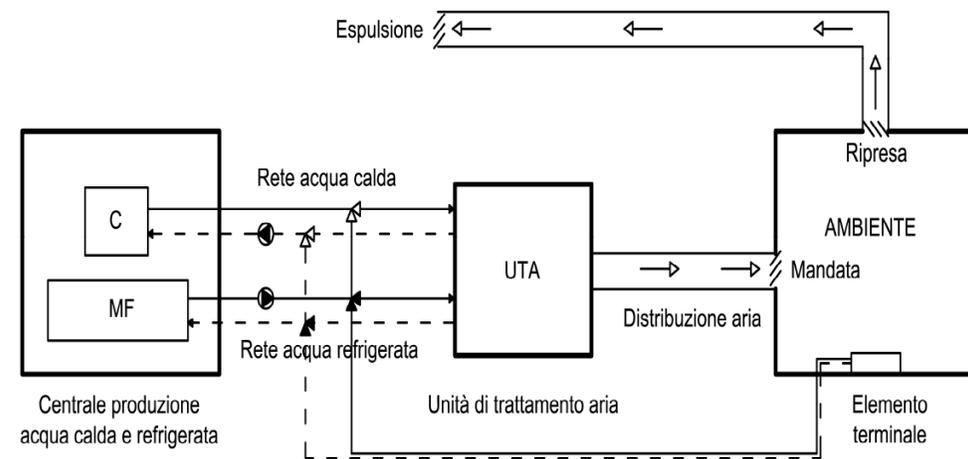
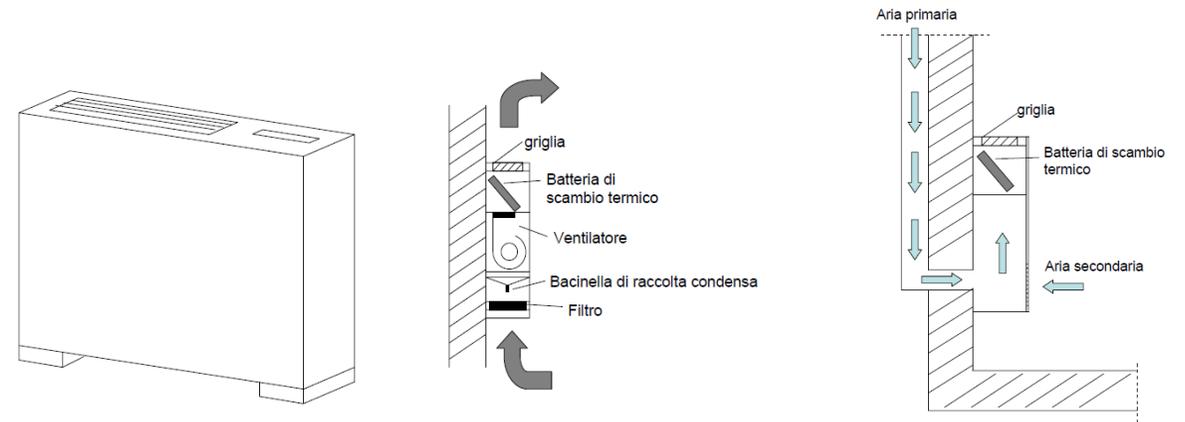
Più **adatti** a climatizzare **edifici frazionabili** in più ambienti con **esigenze di carico diverse** (edifici residenziali, uffici, scuole...)

IMPIANTI MISTI ARIA - ACQUA

- Sono impianti che utilizzano contemporaneamente sia l'aria che l'acqua come fluidi termovettori.
- L'acqua serve a controllare la temperatura ambiente mentre un'opportuna portata d'aria viene immessa per regolare l'umidità relativa.

Si classificano in:

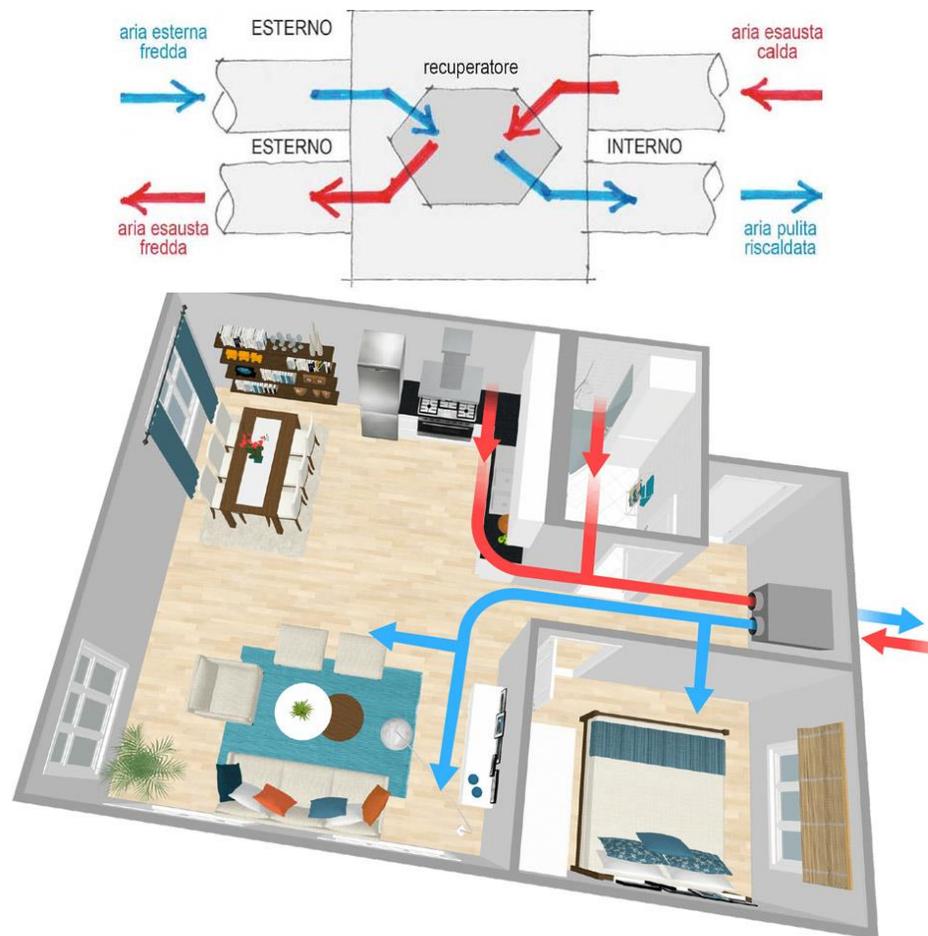
- Impianti con **ventilconvettori (fan-coil)**
- Impianti con **mobiletti ad induzione**



Schema di principio di un impianto misto aria/acqua.

IMPIANTO VENTILAZIONE MECCANICA CONTROLLATA

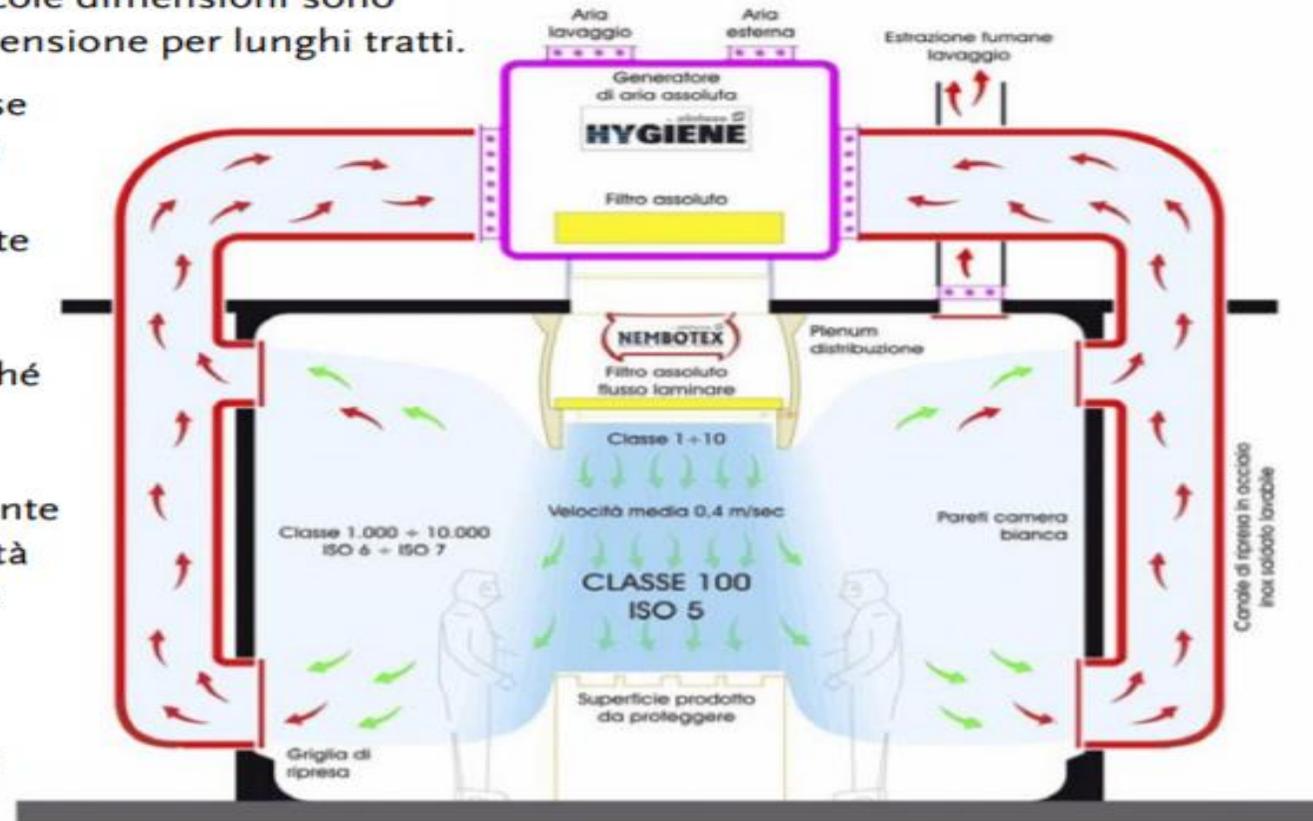
L'aria esterna, filtrata dagli inquinanti, viene immessa negli ambienti attraverso appositi dispositivi e, dopo aver assorbito gli inquinanti degli ambienti, viene espulsa all'esterno.



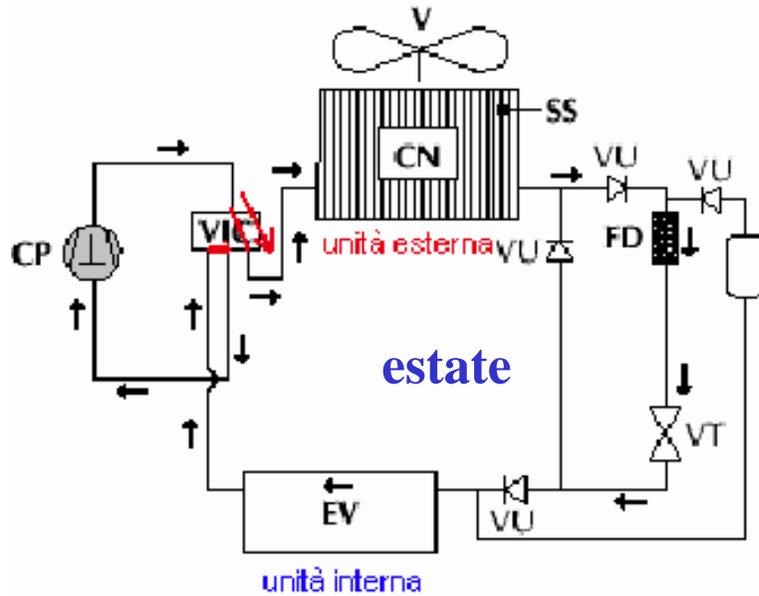
IMPIANTI SICURI – CAMERE BIANCHE

GLI EFFETTI DEL FLUSSO LAMINARE

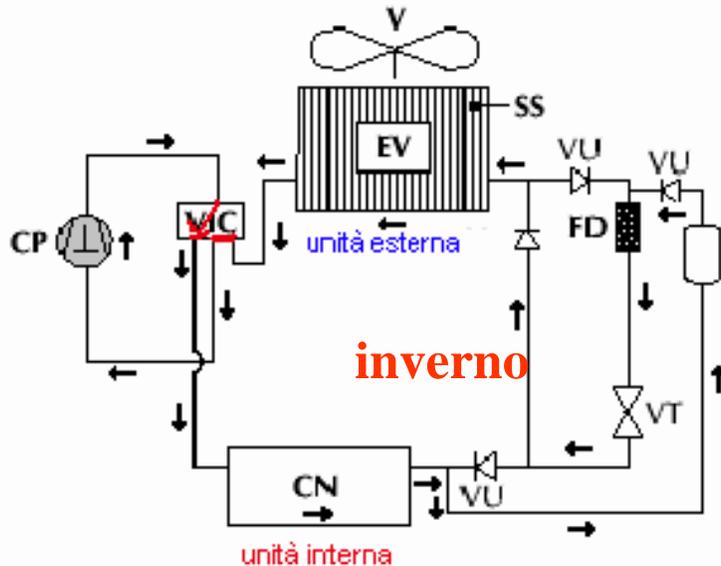
- Le particelle di piccole dimensioni sono mantenute in sospensione per lunghi tratti.
- Le particelle emesse da una sorgente di contaminazione vengono allontanate senza essere distribuite nell'ambiente perché i filotti fluidi si muovono nello spazio parallelamente agli altri alla velocità di 0.5 m/sec senza influenzarsi.
- All'interno di una porzione di spazio attraversata da un flusso laminare si potranno trovare solo i contaminanti passati attraverso il filtro.



Impianti a pompa di calore ad espansione diretta



- CP: Compressore
- CN: Condensatore
- VT: Valvola di laminazione Termostatica
- EV: Evaporatore
- VIC: Valvola Inversione Ciclo a 4 vie
- VU: Valvola unidirezionale (ritegno)
- FD: Filtro Deidratare: elimina eventuali tracce di umidità



Impianti ad espansione diretta - Generalità

Gli impianti per appartamenti sono usualmente costituiti da una unità esterna e da una a quattro unità interne. Tipiche caratteristiche dei componenti sono:

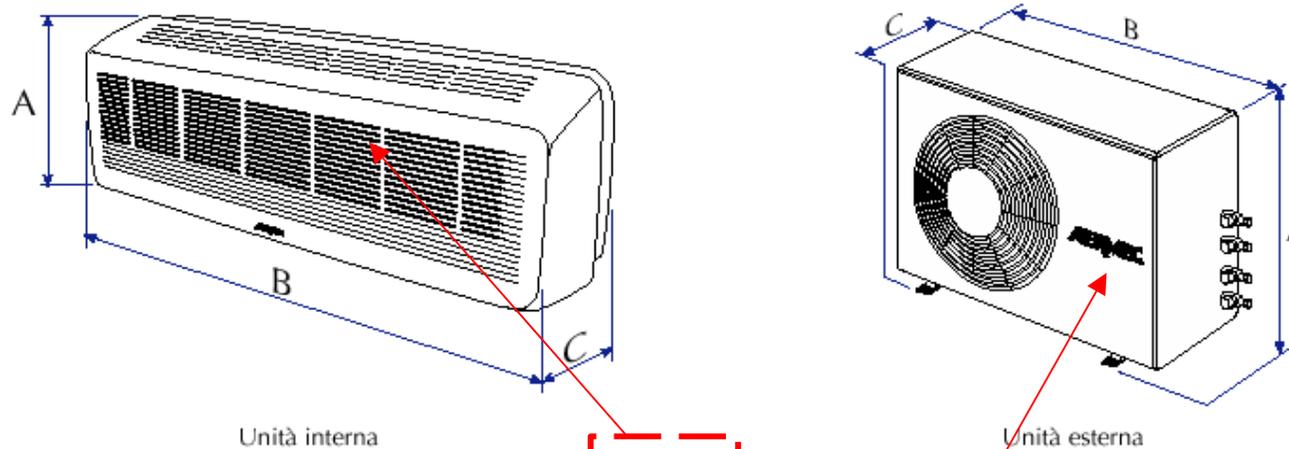
- gas refrigerante R410A
- Unità esterna con compressore rotativo
- Controllo a microprocessore
- Telecomandi a raggi infrarossi con display a cristalli liquidi per il controllo di tutte le funzioni
- Timer per la programmazione del funzionamento
- Programma di funzionamento notturno
- Programma di funzionamento in deumidificazione
- Programma di funzionamento in automatico con commutazione riscaldamento / raffreddamento
- Funzione di autodiagnosi
- Funzionamento silenzioso
- Filtro aria
- Unità interna:alette di mandata aria orientabili in orizzontale e in verticale
- Unità interna:alette deflettrici verticali motorizzate azionabili da telecomando
- Linee frigorifere fino a 15 m

Dati Tecnico-dimensionali

Dati tecnici

Unità esterne	Cp* n.	unità interne in funzione n.	Potenza frigorifera	Potenza assorbita	Classe energetica	Potenza termica	Potenza assorbita	Classe energetica
			W	W		W	W	
MGH 1402C	1	1 0702E	2755	1350	G	2931	1450	G
		2 0702E + 0702E	4220	1450	C	4279	1350	D

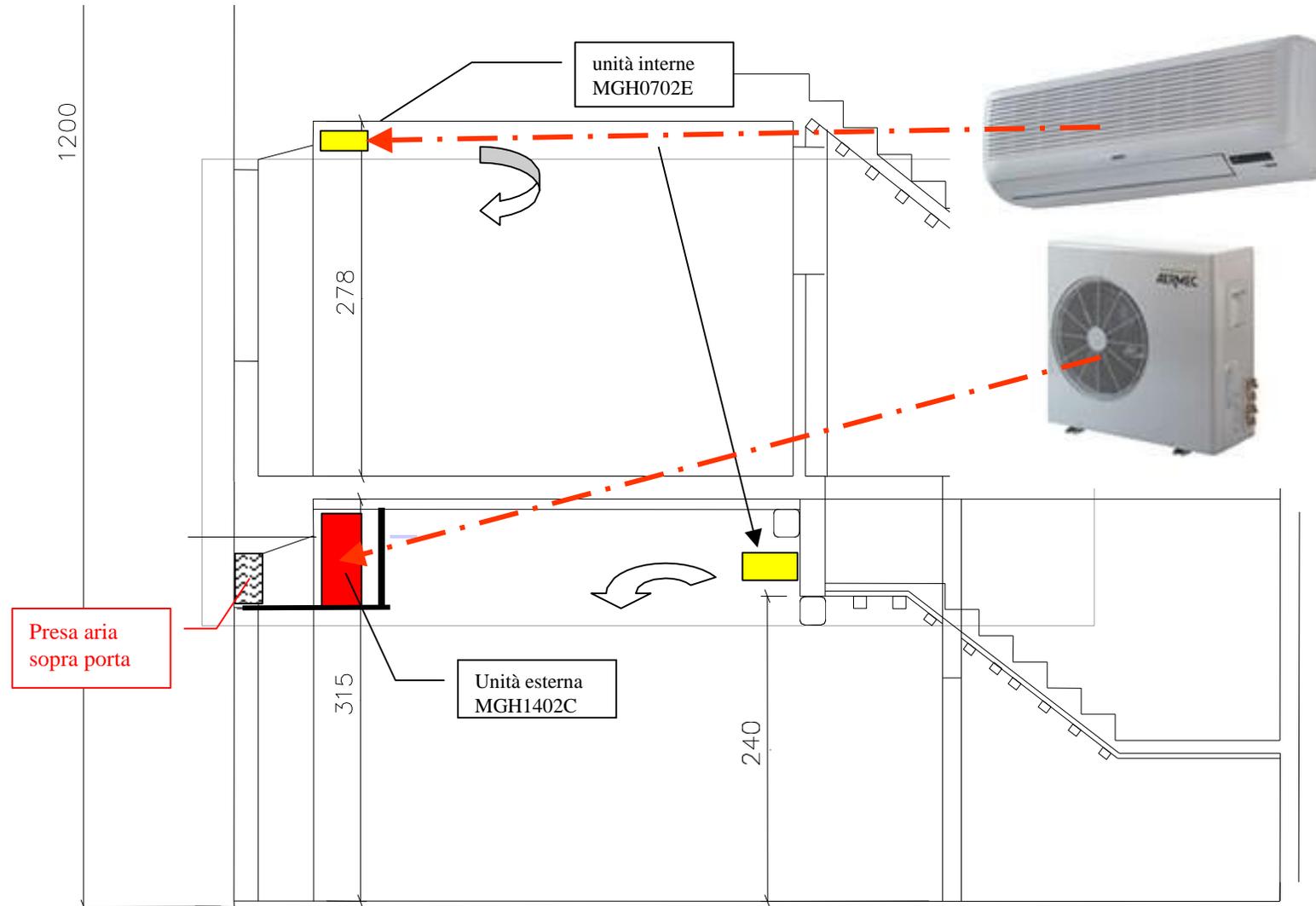
Dati dimensionali (mm)



	MGH	0603E	0604E	0702E	0803E	0903E	0952E	1203E	1204E
Altezza	A	260	260	260	260	260	262	285	285
Larghezza	B	824	802	824	824	802	802	900	900
Profondità	C	155	155	155	155	155	165	156	156
Peso	kg	7	7	7	7	7	7	8	8

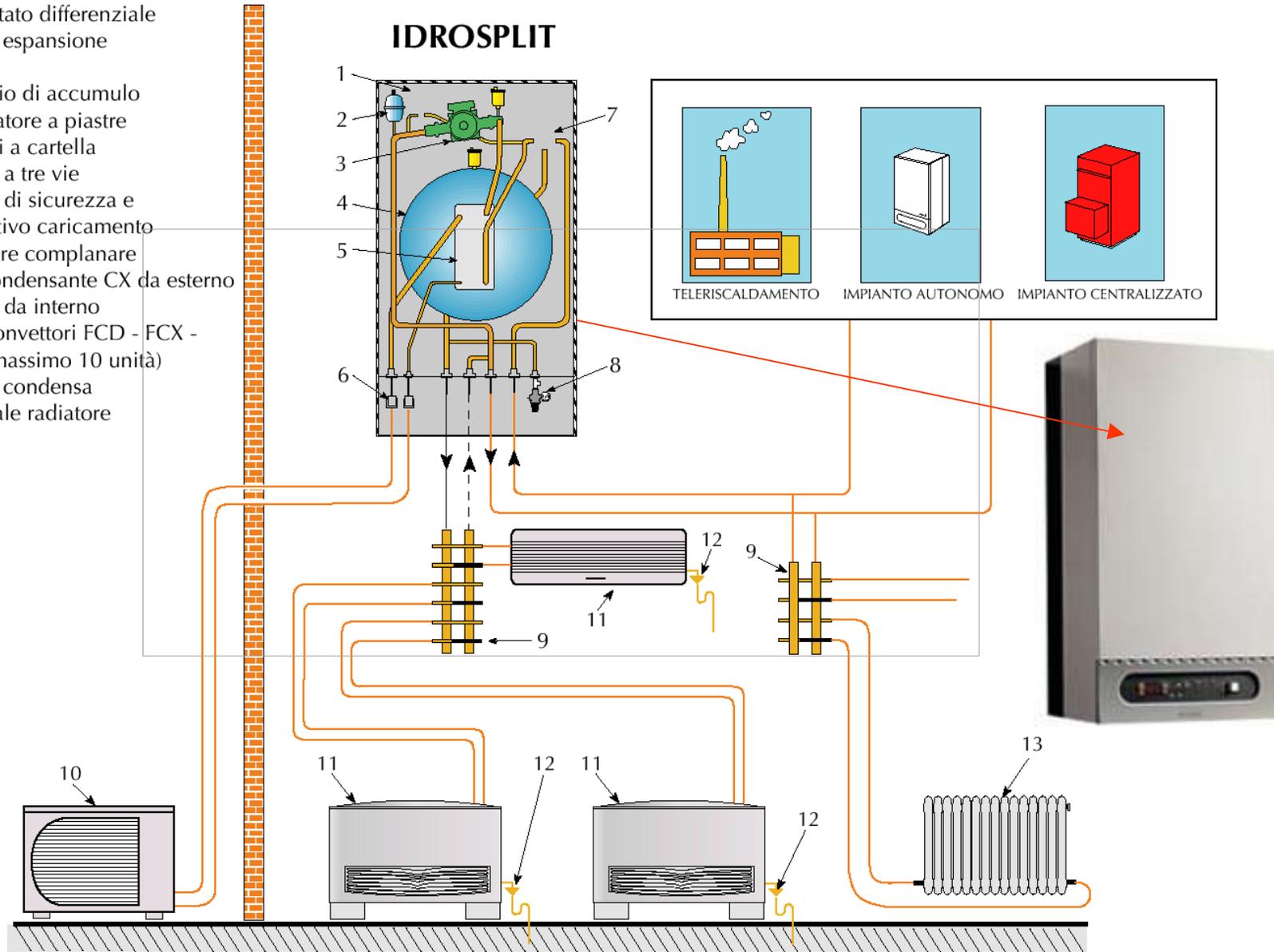
	MGH	1402C	1902C	2003C	3003C	3004C
Altezza	A	555	655	655	1060	1060
Larghezza	B	801	870	870	870	870
Profondità	C	262	320	320	320	320
Peso	kg	48	62	66	68	80

Schema distributivo



Impianto espansione diretta con modulo idronico

- 1 pressostato differenziale
- 2 vaso di espansione
- 3 pompa
- 4 serbatoio di accumulo
- 5 evaporatore a piastre
- 6 attacchi a cartella
- 7 valvola a tre vie
- 8 valvola di sicurezza e dispositivo caricamento
- 9 collettore complanare
- 10 motocondensante CX da esterno o CWX da interno
- 11 ventilconvettori FCD - FCX - FCW (massimo 10 unità)
- 12 scarico condensa
- 13 eventuale radiatore



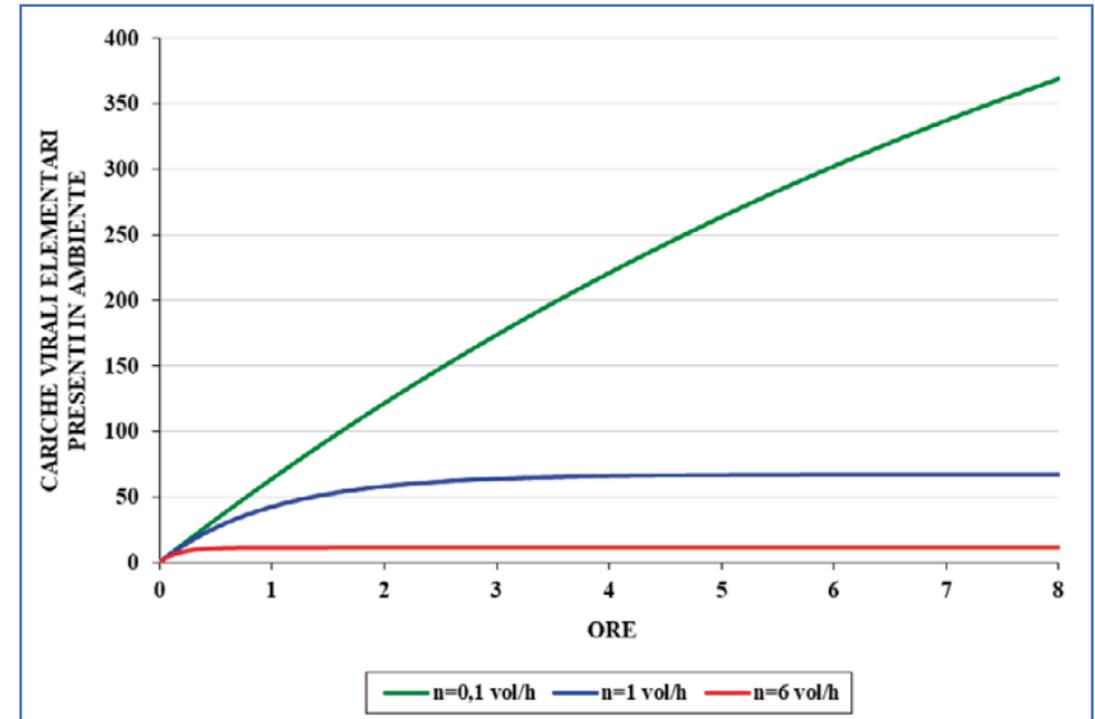
IMPORTANZA DELLA PORTATA DI ARIA DI RINNOVO

Numero di cariche virali elementari

La concentrazione di virus va diluita il più possibile aumentando la portata di aria esterna di rinnovo

- Con un tasso di ventilazione pari a **0,1 volumi/h**, tipico delle sole infiltrazioni o di rare aperture delle finestre, il numero di cariche virali elementari aumenta in continuazione: dopo 8 ore si raggiunge quota 369.
- Aumentando la portata di aria esterna fino a raggiungere un tasso di ventilazione **n=1 volumi/h**, tipico degli **impianti ad aria primaria**, il numero di cariche virali elementari dopo 7 ore e 13 minuti arriva a 67 e rimane costante, in quanto il rinnovo dell'aria riesce a diluire progressivamente l'immissione del virus in ambiente fino a stabilizzarla.
- Aumentando ancora la portata di aria esterna fino a ottenere **n= 6 volumi/h**, **tipico degli impianti a tutta aria in configurazione free-cooling** il numero finale di cariche virali elementari dopo 1 ora e 7 minuti è 11,2 e rimane costante.

È IMPOSSIBILE ELIMINARE COMPLETAMENTE LA PRESENZA DELLE CARICHE VIRALI



IL RISCHIO DI CONTAGIO È LEGATO ALLA CONCENTRAZIONE DI CARICHE VIRALI ELEMENTARI E NON AL LORO NUMERO ASSOLUTO. BISOGNA INNANZITUTTO LIMITARE LA PRESENZA DI PERSONE ALL'INTERNO DEI LOCALI, SOPRATTUTTO SE DI PICCOLE DIMENSIONI.

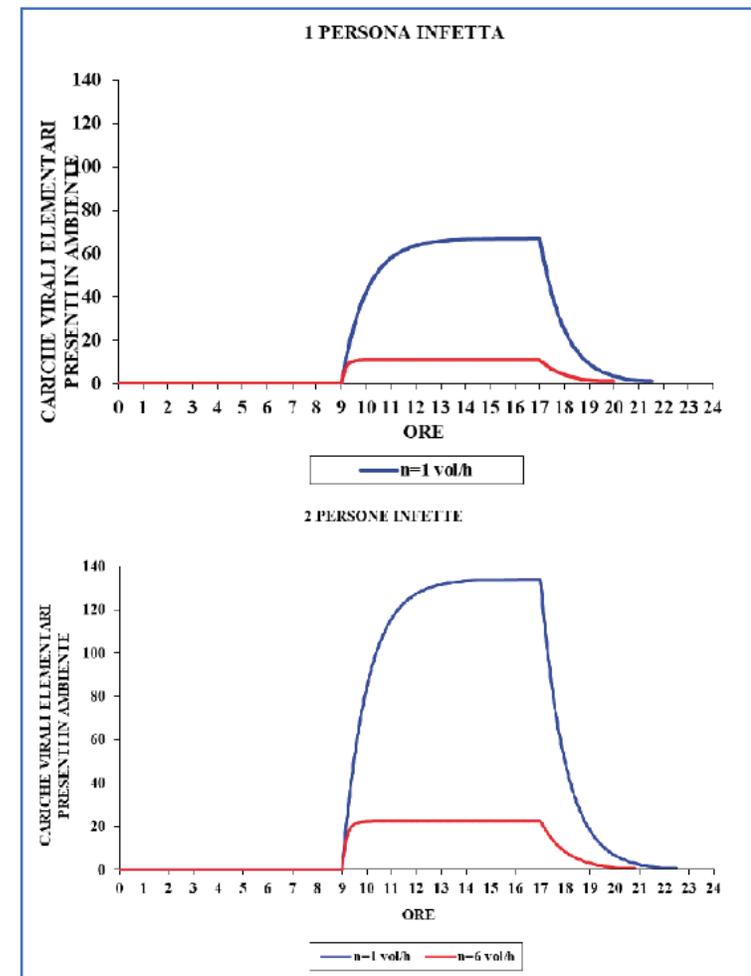
IMPORTANZA DELLA VENTILAZIONE ANCHE NELLE ORE DI CHIUSURA DEI LOCALI

La Figura mostra il confronto tra l'andamento nel tempo delle cariche virali elementari per $n = 1$ volumi/h e $n = 6$ volumi/h, nel caso di una e due persone infette e nell'ipotesi che l'impianto lavori dalle 9 alle 17.

- Con la presenza di una sola persona infetta, per raggiungere un valore di cariche virali elementari $N = 0$ bastano circa 4,5 ore con $n = 1$ volumi/h e circa 3 ore con 6 volumi/h.
- Il tempo aumenta se raddoppiano le persone infette all'interno del locale, diventando rispettivamente 5,5 ore e 6 ore.

SI RICORDA CHE I DIAGRAMMI PRESENTATI SONO VALIDI PER L'INFLUENZA, NON PER IL SARS-COV2-19, CHE PRODUCE UN NUMERO SUPERIORE DI CARICHE VIRALI ELEMENTARI.

È quindi consigliabile non interrompere mai l'immissione di aria esterna nelle attuali condizioni di emergenza.



INFLUENZA DELLA CONCENTRAZIONE IN AMBIENTE

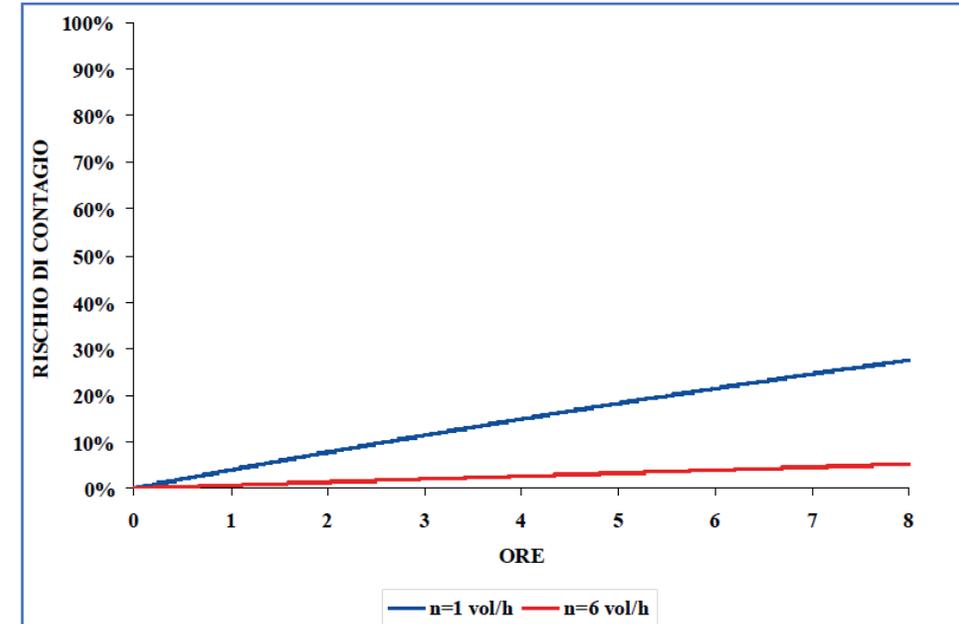
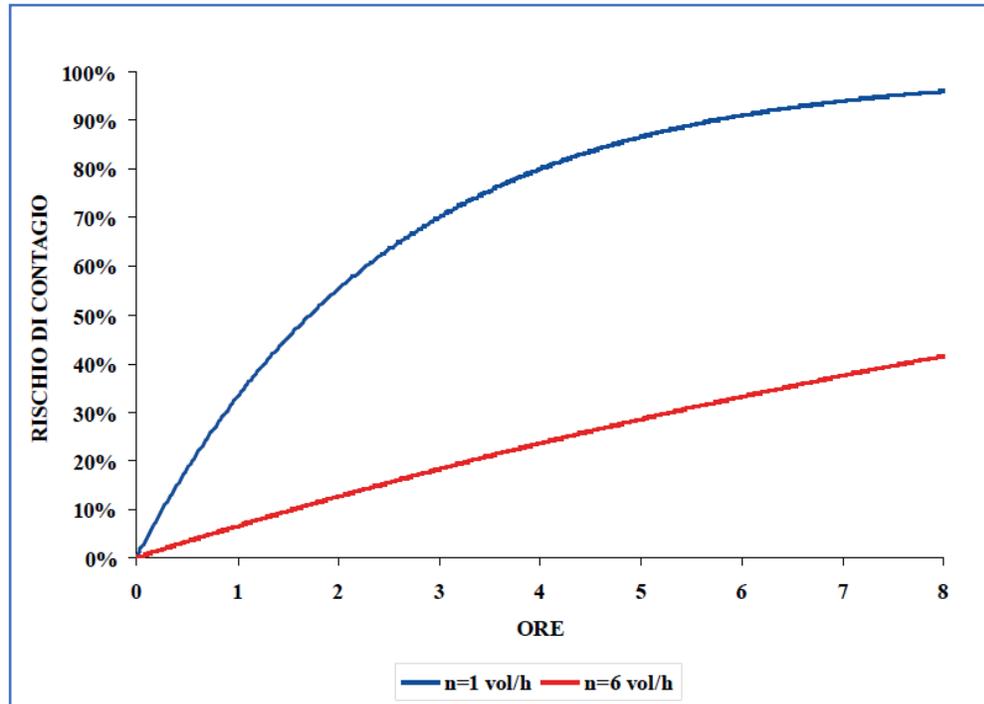
- Il rischio R di contrarre il virus per inalazione attraverso la respirazione è proporzionale alla sua concentrazione in ambiente.
- Se l'infettato rimane sempre all'interno dell'ambiente per tutta la durata del tempo di utilizzo del locale, si può usare una formula semplificata (Knibbs et al, 2001):

$$R = 1 - e^{-\frac{Iqp_N tV}{n}}$$

dove:

- I = numero di persone infette, adim.;
- q = portata di aria media per respirazione di una persona, fissata a 0,6 m³/h;
- p_N = numero di cariche virali elementari prodotti da una persona infetta in 1 ora, pari a 67 per l'influenza, h⁻¹;
- t = tempo, h;
- V = volume dell'ambiente, m³;
- n = tasso di ventilazione, definito in precedenza, h⁻¹ o volumi/h.

RISCHIO DI CONTAGIO



Andamento nel tempo del rischio di contagio nelle 8 ore di permanenza di una persona infetta, in funzione del volume e del tasso di ventilazione n .
A Sinistra, il caso di $V = 100 \text{ m}^3$, a Destra quello di 1000 m^3

VARIAZIONE DEL RISCHIO DI CONTAGIO IN FUNZIONE DELLA TIPOLOGIA D'IMPIANTI: SISTEMI CON RICIRCOLO DELL'ARIA AMBIENTE 1/4

PREMESSA

Sulla base dell'equazione (2), il rischio di contagio varia solo con il tasso di ventilazione, quindi con la portata d'aria esterna immessa: quando aumenta, diminuisce il rischio di contagio.

Tuttavia, il calcolo delle cariche virali elementari espresso dall'equazione (2) riguarda solamente le goccioline più sottili che formano l'aerosol.

Le goccioline più pesanti cadono a terra, perché risentono della gravità. Per questo motivo alcuni raccomandano di spegnere almeno i terminali con ventilatori posti a pavimento, perché, a loro dire, potrebbero innescare il movimento delle goccioline sul pavimento, che tornerebbero in sospensione, aumentando di fatto il numero di cariche virali elementari nell'aria.

VARIAZIONE DEL RISCHIO DI CONTAGIO IN FUNZIONE DELLA TIPOLOGIA D'IMPIANTI: SISTEMI CON RICIRCOLO DELL'ARIA AMBIENTE 2/4

Si deve considerare che:

- 1) aumentare la portata di aria esterna significa muovere altrettanta aria in ambiente, quindi comunque creare un fenomeno simile a quello descritto: nessuna delle formule di rischio di contagio presenti in bibliografia ne tiene minimamente conto;
- 2) tutti gli impianti muovono aria: i fan-coil e le unità interne dei sistemi a espansione diretta in funzione della portata del loro ventilatore, le travi fredde per induzione in funzione della quantità di aria esterna immessa, i sistemi radianti per la loro parte convettiva, che può sfiorare il 50% della potenza nelle configurazioni a soffitto in estate e in quelle a pavimento in inverno;

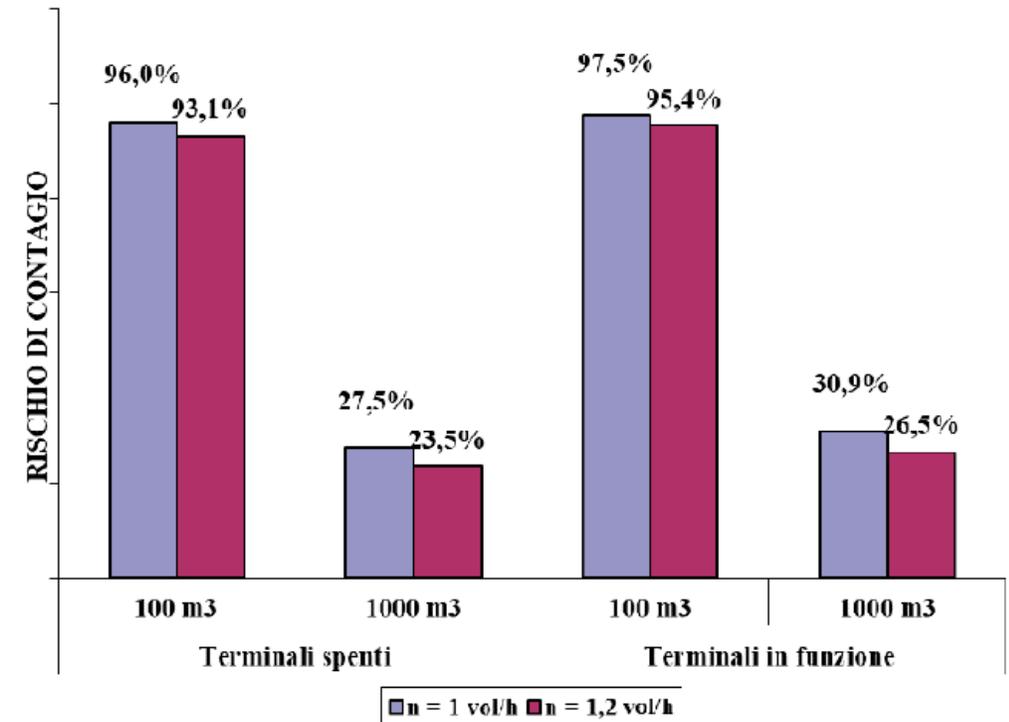
VARIAZIONE DEL RISCHIO DI CONTAGIO IN FUNZIONE DELLA TIPOLOGIA D'IMPIANTI: SISTEMI CON RICIRCOLO DELL'ARIA AMBIENTE 3/4

Si deve considerare che:

- 3) il movimento dell'aria all'interno di un ambiente esiste a prescindere da tutto, perché viene attivato anche dalla sola differenza di temperatura tra le varie superfici;
- 4) le velocità dell'aria all'altezza del pavimento si mantengono basse, se non nelle immediate adiacenze di terminali posti a pavimento, per cui l'eventuale fenomeno della risospensione è comunque molto limitato.

VARIAZIONE DEL RISCHIO DI CONTAGIO IN FUNZIONE DELLA TIPOLOGIA D'IMPIANTI: SISTEMI CON RICIRCOLO DELL'ARIA AMBIENTE 4/4

- Rischio di contagio calcolato con la formula dopo 8 ore di permanenza in ambiente di una persona infetta, in funzione del volume del locale e del tasso di ventilazione n ; i valori dei terminali in funzione sono calcolati nell'ipotesi di aumento del 15% delle cariche virali elementari per un fenomeno di risospensione.
- È una ipotesi cautelativa, perché di questo non vi è alcuna traccia in bibliografia
- Quindi, molto più del funzionamento del ricircolo ambiente dei terminali contano **l'aumento della portata dell'aria esterna, la riduzione di persone all'interno degli ambienti, l'uso di sistemi di protezione personali e la sanificazione continua dei locali.**



PROBABILITÀ DI CONTRARRE IL VIRUS NEL CASO L'INFETTATO RIMANGA NEGLI AMBIENTI PER BREVE TEMPO

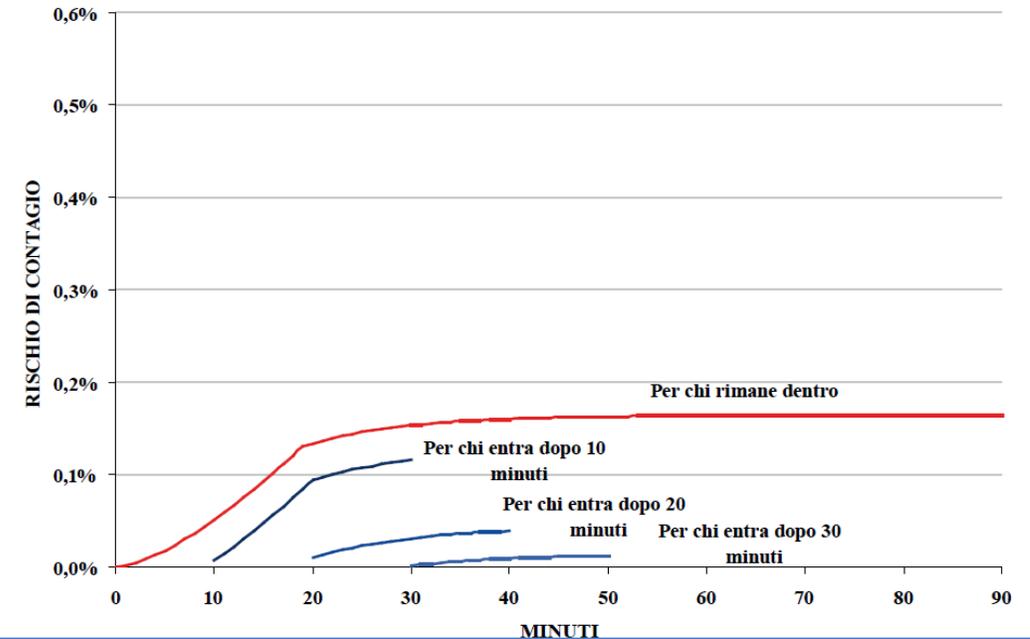
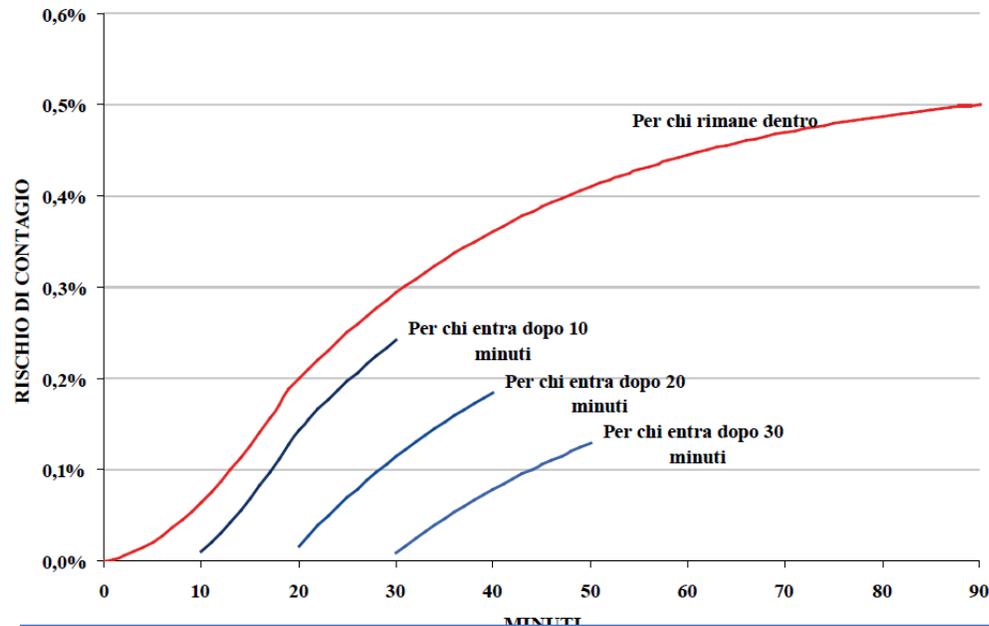
- Il rischio è diverso per chi lavora nell'ambiente e per le persone che entrano dopo l'infettato e stazionano nel locale per breve tempo.
- Si deve adottare una formula del rischio più complessa (Gammaitoni et al., 1997)

$$R = 1 - e^{-Iq \int_{T_p}^{(T_p+\tau)} \frac{N_t}{V} dt}$$

DOVE

- I = numero di persone infette, adim.;
- q = portata d'aria media per una persona, fissata pari a 0,6 m³/h;
- N_t = numero di cariche virali elementari nel tempo t, calcolata secondo l'equazione (2), adim.;
- V = volume dell'ambiente, m³;
- t = tempo, h;
- T_p = tempo al momento di ingresso nel locale di ciascuna persona, h;
- τ = tempo di permanenza in un ambiente di ciascuna persona, h.

Andamento nel tempo del rischio per l'ingresso di un contagiato al minuto 0, in un SUPERMERCATO da 1000 m³. A Sinistra il caso di $n = 0,2$ volumi/h, a destra quello di $n = 0,6$ volumi/h



Il rischio si annulla solo per le persone che entrano quando tutte le cariche virali elementari sono state espulse grazie al rinnovo dell'aria esterna.
Rimane, qualche ora a qualche giorno, in funzione del tipo di superfici: diventano quindi fondamentali le protezioni individuali e la cura personale.

...Grazie per l'attenzione!