

Appunti dalle lezioni di  
**IMPIANTI TERMOTECNICI/TECNICI**

prof. Onorio SARO

26 novembre 2002

## Abstract

### INFORMAZIONI GENERALI:

La presente dispensa, scritta per il corso di impianti termotecnici / tecnici, tratta i seguenti argomenti:

- Verifiche invernali
- Impianti di riscaldamento invernali
- Benessere termoigrometrico
- Carichi termici estivi
- Impianti di raffrescamento estivi
- Elementi di illuminotecnica
- Normativa sugli impianti elettrici di corredo.

### TESTO CONSIGLIATO:

*Progettazione di impianti tecnici*

G. Moncada Lo Giudice - L. De Santoli Masson Editore Milano

### RIVISTE:

- *La termotecnica*
- *Condizionamento dell'aria... (CDA)*
- *Heating, piping, air conditioning (HPAC)*

### Siti di interesse termotecnico:

- <http://www.cti2000.it> Comitato termotecnico italiano
- <http://www.ashrae.com> American society of heating
- <http://www.caleffi.it> Caleffi s.p.a.
- <http://www.isover.it> Saint-Gobain Isover Italia s.p.a.
- <http://www.riello.it> Riello s.p.a.
- <http://www.rhoss.it> Rhoss s.p.a.
- — altri

Si sottolinea che a causa del carattere della pubblicazione numerosi possono essere gli errori e le imprecisioni nelle citazioni di Leggi e di Norme alle quali si rimanda per una lettura autentica.

# Capitolo 1

## VERIFICHE INVERNALI

### 1.1 Normativa di riferimento

Nell'ambito della progettazione di impianti é necessario fare riferimento alla normativa vigente, specialmente per quanto riguarda gli impianti di riscaldamento invernali. In particolare, sono numerose le leggi ed i decreti promulgati in questo ambito.

#### Normative di riferimento:

- **Legge 373/76:** ai fini del risparmio energetico stabilisce delle prescrizioni sulla progettazione, realizzazione e gestione degli impianti di riscaldamento e degli edifici pubblici e privati (esclusi quelli per attività industriali ed artigianali) e demanda a dei decreti di stabilire le modalità di attuazione (regolamento). Precisa che gli edifici devono rispettare determinati parametri di isolamento delle strutture (livello minimo di isolamento).
- **D.P.R. 1052/77:** é uno dei decreti attuativi della Legge 373/76; definisce un **coefficiente di dispersione**  $C_d$  riferito ad un volume (coefficiente volumico di dispersione), che deve risultare minore del valore fissato dalla legge.

$$C_d < C_{d_{lim}}$$

Questo decreto introduce per edifici con elevate portate di ventilazione e dotati di sistemi di ventilazione forzata, l'obbligo del recupero di una parte superiore al 50% del calore disperso per ventilazione. Inoltre, fissa le temperature esterne di progetto per i capoluoghi di provincia.

- **D.M. 10/03/77 modificato dal D.M. 30/07/86:** da le disposizioni per l'individuazione delle zone climatiche, e dei valori del  $C_{d_{lim}}$ . Inoltre, fissa il valore dei gradi-giorno per alcuni comuni<sup>1</sup>.
- **Legge 308/82:** analoga alla 373/76 ma per gli edifici industriali, artigianali ed agricoli. Demanda a decreti le modalità di attuazione.

---

<sup>1</sup>L'ultima definizione dei gradi-giorno è riportata nel DPR 412/93 che all'Art. 1 comma 1 recita tra l'altro: ; Ai fini dell'applicazione del presente regolamento si intende: il prodotto del potere calorifico inferiore del combustibile misura utilizzata è il kW; calore, la potenza termica del focolare diminuita della potenza quantità di calore trasferita nell'unità di tempo al fluido diminuita della potenza termica scambiata dall'involucro camino; l'unità di misura utilizzata è il kW; termico convenzionale di un generatore di calore, il rapporto rapporto tra la potenza termica utile e la potenza termica del dell'aria misurata secondo le modalità prescritte dalla norma punto z) per "gradi giorno" di una località, la somma, estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura dell'ambiente, convenzionalmente fissata a 20° C, e la temperatura media esterna giornaliera; l'unità di misura utilizzata è il grado giorno (GG).;

- **D.M. 23/11/82** : fornisce i valori del  $C_{dim}$  e i limiti per il recupero del calore di ventilazione per gli edifici industriali ed artigianali.
- **Legge 10/91**: si pone l'obiettivo del **risparmio energetico** negli edifici non solo mediante la coibentazione ma anche mediante l'aumento dell'efficienza dei sistemi e l'utilizzo di fonti energetiche alternative, abroga la 373 e introduce la certificazione energetica.
- **D.P.R. 412/93**: é uno dei decreti attuativi della Legge 10/91; ribadisce la verifica del  $C_d$  facendo riferimento esplicito alla norma UNI 7357-74 e stabilisce altri due parametri da verificare: il **fabbisogno energetico normalizzato (FEN)** ed il **rendimento globale medio stagionale**( $\eta_g$ ) facendo riferimento generico alla normativa tecnica UNI. Inoltre, introduce dei limiti inferiori ai rendimenti di termici utili dei generatori di calore (caldaie) in funzione della potenza termica utile. Questo decreto è stato parzialmente modificato dal D.P.R. 660/96 e dal D.P.R. 551/99.
- **D.M. 13/12/93**: fornisce la traccia della relazione tecnica da presentare ai Comuni per il soddisfacimento del D.P.R.412/93.
- **D.M. 12/06/94**: fornisce l'elenco delle norme UNI da utilizzare per il calcolo del F.E.N. e di ( $\eta_g$ ) per il soddisfacimento del D.P.R.412/93.

## 1.2 Calcolo del coefficiente volumico di dispersione

Il coefficiente volumico di dispersione  $C_d$  viene definito come:

$$C_d = \frac{\Phi_d}{V(\theta_i - \theta_e)}$$

dove:

- $\theta_i$  = temperatura aria interna
- $\theta_e$  = temperatura aria esterna
- $V$  = volume lordo riscaldato dell'edificio
- $\Phi_d$  = potenza dispersa attraverso le pareti, senza contare la ventilazione.

Il coefficiente  $C_d$  dipende direttamente dal grado di isolamento dell'edificio, infatti, la potenza dispersa attraverso le pareti può essere espressa come segue:

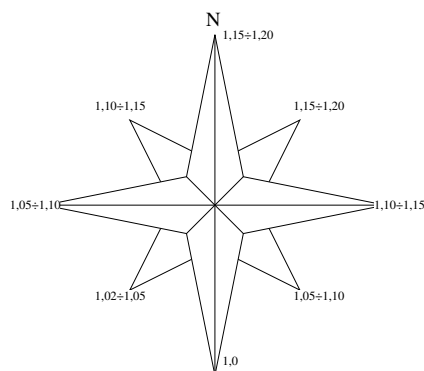
$$\Phi_d = \sum_{i=1}^p A_i U_i (\theta_i - \theta_e) E + \sum_{j=1}^{pt} \psi_j L_j (\theta_i - \theta_e) \quad (1.1)$$

dove:

- $A_i$  = area della i-esima parete
- $U_i$  =\* trasmittanza della i-esima parete
- $E$  = coefficiente di esposizione\*
- $\psi_j$  = coefficiente di dispersione del j-esimo ponte termico (trasmittanza lineica);
- $L_j$  =lunghezza del j-esimo ponte termico

### 1.2.1 Considerazioni sul primo termine

\* Il primo termine rappresenta lo scambio termico tra l'ambiente interno alla temperatura  $\theta_i$  e l'ambiente esterno alla temperatura  $\theta_e$  nell'ipotesi di flusso termico monodimensionale e regime stazionario. Il coefficiente di esposizione  $E$  rimane dalla vecchia normativa, la UNI 7357/74 (ora in fase di revisione) che prevede per le diverse esposizioni un aumento delle dispersioni che "tengono conto dell'insolazione normale, del diverso grado di umidità delle pareti, della diversa velocità e temperatura dei venti". Valori limite:  $E = 1$  per parete esposta a SUD,  $E = 1,2$  per parete esposta a NORD<sup>2</sup>.



Il valore della temperatura esterna di progetto  $\theta_e$  è fissata dalla Legge (D.M.), in funzione della provincia e del comune di appartenenza dell'edificio. A tale valore si aggiungono poi delle correzioni che tengono conto della variazione di quota altimetrica secondo un gradiente di  $-1/200$  K/m e dell'esposizione ai venti che vale  $-0,5 \div -1$  K per edifici in piccoli agglomerati e  $-1 \div -2$  K per edifici isolati; ulteriore correzione di  $-1 \div -2$  K è prevista per edifici più alti di quelli adiacenti (solo per i piani sporgenti).

### 1.2.2 Considerazioni sul secondo termine

I **ponti termici** tengono conto delle disomogeneità presenti nelle pareti, e della NON monodimensionalità del flusso termico attraverso di esse. Il coefficiente di ponte termico  $\psi_L$  viene detto anche **trasmissione lineica**, e si misura in  $W/(m \text{ K})$ . Una traccia per il calcolo di questi coefficienti è data dal foglio aggiuntivo FA-3 della 7357/74.

### 1.2.3 Calcolo della trasmittanza di una parete, U

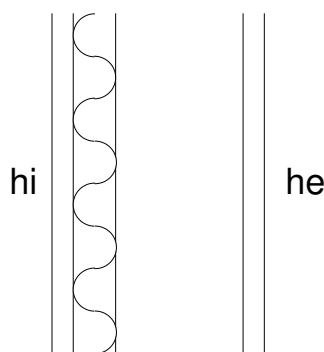
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^{ns} \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{k=1}^n \frac{1}{\Lambda_k} + \frac{1}{h_e}}$$

dove:

- $h_i$  = coefficiente di scambio superficiale interno [ $W/(m^2 \text{ K})$ ]
- $s_j$  = spessore dello strato generico [m]

<sup>2</sup>Non è previsto nessun aumento delle dispersioni per le coperture che nella realtà sono tra le pareti più esposte

- $\lambda_j =$  **conduttività** termica dello strato  $[\text{W}/(\text{m K})]$ , é specificata nella norma UNI 10351, oppure certificato dal produttore del materiale assume valori compresi tra 3 e 0,03  $\text{W}/(\text{m K})$  per la pietra e per isolanti asciutti, rispettivamente.
- $\Lambda_k =$  **conduttanza** degli strati non omogenei  $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ , é specificata nella norma UNI 10355 per i diversi tipi di materiale da costruzione non omogeneo (es. laterizi).
- $h_e =$  coefficiente di scambio superficiale esterno  $[\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})]$ .



## 1.2.4 Calcolo dei ponti termici, $\psi$

Nell'unione tra due pareti ad angolo, il flusso termico é distorto, risultando NON monodimensionale. In presenza di un pilastro in c.a. in una parete, la conduttività é maggiore, con conseguente aumento del flusso termico nella zona del pilastro. Caso di angolo con isolante interno, e conseguente annullamento dell'effetto ponte termico. L'influenza globale di ponti termici sulla dispersione é di circa il 10%, risulta quindi opportuno soffermarsi solo sul calcolo dei piú importanti.

## 1.3 Calcolo delle dispersioni

### 1.3.1 Calcolo della dispersione totale

La dispersione totale dell'edificio é data dalla somma della potenza dispersa attraverso le pareti  $\Phi_d$  e della potenza scambiata con l'esterno per effetto della ventilazione  $\Phi_v$ .

$$\Phi = \Phi_d + \Phi_v$$

dove

$$\Phi_v = \dot{m}c_p(\theta_i - \theta_e)$$

$$\Phi_v = \rho\dot{V}c_p(\theta_i - \theta_e)$$

con l'ipotesi di poter scrivere la differenza di entalpia specifica dell'aria come  $h_i - h_e = c_p(\theta_i - \theta_e)$ . Ora, la portata volumica  $\dot{V}$  si puó esprimere come:

$$\dot{V} = nV$$

con  $V$  volume netto del locale, ed  $n$  **tasso di rinnovo dell'aria** esprime il numero di ricambi/ora, il cui valore medio é convenzionalmente assunto  $n = 0,5$  per il ricambio naturale, ma che in realtà

dipende dalle caratteristiche dell'edificio e dalle modalità d'uso (vedi UNI 10344). Inoltre, inserendo nell'espressione precedente i valori numerici  $c_p = 1,006 \text{ kJ/kgK}$  e  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$  si ottiene

$$\Phi_v = 0,34nV(\theta_i - \theta_e) \quad [W]$$

In altri termini <sup>3</sup>:

$$\Phi = (Cd + 0,34n)V(\theta_i - \theta_e)$$

### 1.3.2 Calcolo delle dispersioni degli elementi finestrati

Le dispersioni attraverso i componenti finestrati possono essere sinteticamente espressi come:

$$\Phi_w = U_w A_w \Delta\theta$$

dove  $U_w$ \* rappresenta la trasmittanza dell'elemento ed  $A_w$  l'area lorda del foro che contiene l'elemento finestrato.

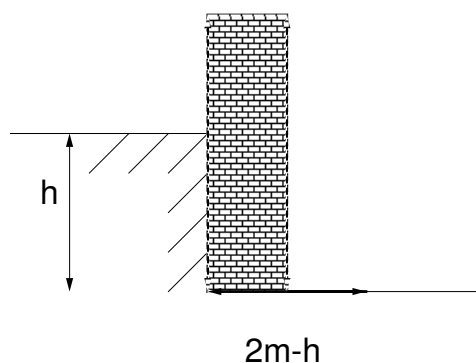
Un metodo per il calcolo dettagliato della trasmittanza delle strutture finestrate è presentato nella norma UNI 10345<sup>4</sup>, dove, nel caso di serramento semplice, la trasmittanza risulta essere una media pesata della trasmittanza del vetro, del telaio e del ponte termico tra di essi come segue:

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_b U_b + \psi_{lg} L_g}{A_g + A_b}$$

Si rimanda al testo della norma per i dati di dettaglio (trasmittanze della parte vetrata, trasmittanze di telai) e per casi più complicati, come i doppi serramenti o i serramenti composti, che sullo stesso telaio presentano 2 ante, una apribile verso l'interno ed una verso l'esterno.

### 1.3.3 Calcolo della dispersione delle strutture a contatto col terreno

Per quanto riguarda questo tipo di strutture le norme di riferimento sono la UNI 7357 per il calcolo delle potenze disperse, legate al calcolo del  $C_d$  e la UNI 10346 per il calcolo dei consumi<sup>5</sup> legato quindi al FEN. La UNI 7357 divide lo scambio termico col terreno in due diversi contributi.

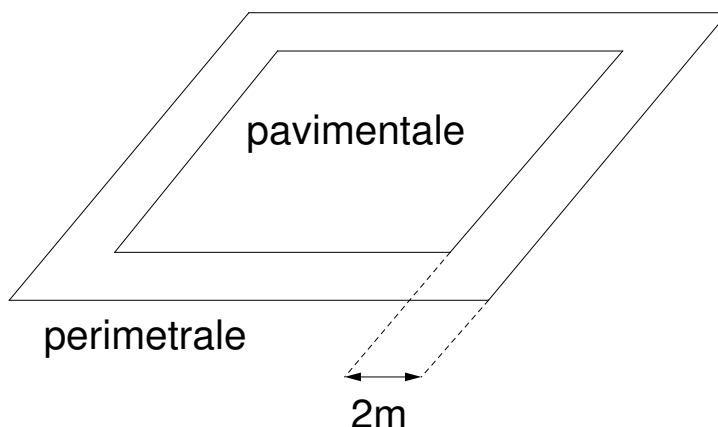


<sup>3</sup>La **potenza della caldaia** dovrà ovviamente risultare superiore a questo valore, anche per tener conto dell'intermittenza di funzionamento e di dispersioni o inefficienze ulteriori.

<sup>4</sup>La UNI 10345 ricalca una norma europea sull'argomento che è in fase di completamento

<sup>5</sup>E' già stata recepita dall'UNI la norma europea UNI EN ISO 13370 che tratta l'argomento in modo più dettagliato, ma fino a che non ci sarà un recepimento di tale norma da parte di un decreto ministeriale ci sono pareri discordi sulla sua applicabilità in sostituzione della UNI 10346 per il calcolo dei consumi.

Un primo contributo perimetrale tiene conto delle dispersioni, verso l'ambiente esterno, dei pavimenti a contatto col terreno proporzionali alla differenza di temperatura tra l'interno e l'esterno, ma la superficie interessata è una striscia di pavimento adiacente ai muri esterni (se il pavimento è alla quota del terreno circostante) o ai muri interrati (se trattasi di un locale parzialmente o totalmente interrato). Detta  $P$  la lunghezza dei predetti muri le dispersioni perimetrali si calcolano come segue:

$$\Phi_G = P(2 - h)U_p(\theta_i - \theta_e)$$


Il secondo contributo (**pavimentale**), ovvero l'intera area del pavimento che scambia con il sottosuolo, con un  $\Delta\theta = \theta_i - \theta_f$ , dove  $\theta_f$  è la temperatura di falda (es.  $\theta_f = 10^\circ\text{C}$ ).

## 1.4 Calcolo del valore di $C_{d_{lim}}$

Nota il valore del  $C_d$  del nostro edificio

$$C_d = \frac{\Phi_d}{V(\theta_i - \theta_e)}$$

(per Gorizia, Pordenone, Trieste, Udine, Treviso, Venezia, Milano, ed altre località del nord Italia  $\theta_e = -5^\circ\text{C}$ ), esso va confrontato con il valore del  $C_{d_{lim}}$ , in modo da ottenere

$$C_d < C_{d_{lim}}$$

. Il valore di  $C_{d_{lim}}$  è definito dalla normativa, in modo da considerare diversi fattori:

- I **gradi giorno** del comune considerato, (indice del clima, GG) definiti tabellati in allegato al DPR 412/93: ad es  $GG = 2323$  per Udine.

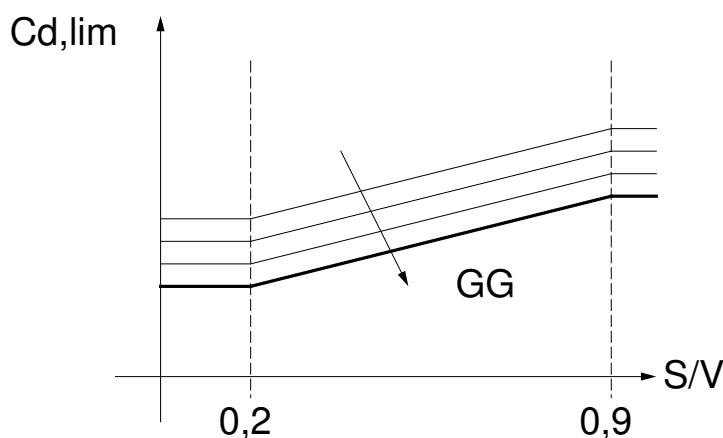
$$GG = \sum_{\text{anno}} (20 - \theta_{emg})$$

dove  $\theta_{emg}$  è la temperatura esterna media giornaliera nella stagione di riscaldamento

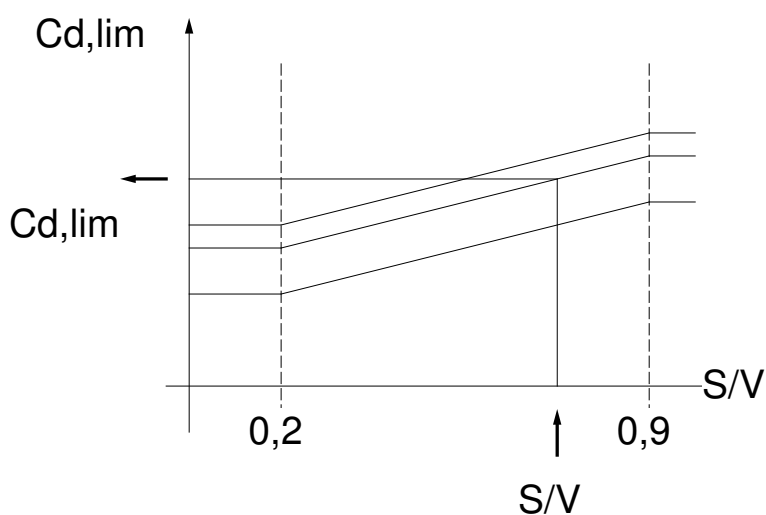
- Il **rapporto di forma** dell'edificio  $S_d/V_l$ , dove  $S_d^*$  è la superficie che contiene il volume lordo riscaldato dell'edificio  $V_l^*$ .
- Tipologia dell'edificio: civile privato/ civile agevolato(IACP) /industriale/ pubblico.



La Legge considera le località appartenenti a **zone climatiche** in funzione dei gradi giorno, da A (piu' calda, GG <= 600) ad F (piu' fredda, GG > 3000). Per ciascuna zona si hanno due valori di  $C_{d,lim}$ , rispettivamente uno per  $S/V = 0,2$  ed uno per  $S/V = 0,9$ .



Quindi, per trovare  $C_{d,lim}$  del nostro specifico edificio, si interpolano prima i valori di GG facendo una proporzione tra i due valori estremi della fascia, e poi se l'edificio ha  $S_d^*/V_l^* \leq 0,2$  oppure  $S_d^*/V_l^* \geq 0,9$  si adotta il limite corrispondente a  $S_d^*/V_l^* = 0,2$  oppure  $S_d^*/V_l^* = 0,9$  rispettivamente; altrimenti si interpola tra i valori suddetti in funzione di  $S/V$  ricavando così il valore finale del  $C_{d,lim}$ . Negli edifici industriali i valori limite si hanno per  $S_d^*/V_l = 0,3$  e  $S_d^*/V_l = 0,9$ , inoltre il  $C_{d,lim}$  resta costante all'interno delle fasce climatiche che sono definite in modo leggermente diverso da quelle per gli edifici civili. In pratica, si interpola solo in funzione del rapporto  $S_d^*/V_l$ , cioè lo stesso capannone ha lo stesso  $C_{d,lim}$  in tutti i comuni della stessa fascia climatica.



La Legge **373/76** oltre al limite sul  $C_d$  introduceva una limitazione della potenza massima della caldaia legata al  $C_d$ . La Legge **10/91** invece introduce una **limitazione dei consumi globali stagionali**, ed una minima efficienza di conversione dall'energia del combustibile in energia per il riscaldamento. Vengono quindi definiti i seguenti nuovi parametri:

- **FEN (fabbisogno energetico normalizzato)**, e deve essere soddisfatta la disuguaglianza

$$FEN < FEN_{lim}$$

- $\eta_g$  (**rendimento globale stagionale**), che a sua volta deve soddisfare il limite

$$\eta_g > \eta_{glim}$$

Il D.P.R. 412/93 demanda genericamente il calcolo delle due grandezze alle norme UNI. Il D.M. 06/08/1994 elenca le Norme UNI da considerare nei calcoli delle grandezze prima

## 1.5 Calcolo del Fabbisogno Energetico Normalizzato

Nel seguito si farà riferimento alla procedura illustrata nella normativa UNI che consente un calcolo del fabbisogno energetico in forma semplificata. Il fabbisogno così calcolato è pertanto convenzionale ma risulta abbastanza prossimo a quello reale con scostamenti dell'ordine del 20% ; lo scostamento sarà tanto più elevato quanto più le condizioni di utilizzo dell'edificio saranno diverse da quelle previste nella procedura.

Il fabbisogno energetico normalizzato  $FEN$  introdotto nel D.P.R. 412/93 è definito nella norma UNI 10379 come segue :

$$FEN = \frac{Q}{VN(\theta_i - \theta_{em})}$$

dove:

$Q$  = fabbisogno di energia primaria necessaria al riscaldamento durante tutta la stagione

$V$  = volume lordo

$N$  = numero di giorni annui di riscaldamento (fissati per decreto)

$\theta_i$  = temperatura interna

$\theta_{em}$  = temperatura esterna media stagionale

Il  $FEN$  risulta così un parametro che consente di confrontare gli edifici dal punto di vista del consumo per il riscaldamento, indipendentemente dal loro volume e dal clima cui sono soggetti.

### 1.5.1 Calcolo del fabbisogno di energia primaria

L'**energia primaria** per il riscaldamento è l'energia relativa a tutti i consumi di combustibile necessari al riscaldamento nell'arco di un anno (medio dal punto di vista climatico):

$$Q = Q_c + \frac{Q_{aux}}{\eta_{sen}}$$

dove

$Q_c$  = energia associata al combustibile bruciato localmente in caldaia (energia primaria)

$Q_{aux}$  = energia elettrica per gli ausiliari (pompe e ventilatori)<sup>6</sup>;

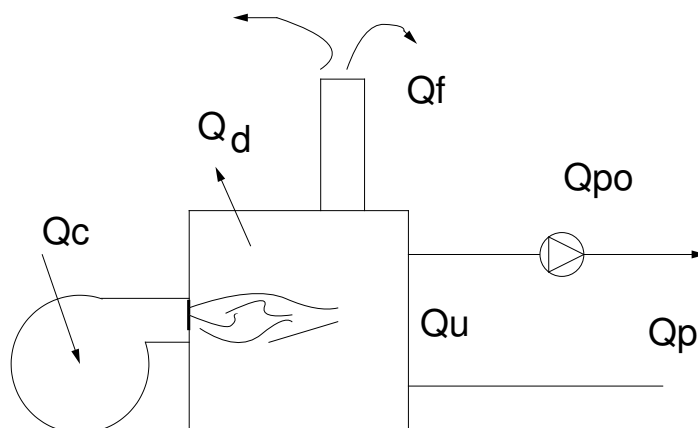
---

<sup>6</sup> $Q_{aux}$  è molto più piccola di  $Q_c$  per impianti a radiatori e a pannelli radianti 1 ÷ 2% mentre può essere significativo per impianti a ventilconvettori e per il riscaldamento ad aria.

$\eta_{sen}$  = rendimento del servizio elettrico nazionale, che la norma fissa a 0,36. E' il parametro che tiene conto della conversione da energia del combustibile ad energia elettrica.

Quindi il rapporto  $\frac{Q_{aux}}{\eta_{sen}}$  risulta essere l'energia primaria corrispondente al consumo di energia elettrica degli ausiliari.

Ora,  $Q_c$  é l'energia consumata in caldaia, e puo' essere definita effettuando un *bilancio di energie* sul generatore di calore:



dove

$Q_d$  = dispersioni di energia attraverso il mantello della caldaia

$Q_f$  = perdite ai fumi (o al camino)

$Q_{po}$  = energia elettrica fornita alla pompa

$Q_u$  = energia utile, fornita dalla caldaia

$Q_p$  = energia prodotta compreso il contributo della pompa, che effettivamente serve per riscaldare l'edificio.

Per risolvere il precedente bilancio é necessario determinare  $Q_p$ . Tale termine si calcola a partire dalle richieste di energia delle utenze (edificio) in condizioni di impianto ideale  $Q_{hvs}$ \* tenendo conto delle inefficienze dell'impianto nel trasferire l'energia dal generatore agli ambienti da riscaldare.

La norma UNI 10379 (norma quadro per il calcolo del *FEN*) prevede tre diversi metodi per effettuare questo calcolo:

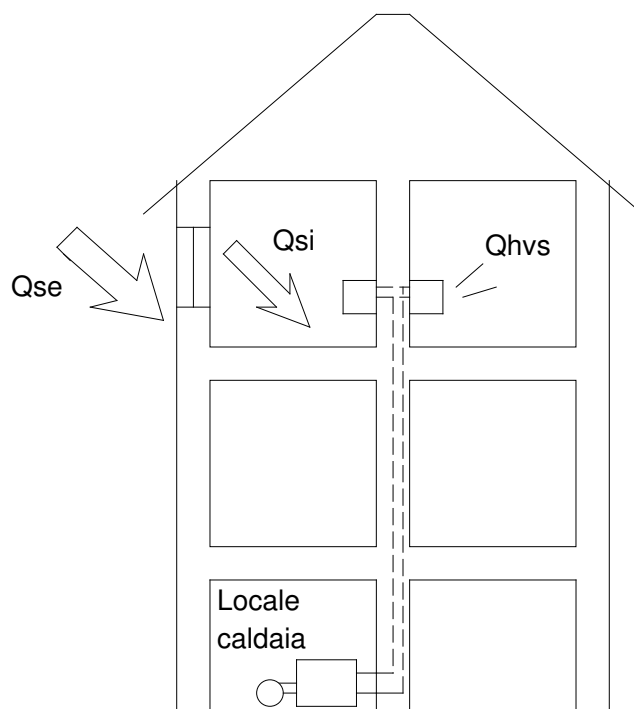
- **METODO A: semistazionario:** l'energia necessaria risulta come somma dei contributi mensili in ipotesi di stazionarieta' delle condizioni nell'arco dei singoli mesi  $\Rightarrow$  regime stazionario nel mese e variabile da mese a mese durante la stagione di riscaldamento. Il metodo é applicabile a tutti gli edifici.
- **METODO B: stazionario:** il termine  $Q_p$  é una media stagionale. Questo sara' il metodo cui si fara' riferimento nel seguito. Il metodo é applicabile agli edifici con volume inferiore a 10000 m<sup>3</sup>.
- **METODO C: stazionario:** E' ancora una media stagionale, ma il calcolo del fabbisogno é fatto considerando le sole dispersioni (senza tener conto degli apporti gratuiti che invece sono considerati nei primi due metodi). Il metodo é applicabile agli edifici con volume inferiore a 10000 m<sup>3</sup> e con ridotti apporti solari come si vedra' nel seguito.

### 1.5.2 Calcolo del fabbisogno ideale di energia $Q_{hvs}$

Per il calcolo del fabbisogno di energia gli ambienti vengono raggruppati in funzione di come vengono riscaldati e pertanto si definiscono:

- **ZONA TERMICA:** parte dell'edificio in cui si ha uniformità di temperatura interna, di apporti gratuiti e di tutti i parametri che entrano in gioco nel calcolo del fabbisogno ideale di energia per il riscaldamento (vedi in seguito).
- **EDIFICIO:** insieme di tutte le zone termiche da riscaldare con un unico impianto di riscaldamento. Spesso l'edificio non corrisponde al FABBRICATO come nel caso frequente di un appartamento riscaldato autonomamente in un condominio, oppure, meno frequentemente più corpi di fabbrica serviti da una stessa centrale termica come nel teleriscaldamento.

Il fabbisogno di energia ideale per il riscaldamento  $Q_{hvs}$  è calcolato separatamente per ciascuna zona termica servita dallo stesso impianto. Il fabbisogno dell'edificio si calcola come somma dei contributi delle singole zone <sup>7</sup>.



All'impianto di riscaldamento viene richiesto di mantenere costanti le condizioni interne, al variare di quelle esterne, che raggiungono quelle di progetto solo pochi giorni all'anno. Per il calcolo dei consumi, vengono dunque stimati gli scambi con l'esterno eguagliando il contributo dell'impianto di riscaldamento alla differenza tra le energie disperse e le energie disponibili da altre fonti o per altri scopi (gratuite ai fini del riscaldamento). Pertanto il fabbisogno ideale risulta:

$$Q_{hvs} = k[F_{il} * (Q_L - Q_{se}) - \eta_u F_{ig} * (Q_{si} + Q_i)]$$

dove i termini rilevanti sono

<sup>7</sup>Spesso è possibile semplicemente far coincidere la zona termica con tutto l'edificio (uniformità di esposizione climatica, di destinazione d'uso e di distribuzione dell'energia).

$Q_L$  = dispersioni dell'edificio verso l'esterno

$Q_{si}$  = apporto gratuito dovuto al sole, disponibile all'interno del locale, attraverso le finestre.

$Q_{se}$  = apporti gratuiti del sole attraverso le murature opache.

$Q_i$  = apporti gratuiti dall'interno (persone, piani cottura, illuminazione, etc..)

$\eta_u$  = fattore di utilizzazione degli apporti gratuiti. Tiene conto delle possibili situazioni in cui il termine dovuto agli apporti gratuiti supera le perdite, portando ad un surriscaldamento (inutile!) dei locali. Perciò si penalizzano gli apporti gratuiti con il fattore di utilizzazione, tipicamente  $< 1$ .

Gli altri coefficienti sono fattori che correggono il bilancio calcolato in stazionario per tener conto dei periodi di spegnimento temporaneo (intermittenza) oppure di attenuazione dell'impianto (abbassamento di almeno 4 K della temperatura interna), essi dipendono anche dalle capacità di accumulo termico dell'edificio:

$k$  coefficiente per modalità di funzionamento: intermittenza  $k = 1$ , attenuazione  $k > 1$ ;

$F_{il} < 1$  fattore di riduzione delle dispersioni;

$F_{ig} < 1$  fattore di riduzione degli apporti gratuiti;

### 1.5.3 Calcolo del $Q_c$ (energia primaria consumata in caldaia)

Noto il valore del  $Q_{hvs}$ , fabbisogno di energia in condizioni ideali, per una zona termica, per mantenere le condizioni interne desiderate, bisogna risalire a ciò che deve essere prodotto dalla caldaia,  $Q_p$ , per poi arrivare all'energia primaria consumata dalla caldaia stessa,  $Q_c$ . Il primo passo si compie tenendo conto delle inefficienze del sistema di trasferimento dell'energia dal generatore all'ambiente:

$$Q_r = \frac{Q_{hvs}}{\eta_e \eta_c}$$

con

$Q_r$ \* l'energia da fornire alla zona termica in condizioni reali;

$\eta_e$  **rendimento di emissione**;

$\eta_c$  **rendimento di regolazione o controllo**.

Il rendimento di emissione  $\eta_e$ , tiene conto delle inefficienze nel trasferimento dell'energia dal terminale d'impianto all'ambiente (es. aumento delle dispersioni a causa dell'innalzamento della temperatura della parete posteriore ai radiatori, oppure irraggiamento diretto da un radiatore verso una finestra ad esso affacciata, ecc.). Il valore tipico assunto è  $\eta_e = 0,95$ . Il rendimento di regolazione o controllo,  $\eta_c$ , tiene conto delle caratteristiche del sistema di regolazione che possono portare la temperatura interna a valori superiori a quelli di riferimento nel calcolo con conseguenti maggiori dispersioni (es. isteresi del termostato ed anche disuniformità di temperatura tra i locali termostatati e gli altri, oppure assenza del termostato come nei vecchi impianti centralizzati dotati solamente di sonda climatica esterna, ecc.). Il valore di questo rendimento è tabellato in funzione del sistema di regolazione, ma si aggira comunque attorno al valore di 0,9.

Infine si tiene conto delle perdite lungo la rete di distribuzione dalla centrale termica fino alle zone termiche e si calcola l'energia prodotta (uscente dalla centrale) come somma dei contributi alle

diverse zone termiche servite divisa l'efficienza della rete di distribuzione:

$$Q_p = \frac{\sum_{j=1}^{nz} Q_{r,j}}{\eta_d}$$

con  $\eta_d$ , **rendimento di distribuzione**, funzione delle dispersioni dovute alla distribuzione, si attesta attorno a 0,9.

I metodi di calcolo ed i valori consigliati dei rendimenti di regolazione, emissione e distribuzione sono riportati nella UNI 10348.

Dall'energia prodotta  $Q_p$  si risale all'energia utile  $Q_u$ , al netto del contributo della pompa:

$$Q_u = Q_p - Q_{po}\eta_{po}$$

$\eta_{po}$  rendimento della pompa, indica la frazione di energia che dalla pompa viene trasferita al fluido. La differenza tra  $Q_p$  e  $Q_u$  risulta di solito molto piccola, dell'ordine del 1% . Dall'energia utile  $Q_u$  si ricava infine l'energia primaria consumata,  $Q_c$ :

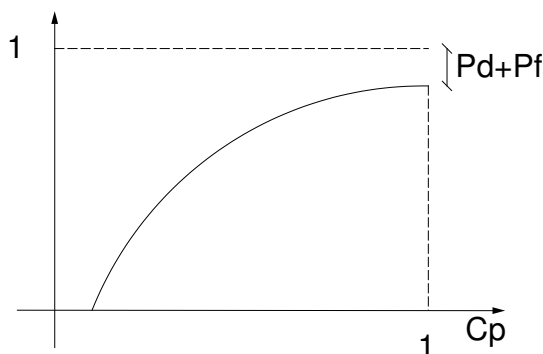
$$Q_c = \frac{Q_u}{\eta_{tu}} \approx \frac{Q_{hvs}}{\eta_{tu}\eta_e\eta_c\eta_d}$$

dove  $\eta_{tu}$ , **rendimento termico utile della caldaia**, rappresenta il rendimento medio del generatore nel periodo considerato (mese o stagione), esso dipende dalla tipologia della caldaia stessa, e da come essa viene utilizzata<sup>8</sup>.

Si possono definire tre fattori da cui  $\eta_{tu}$  dipende direttamente:

- $CP$  fattore di carico utile,  $< 1$ ;
- $P_f$  perdite ai fumi;
- $P_d$  perdite al mantello della caldaia;
- $P_{fbs}$  perdite ai fumi a bruciatore spento.

$$\eta_{tu} = f(C_p, P_f, P_d, P_{fbs}^*)$$



<sup>8</sup>La norma UNI 10348 prende in considerazione come generatori di calore le *pompe di calore* oltre alle caldaie. Questi sistemi, che trasformano in energia termica il lavoro meccanico di un motore elettrico, vanno considerati separatamente.

si nota che il rendimento delle caldaie moderne, dotate di bruciatore *modulante*, ha un andamento decisamente piu' favorevole al diminuire di  $CP$ . Per calcolare l'esatto valore di  $CP$ :

$$CP = \frac{Q_u}{Q_{un}} = \frac{Q_u}{\Phi_n \tau_A N}$$

dove

$Q_{un}$  = potenza utile nominale

$\Phi_n$  = potenza nominale della caldaia

$\tau_A$  = tempo di accensione in un giorno

$N$  = numero di giorni di accensione nel periodo in cui si valuta il  $Q_{hvs}$  (per il metodo A il mese, per il B l'intera stagione)

Si ricorda infine che, noto il valore di  $Q_c$ , si arriva a  $Q$ , fabbisogno di energia primaria necessaria al riscaldamento durante tutta la stagione:

$$Q = Q_c + \frac{Q_{aux}}{\eta_{sen}} = Q_c + \frac{Q_{po} + Q_{bruc}}{\eta_{sen}}$$

## 1.6 Calcolo dei termini di $Q_{hvs}$

Si é visto che

$$Q_{hvs} = (Q_L - Q_{se}) - \eta_u(Q_{si} + Q_i)$$

questa formula va bene per *impianti continui*, mentre per *impianti ad intermittenza* la legge 10/91 prevede anche un'ulteriore modalita' di funzionamento che é l'*attenuazione*

INTERMITTENZA = spegnimento effettivo del generatore per un periodo di tempo

ATTENUAZIONE = riduzione del calore prodotto con conseguente calo della temperatura interna  $\theta_i \leq 20 - 4^\circ C$ .

In caso di intermittenza, si ha

$$Q_{hvs} = K((Q_L - Q_{se}) - \eta_u(Q_{si} + Q_i))$$

$K = 1$  per impianti CONTINUI

per impianti ad intermittenza, secondo la norma UNI 10344,

$$K = f(t_c, n_{ag}, n_{dg}) > 1$$

dove

$t_c$  é la **costante di tempo dell'edificio**, che serve anche nella determinazione di  $\eta_u$ , in quanto anche in questo caso sono influenti le caratteristiche *dinamiche* dell'edificio stesso.

$n_{ag}$  é il numero di ore di spegnimento o attenuazione notturne (dalle 16,00 alle 8,00), nell'arco di una giornata<sup>9</sup>.

$n_{dg}$  é il numero di ore di spegnimento o attenuazione diurne (dalle 8,00 alle 16,00).

Nel caso in cui  $Q_{hvs}$  sia determinato con riferimento alla stagione, con il metodo B,  $Q$  é riferito al fabbisogno di *energia primaria* nell'arco di una stagione. Con il metodo A invece é semplicemente la somma di tutti i contributi mensili.

<sup>9</sup>L'Eventuale intermittenza settimanale (negozi, uffici) viene considerata ampliando proporzionalmente l'intermittenza giornaliera (UNI 10344)

### 1.6.1 Calcolo di $Q_L$ , energia termica scambiata per trasmissione e ventilazione

$$Q_L = (Q_T + Q_G + Q_U + Q_A) + Q_V$$

$Q_T$  = energia trasmessa direttamente verso l'esterno da pareti, finestre, porte.

$Q_G$  = energia trasmessa passando attraverso il terreno

$Q_U$  = energia trasmessa attraverso i vani non riscaldati

$Q_A$  = energia trasmessa attraverso i vani a temperatura costante diversa da quella interna (es. cella frigorifera)

$Q_V$  = energia scambiata per ventilazione.

Ora, in particolare

- energia trasmessa direttamente verso l'esterno da pareti, finestre, porte:

$$Q_T = H_T \Delta \theta \Delta \tau$$

dove

$H_T$  = coefficiente di dispersione (potenza dispersa per unità' di salto termico)

$$H_T = \sum_{j=1}^w U_j A_j + \sum_{i=1}^p \psi_i L_i$$

$\Delta \theta$  = salto termico

$$\Delta \theta = \theta_i - \theta_{em}$$

$\theta_{em}$  = temperatura esterna media nel periodo considerato

$\Delta \tau$  = intervallo di tempo in secondi su cui si valuta la  $Q_T$ .

$$\Delta \tau = 3600 * 24 * N$$

con N numero di giorni di riscaldamento.

- energia trasmessa passando attraverso il terreno:

$$Q_G = H_G \Delta \theta_s \Delta \tau$$

$H_G$  = coefficiente di dispersione *attraverso il terreno* (potenza dispersa per unità' di salto termico), trattato nella UNI10346 e nella più recente UNI EN 13370.

$\Delta \theta$  = salto termico

$$\Delta \theta = \theta_i - \theta_{ems}$$

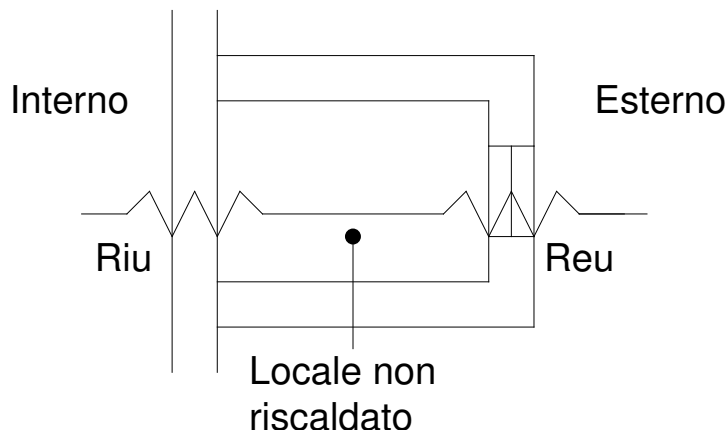
$\theta_{ems}$  = temperatura esterna media *stagionale*, poiché la presenza di una massa molto grande (terreno) sfasa l'onda termica

- energia trasmessa attraverso i vani non riscaldati:

$$Q_U = H_{ie} \Delta \theta \Delta \tau$$



$H_{ie}$  = coefficiente di dispersione tra interno ed esterno (potenza per unità di salto termico) calcolata con analogia elettrica.



$$R_{ie} = R_{iu} + R_{ue}$$

$R_{iu}$  è la resistenza interno/ vano non riscaldato,  $R_{ue}$  è la resistenza vano non riscaldato/ esterno. Quindi si ottiene  $H_{ie}$ :

$$H_{ie} = \frac{1}{R_{ie}}$$

posto inoltre

$$H_{iu} = \frac{1}{R_{iu}} ; H_{ue} = \frac{1}{R_{ue}}$$

si ottiene

$$H_{ie} = \frac{H_{iu}H_{ue}}{H_{iu} + H_{ue}}$$

e, separando i termini di trasmissione da quelli di ventilazione, si può scrivere

$$H_{iu} = H_{T,iu} + H_{V,iu}$$

$$H_{ue} = H_{T,ue} + H_{V,ue}$$

in questo modo si può valutare il peso della dispersione attraverso il locale non riscaldato nell'ambito della dispersione globale (es. vano scale).

$\Delta\theta$  = salto termico

$$\Delta\theta = \theta_i - \theta_{em}$$

$\theta_{em}$  = temperatura esterna media nel periodo considerato

- energia trasmessa attraverso i vani a temperatura costante diversa da quella interna (es. cella frigorifera) :

$$Q_U = H_A \Delta\theta_A \Delta\tau$$

$H_A$  = (potenza per salto termico), anche in questo caso può essere vista come somma di trasmissione e ventilazione:

$$H_A = H_{T,A} + H_{V,A}$$

$\Delta\theta_A$  = salto termico

$$\Delta\theta = \theta_i - \theta_A$$

$\theta_A$  = temperatura del locale a temperatura fissa.

- energia scambiata per ventilazione

$$Q_V = H_V \Delta \theta \Delta \tau$$

$H_V$  = coefficiente di dispersione per ventilazione, rappresentato come flusso di entalpia per unità di salto termico, che si riduce a portata massica per calore specifico a pressione costante.

$$H_V = \dot{m}_V c_p = \rho \dot{V} c_p$$

poiché  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$  e  $c_p = 1,006 \text{ kJ/kgK}$ , ed inoltre  $\dot{V} = nV$ , si può scrivere

$$H_V = 0,34 n V$$

con  $n$  numero di ricambi d'aria orari.

### 1.6.2 Calcolo di $Q_{se}$ , $Q_{si}$ , $Q_i$ , termini relativi agli apporti gratuiti

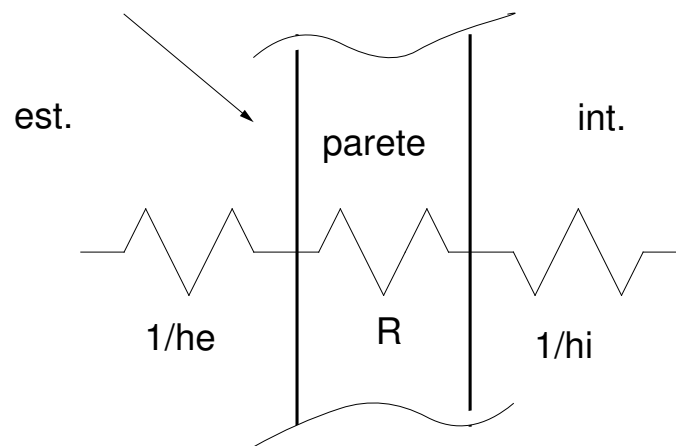
I contributi degli apporti gratuiti sono dunque di tre tipi:

- $Q_{se}$  = contributo della radiazione solare sulle *pareti esterne opache*:

$$Q_{se} = \Delta \tau \sum_{i=1}^e q_{si} A_{ei}$$

dove  $e$  è il numero di pareti esterne. Per la generica  $i$ -esima parete si ha

$$Q_{se} = \Delta \tau q_s A_e$$



$\Delta \tau$  = periodo di tempo in secondi

$A_e$  = area equivalente superfici opache

$$A_e = F_o F_s F_{er} A$$

può accadere che le pareti esterne opache siano ombreggiate da ostacoli (alberi, altri edifici, etc...): si introducono quindi i due *fattori di schermatura*,  $F_o$  (per gli schermi esterni) ed  $F_s$  (per schermi che fanno parte dell'edificio). Inoltre si corregge l'apporto radiativo solare per tener conto dello scambio per irraggiamento con la volta celeste mediante il coefficiente  $F_{er}$ .  $A$  è naturalmente l'area della generica parete.

$q_s$  = flusso termico medio che colpisce la parete esterna

$$q_s = \alpha I \frac{U}{h_e}$$

dove

$\alpha$  = *coefficiente di assorbimento*

$I$  = *irradianza media* sull'intervallo di tempo. E' una potenza su unita' di superficie [ $W/m^2$ ] La potenza termica colpisce la superficie opaca, con coefficiente di trasmissione nullo, e si hanno dunque solo *assorbimento e riflessione*, che sono complementari ad uno.

$U$  = *trasmittanza* della parete

$h_e$  = coefficiente di scambio convettivo esterno, che puo' essere relazionata alle resistenze specifiche esterna ( $R_e''$ ) e totale ( $R_{tot}''$ ):

$$\frac{U}{h_e} = \frac{R_e''}{R_{tot}''}$$

- $Q_{si}$  = contributo della radiazione solare che passa le finestre:

$$Q_{si} = \Delta\tau \sum_{j=1}^w q_{sj} A_{ej}$$

dove  $w$  é il numero delle finestre. L'energia entrante é naturalmente legata alla superficie equivalente delle finestre,

$$A_{ej} = F_{sj} F_{cj} F_{bj} g A_j$$

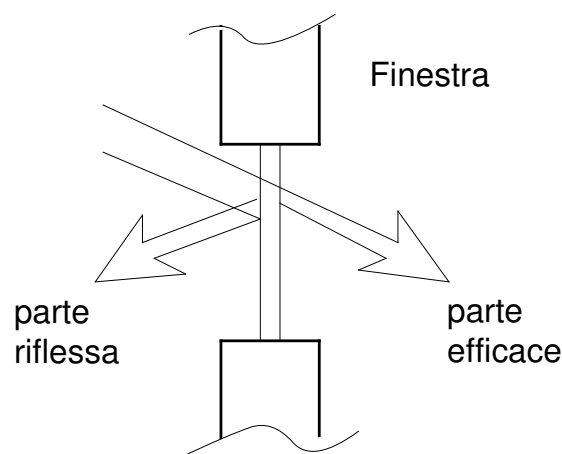
dove

$F_{sj}$  = *fattore di riduzione per gli schermi esterni estranei all'edificio*

$F_{cj}$  = *fattore di riduzione per gli schermi esterni (aggetti, terrazze) ed interni (tende)*

$F_{bj}$  = *fattore per la riduzione dell'area trasparente dovuta al telaio*

$g$  = *parte efficace* del flusso termico



$A_j$  = area del foro della finestra

nei climi settentrionali,  $Q_{se} < 10\% \text{ del } Q_{si}$ .  $Q_{si}$  rimane comunque importante, ed é tanto piu' alto quanto piu' isolate sono le pareti dell'edificio.

- $Q_i$  = contributo gratuito dovuto all'illuminazione, elettrodomestici, piano cottura, etc, che producono calore all'interno dell'edificio. Esso risulta essere vicino alla potenza di targa di ogni apparecchio per il tempo di utilizzo.

$$Q_i = \sum_j Q_{ij}$$

se non é quantificabile, la norma impone di assumere

$$Q_i = 4 A_{pavimento} [W]$$

### 1.6.3 Calcolo di $\eta_u$ , fattore di utilizzo degli apporti gratuiti

E' un coefficiente riduttivo:

$$\eta_u = \frac{1 - \gamma^\tau}{1 - \gamma^{\tau+1}}$$

dove

$$\gamma = \frac{\text{guadagni}}{\text{dispersioni}} = \frac{Q_{si} + Q_i}{Q_i - Q_{se}}$$

$$\tau = 1 + \frac{t_c}{16}$$

dove

$t_c$  = costante di tempo dell'edificio per un giorno, ovvero prodotto della costante termica dell'edificio per la resistenza termica.

$$t_c = \frac{C}{H_k 3600}$$

con

$C$  capacita' termica dell'edificio

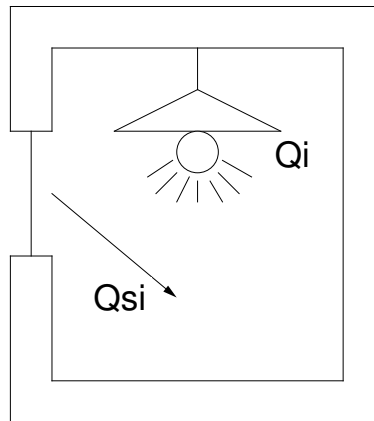
$$C = \sum_{j=1} A_j m_j c_j$$

dove  $A$  é l'area della parete,  $m$  la massa efficace (ovvero la parte della massa della parete che accumula energia nell'arco della giornata, calcolata come prodotto della densita' per la profondita' di penetrazione dell'onda termica) e  $c$  il calore specifico;

$H_k$  = coefficiente di dispersione globale dell'edificio, ricavato dall'energia dispersa  $Q_L$ :

$$H_k = \frac{Q_L}{\Delta\theta \Delta\tau}$$

### 1.6.4 Nota sul calcolo della capacita' termica C



Un'appendice della UNI 10344 fornisce una formula semplificata per il calcolo della capacita' termica dell'edificio:

$$C = c M$$

con  $c = 1000 \text{ J/kgK}$ ,

$$M = m A_T$$

dove

$m$  = massa areica, da tabella in funzione del tipo di edificio

$A_T$  = area delle superfici che partecipano all'accumulo (superfici rivolte verso l'ambiente in cui si manifestano gli apporti gratuiti)

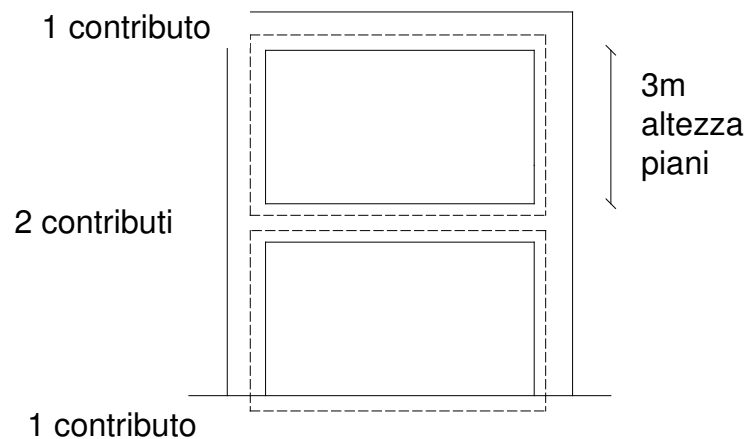
$$A_T = A_d + \frac{2V}{3} \frac{n_p - 1}{n_p}$$

con

$A_d$  = *area disperdente* (area delle superfici rivolte verso l'esterno) la stessa area che compare nel rapporto di forma ( $S/V$ )

$n_p$  = numero di piani dell'edificio

$V$  = volume dell'edificio



### 1.6.5 Nota sul calcolo dei ponti termici

Si tratta di calcolare il valore di  $\psi_L$ , che nella UNI 7357 (foglio aggiuntivo 3) viene chiamato  $k_l$ . Ad esempio, considerando una parete con pilastro in c.a. (calcestruzzo armato), si nota che la trasmittanza  $U$  della parte stessa è diversa da quella del pilastro, e se ne tiene conto introducendo un ponte termico. Nel caso in esempio, se chiamiamo  $R_1$  la resistenza della parete e  $R_2$  quella del pilastro, si possono considerare i due contributi alla dispersione totale separatamente, come se fossero due pareti distinte (trascurando dunque lo scambio termico all'interfaccia). Di fatto si compie un *media pesata*:

$$U_m = \frac{U_1 A_1 + U_2 A_2}{A_1 + A_2} = \frac{U_1 (HL - L \cdot s) + U_2 H \cdot s}{HL}$$

con  $H$  e  $L$  altezza e larghezza della parete,  $S$  larghezza pilastro. Il flusso termico scambiato risulta dunque

$$\phi = \phi_1 + \phi_2 = (U_1 A_1 + U_2 A_2) (\theta_i - \theta_e)$$

Nel caso invece di pilastro in uno spigolo, si prende semplicemente un  $k_l^*$  trasmittanza lineare,  $\psi_l = k_l^* = 0,45 s$ , con  $s$  spessore del pilastro. La relazione tiene conto delle caratteristiche termofisiche del cls (calcestruzzo) anche se non compaiono esplicitamente. Da notare infine che il ponte termico va calcolato per ogni lato: nel caso dello spigolo esaminato va contato dunque due volte, una per la parete a destra ed una per la parete a sinistra.

## 1.7 Calcolo del FEN con il metodo B, stagionale

Il calcolo del FEN, si è visto, può essere ricondotto alla determinazione del  $Q_{hvs}$ :

$$FEN = \frac{Q}{V(N\Delta\theta)} \S = \frac{Q_{hvs}}{\eta_g V N \Delta\theta}$$

$$Q_{hvs} = k [F_{il} * (Q_L - Q_{se}) - \eta_u F_{ig} * (Q_{si} + Q_i)]$$

trascurando il termine  $Q_{se}$  come previsto dal metodo B e per il funzionamento in semplice intermittenza, cioè spegnimento senza attenuazione ( $k = 1$ ), si può scrivere:

$$Q_{hvs} = F_{il} * (H_T + H_G + H_U + H_A + H_V) \Delta\theta \Delta\tau - \eta_u F_{ig} * (Q_{si} + Q_i)$$

e dividendo per  $V \Delta\tau$ :

$$\frac{Q_{hvs}}{V \Delta\tau} = \frac{F_{il} * (H_T + H_G + H_U + H_A + H_V) \Delta\theta \Delta\tau}{V \Delta\tau} - \frac{\eta_u F_{ig} * (Q_{si} + Q_i)}{V \Delta\tau}$$

e poiché

$$C_d = \frac{\Phi_d}{V(\theta_i - \theta_e)} \approx \frac{(H_T + H_G + H_U) \Delta\theta_p}{V \Delta\theta_p} + \frac{H_A \Delta\theta_p}{V \Delta\theta_p}$$

allora, trascurando  $H_A$

$$(H_T + H_G + H_U) = C_d V$$

Inoltre, si è visto che  $H_V = 0,34nV$ , con  $n$  numero di ricambi orari. Si ottiene una nuova espressione:

$$Q_{hvs} = [(C_d + 0,34n) \Delta\theta_{stag} + (\eta_u)_{stag} \left( \frac{Q_i + Q_{si}}{V \Delta\tau} \right)] V \Delta\tau$$

e, definendo due nuovi indici

- $\Theta_e =$  indice volumico degli apporti gratuiti,

$$\Theta_e = \frac{Q_i + Q_{si}}{V\Delta\tau} = \frac{\sum q_i}{V} + \frac{\sum q_s A_e}{V}$$

- $C_{ge} =$  coefficiente globale di dispersione energetico/volumico, in pratica il  $C_d$  corretto con il termine di ventilazione.

$$C_{ge} = \frac{H_T + H_U + H_G + H_V + H_A \frac{\Delta\theta_A}{\Delta\theta_S}}{V} \approx C_d + 0,34n$$

dove  $\Delta\theta_A$  é la differenza di temperatura tra il vano riscaldato e quello a temperatura costante, mentre  $\Delta\theta_S$  é la differenza di temperatura media stagionale.

Si ottiene così l'espressione seguente

$$Q_{hvs} = \Delta\tau V [F_{il} C_{ge} (\theta_i - \theta_{es}) - (\eta_u)_{stag} F_{ig} \theta_e]$$

con

$F_{il} =$  fattore di riduzione delle perdite per intermittenza

$F_{ig} =$  fattore di riduzione degli apporti gratuiti per intermittenza

### 1.7.1 Calcolo del FEN limite

Una volta calcolato il FEN, lo si deve confrontare con il valore fissato per legge (DPR 412/93): si deve avere

$$FEN < FEN_{lim}$$

$$FEN_{lim} = [(Cd_{lim} + 0,34n) - K_u \left( \frac{0,01 I_m^* + a}{\Delta\theta} \right)] \frac{86,4}{\eta_{g,min}} [kJ/m^3 GG]$$

dove

$K_u =$  fattore di utilizzo degli apporti gratuiti;

$I_m^* =$  irradianza giornaliera media stagionale sul piano orizzontale, dei mesi interamente compresi nel periodo di riscaldamento;

$a =$  apporti interni gratuiti per unità di volume;

## 1.8 Scambio termico attraverso il terreno

Gli scambi termici tra l'interno dell'edificio e l'esterno, passando attraverso il terreno, hanno carattere tridimensionale, ed in generale possono essere calcolati con la seguente espressione:

$$Q_G = H_G \Delta\theta_s \Delta\tau$$

dove

$H_G =$  coefficiente di dispersione attraverso il terreno

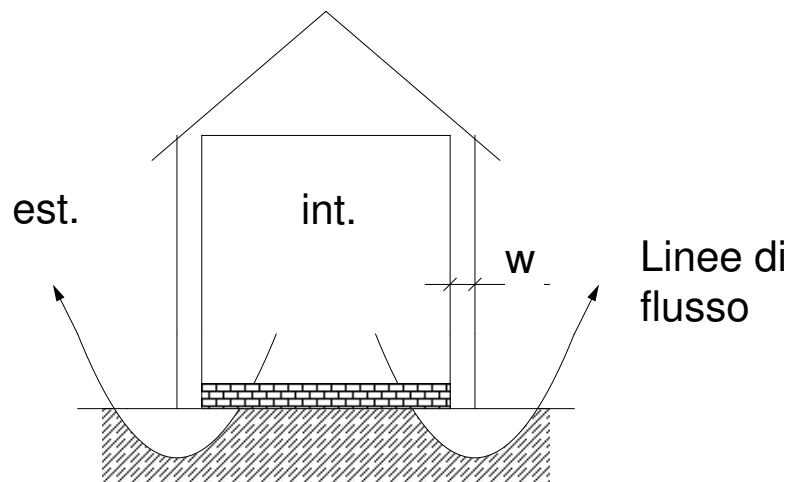
Il calcolo di  $H_G$  è presentato nella norma UNI 10346 e con più dettaglio dalla più recente UNI EN 13370. Esse prendono in esame 3 diversi casi ai quali si devono ricondurre eventuali altri casi:

**pavimento appoggiato sul terreno;**

- **pavimento su spazio aerato**, o vuoto sanitario;
- **pavimento di vano interrato.**

In queste norme viene introdotta la dimensione caratteristica del pavimento  $B'$  definita come  $B' = 2A/P$  dove  $P$  rappresenta il perimetro del pavimento e  $A$  l'area.

### 1.8.1 Pavimento appoggiato sul terreno



Per questa situazione si pone:

$$H_G = U A \rightarrow U = \frac{H_G}{A} = \frac{AU_0 + \Delta\phi P}{A}$$

con:

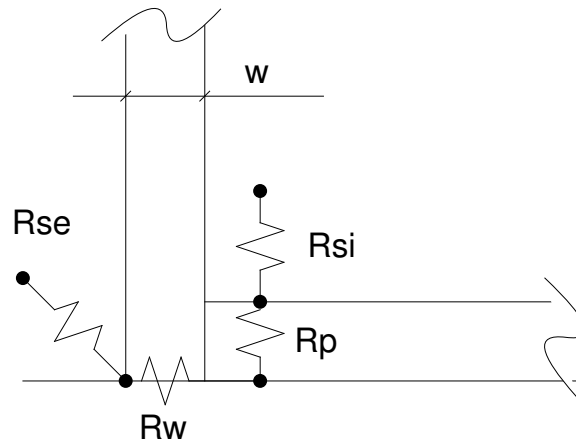
- $P$  perimetro del pavimento

$U_0$  = trasmittanza della struttura pavimento

$$U_0 = \frac{2\lambda}{\pi B' + d_t} \ln\left(\frac{\pi B'}{d_t} + 1\right)$$

- $\lambda$  =conduttività termica del terreno
- $B'$  =dimensione caratteristica del pavimento,  $B' = 2A/P$
- $d_t$  =spessore equivalente del terreno. Rappresenta la resistenza termica degli strati di pavimento e del terreno assieme.





dove:

- $d_t = w + \lambda(R_{si} + R_p + R_{se})$  con  $R_{si}$  resistenza superficiale interna,  $R_p$  resistenza del pavimento,  $R_{se}$  resistenza superficiale esterna,  $w$  spessore delle pareti perimetrali. Un alto valore di  $d_t$  implica alta resistenza termica tra interno ed esterno:

$$d_t < B' \rightarrow \text{pavimenti scarsamente isolati}$$

-

$$d_t > B' \rightarrow \text{pavimenti ben isolati}$$

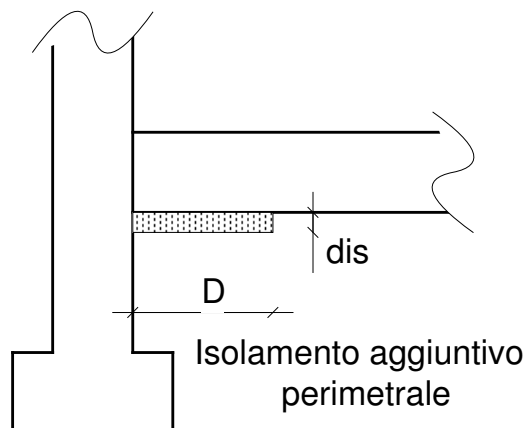
in quest'ultimo caso la formula per il calcolo di  $U_0$  si semplifica notevolmente:

$$U_0 = \frac{\lambda}{0,457 B' + d_t}$$

- $\Delta\phi$  = coefficiente che considera un eventuale isolamento aggiuntivo sul perimetro (tipico dei climi nordici).

$\Delta\phi < 0$ , perché contribuisce ad eliminare il ponte termico

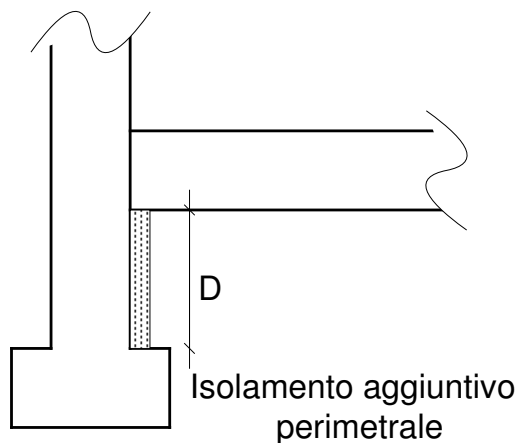
$$\Delta\phi = -\frac{\lambda}{\pi} \left[ \ln\left(\frac{D}{d_t} + 1\right) - \ln\left(\frac{D}{d_t + R'\lambda} + 1\right) \right]$$



-  $R'$  =resistenza aggiuntiva dovuta allo strato di isolante in piu'.

$$R' = \frac{d_{is}}{\lambda_{is}} - \frac{d_{is}}{\lambda}$$

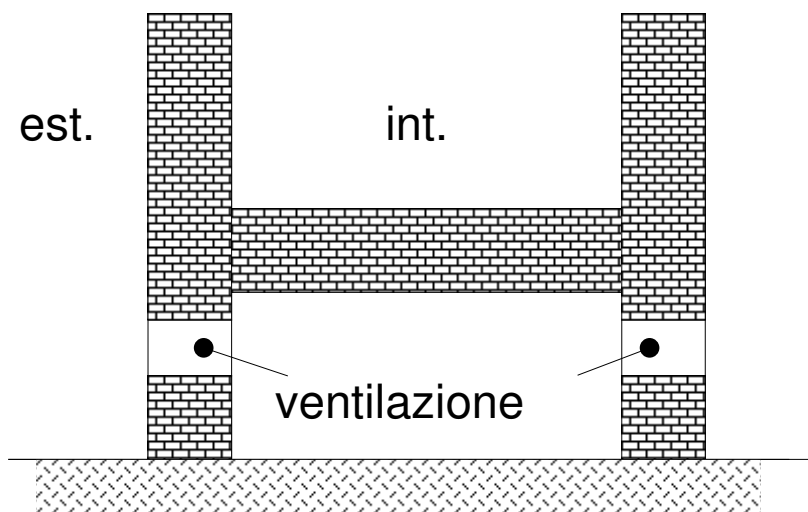
l'isolamento perimetrale puo' anche essere verticale;



in questo caso

$$\Delta\phi = -\frac{\lambda}{\pi} \left[ \ln\left(\frac{2D}{dt} + 1\right) - \ln\left(\frac{2D}{dt + R'\lambda} + 1\right) \right]$$

### 1.8.2 Pavimento su spazio aerato



L'aria sottostante non va trattata come un isolante, ma come un'intercapedine. Si definisce la trasmittanza dovuta al contributo del solaio unito a quello dello spazio areato:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_p} + \frac{1}{U_x}}$$

$\frac{1}{U_x}$  é la somma delle resistenze dovute alla trasmissione attraverso il terreno (primo termine della somma sottostante), attraverso il muro (secondo termine) ed alla ventilazione (terzo termine).

$$U_x = U_G + 2zU_w \frac{1}{B'} + 1450\epsilon v \frac{f_v}{B'}$$

$\varepsilon$  = area dell'apertura per ventilazione su metro lineare di perimetro [ $m^2/m$ ]

$v$  = velocità del vento media a 10m, da UNI 10349

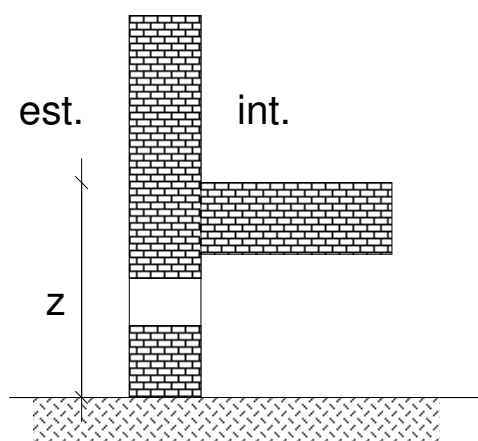
$f_v$  = coefficiente di protezione al vento, da UNI 10346:  $f_v = 0,02$  in centri abitati,  $f_v = 0,05$  in periferia,  $f_v = 0,10$  in zone rurali.

$U_G$  = trasmittanza col terreno,

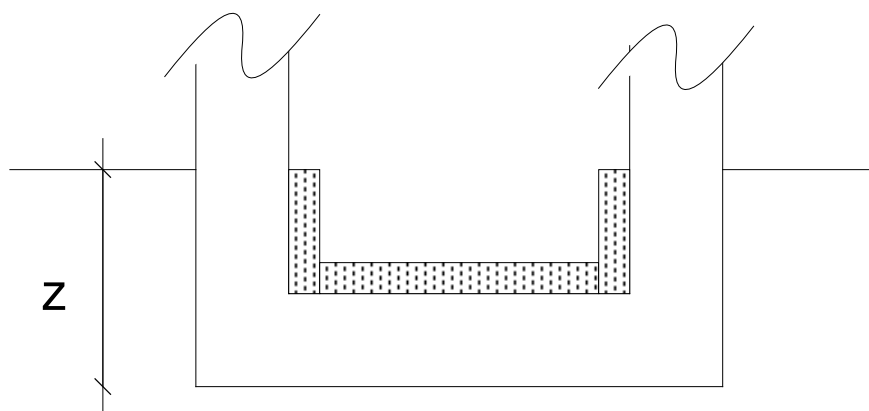
$$U_G = \frac{2\lambda}{\pi B' + dt} \ln\left(\frac{\pi B'}{dt} + 1\right)$$

$U_w$  = trasmittanza delle pareti verticali

1450 é il prodotto  $\rho c_p$ .\*



### 1.8.3 Pavimento interrato



Si ricorda che in questo caso per il calcolo delle potenze la norma di riferimento é la UNI 7357, mentre per i consumi la UNI 10346. Si ha:

$$H_G = AU_p + zU_wP$$

dove

Per pavimenti poco isolati  $dt + \frac{z}{2} < B'$

$$U_p = \frac{2\lambda}{\pi B' + dt + \frac{z}{2}} \ln\left(\frac{\pi B'}{dt + \frac{z}{2}} + 1\right)$$

Per pavimenti ben isolati  $dt + \frac{z}{2} > B'$

$$U_p = \frac{\lambda}{0,457 B' + dt + \frac{z}{2}}$$

di fatto sono le stesse formule viste in precedenza, corrette con il termine  $\frac{z}{2}$ .

per le pareti

$$U_w = \frac{2\lambda}{\pi z} \left(1 + \frac{dt/z}{dt + z}\right) \ln\left(\frac{z}{dw} + 1\right)$$

con  $dw = w + \lambda(R_{si} + R_w + R_{se})$

## 1.9 Calcolo del rendimento globale medio stagionale

Si vuole garantire che il sistema di riscaldamento funzioni con un buon rendimento non solo al carico di progetto, ma anche ai carichi parziali durante tutta la stagione invernale. Perciò si definisce:

$$\eta_g = \frac{Q_{hvs}}{Q}$$

$Q_{hvs}$  = fabbisogno richiesto dall'edificio per essere riscaldato

$Q$  = spesa totale per il riscaldamento.

Si tratta dunque di verificare che tale rendimento superi il valore minimo fissato per legge:

$$\eta_g > \eta_{g,min}$$

$$\eta_{g,min} = 65 + 3\log(P_n)$$

con  $P_n$  potenza nominale dell'impianto. si vede che al crescere della potenza cresce anche il rendimento minimo: ad esempio, se per una caldaia da 10 kW  $\eta_{g,min} = 68\%$ , per una da 20 kW  $\eta_{g,min} = 74\%$ .

**Osservazione: sostituzione della caldaia:**

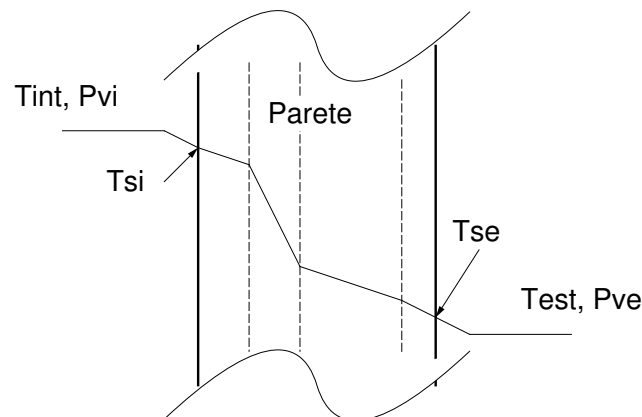
Nel caso di sostituzione della caldaia, si possono omettere le verifiche di Cd e FEN, se la potenza nominale della nuova è uguale o inferiore alla vecchia. Bisogna comunque verificare i rendimenti di combustione in esercizio. Se la nuova potenza installata è invece superiore, bisogna svolgere le stesse verifiche di un progetto nuovo, escludendo solamente il Cd.

## 1.10 Verifica termoigrometrica

La normativa su tale verifica esiste solamente a livello europeo, in quanto in Italia è stata bloccata. Si tratta di verificare che la diffusione del vapore attraverso le strutture avvenga correttamente, senza l'eccessiva formazione di condensa. La norma si divide in 2 parti:

- verifica della **condensa superficiale** all'interno

- verifica della **condensa interstiziale** sulle pareti esterne.



### 1.10.1 Verifica della condensa superficiale

I valori limiti per la condensa superficiale sono:

$$\phi_{si} < \begin{cases} 60\% & p_{vi} < 0,6p_s(\theta_{si}) & \text{per superfici sensibili alla corrosione} \\ 80\% & p_{vi} < 0,8p_s(\theta_{si}) & \text{per la formazione di muffe} \\ 100\% & p_{vi} < p_s(\theta_{si}) & \text{per i telai dei serramenti (presenza di liquido)} \end{cases}$$

dove

$\theta_{si}$  = temperatura superficiale interna

$p_s$  = pressione di vapore di saturazione

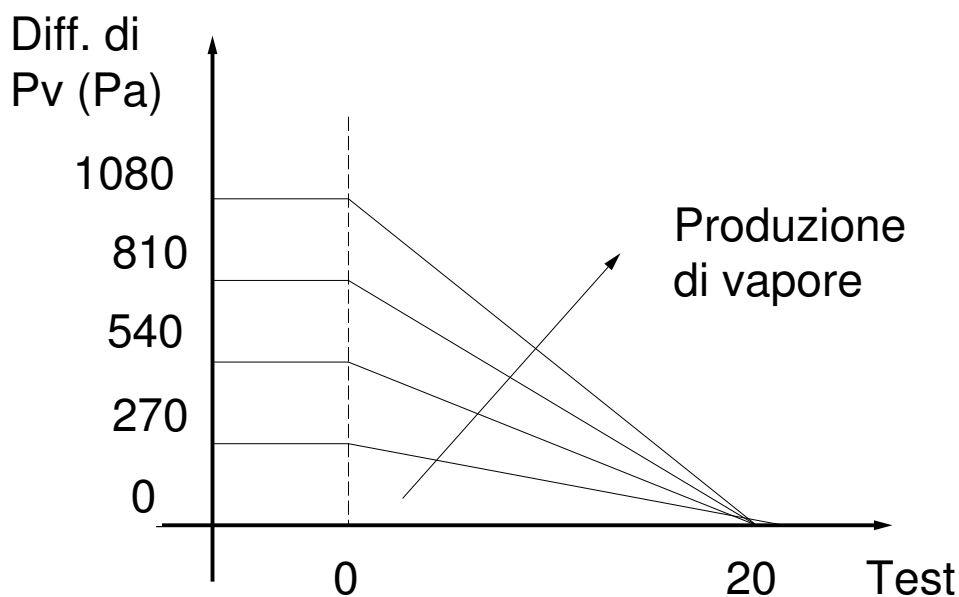
$p_{vi}$  = pressione di vapore interna

$$p_{vi} = p_{ve} + 1,25\Delta p_v$$

$$\Delta p_v = f(\theta_e, \text{destinazione d'uso})$$

1,25 coefficiente di sicurezza

Quando la  $\theta_e > 20^\circ\text{C}$  non occorre fare le verifiche, che comunque va eseguita mese per mese nella stagione di riscaldamento. I dati climatici delle diverse località si trovano sulla UNI 10349.



La destinazione d'uso influenza la produzione di vapore all'interno dell'edificio:

Produzione di vapore molto bassa (magazzini)

P.d.v. bassa (uffici)

P.d.v. media (alloggi poco affollati)

P.d.v. alta (alloggi molto affollati)

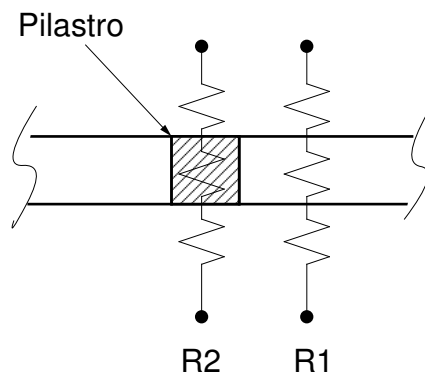
P.d.v. molto alta (locali speciali come cucine, lavanderie, piscine...)

Resta l'incognita della *temperatura superficiale interna*. La determinazione non é difficile nel caso di regime monodimensionale stazionario, pero' il calcolo si complica per la presenza di ponti termici. Si definisce quindi un **fattore di temperatura sulla superficie interna o fattore di resistenza interna**,  $f_{R_{si}}$ :

$$f_{R_{si}} = \frac{\theta_{si} - \theta_e}{\theta_i - \theta_e} = \frac{R_{si/e}}{R_{i/e}}$$

Quanto minore è  $f_{R_{si}}$  tanto minore sarà  $\theta_{si}$  e di conseguenza  $p_s(\theta_{si})$ . I valori minimi del fattore di resistenza si hanno in corrispondenza dei ponti termici, per il calcolo dettagliato del ponte termico si veda la UNI EN 10211-1, per quello semplificato (non ancora approvato) la UNI EN 10211-2.

*Esempio:* Ponte termico in parete con pilastro in c.a. se il pilastro ha una resistenza termica minore della parete, il flusso ha un percorso privilegiato attraverso il pilastro stesso. In questo caso si puo' usare il metodo semplificato, che non sempre risulta cautelativo.

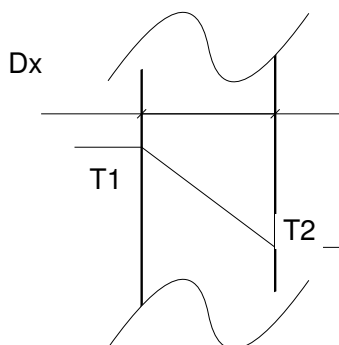


### 1.10.2 Verifica della condensa interstiziale

Si verifica mensilmente che dentro alle pareti esterne non ci sia formazione di condensa, che avviene quando la pressione di vapore supera in un certo punto quella di saturazione. Viene utilizzato il **metodo di Glaser**: si ipotizza un fenomeno *monodimensionale e stazionario*, in modo che si possano utilizzare relazioni simili a quelle della trasmissione del calore:

$$\phi'' = -\lambda \frac{d\theta}{dx} = -\lambda \frac{\Delta\theta}{\Delta x} \quad [W/m^2]$$

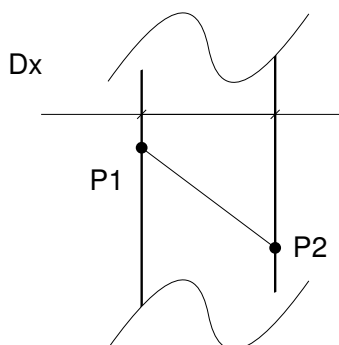
$\phi''$  è il flusso termico per unità di superficie, con  $\Delta\theta = \theta_1 - \theta_2$  salto di temperatura tra due strati di conduttività  $\lambda$  e distanza  $\Delta x$ .



In analogia a questa formula, si può scrivere il *flusso di vapore*  $g$ :

$$g = -\delta_p \frac{dp}{dx} = -\delta_p \frac{\Delta p}{\Delta x} \quad [kg/m^2 s]$$

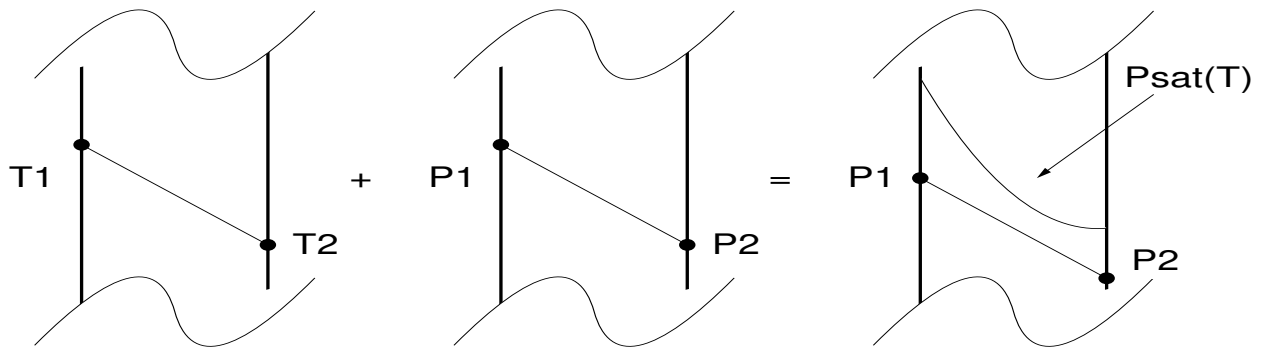
con  $\delta_p$  permeabilità al vapore,  $\Delta p = p_1 - p_2$  differenza di pressione di vapore tra due superfici.



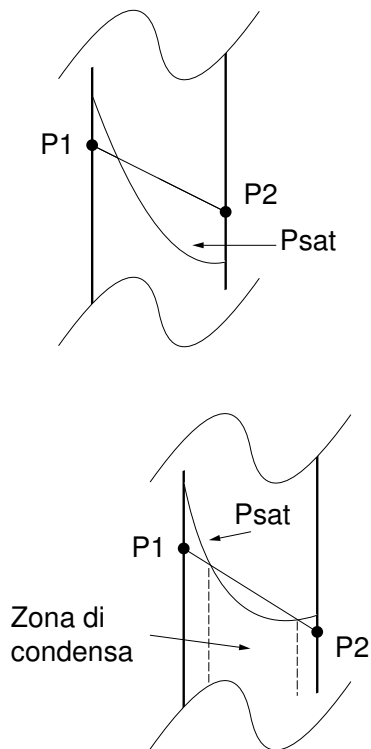
La condensazione inizia quando la pressione di vapore raggiunge quella di saturazione, che è funzione della temperatura. Quest'ultima però non è costante all'interno della parete, ma ha un andamento *lineare a tratti* se le proprietà dei materiali non dipendono dal contenuto di vapore. La press. di saturazione all'interno degli strati *non* è comunque lineare, in quanto

$$p_{sat} = 610,5 e^{\left(\frac{17,269\theta}{237,3+\theta}\right)}$$

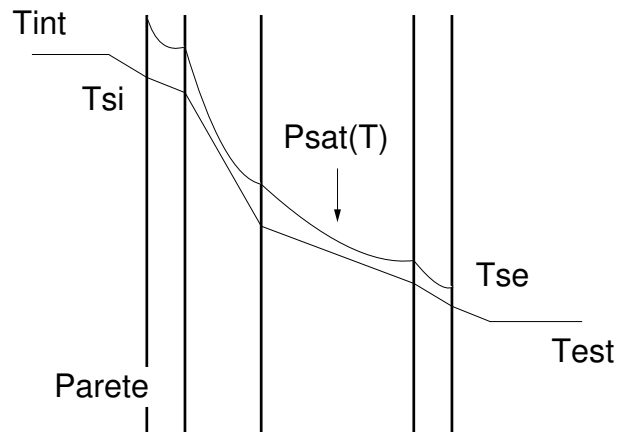
Unendo i due fenomeni descritti



La condensa inizia quando la retta delle  $p$  interseca la curva di  $p_{sat}$ . Questo dipende dalle temperature  $\theta_1$  e  $\theta_2$ .



L'analisi puo' essere svolta tracciando le  $P_{sat}$  su ogni strato:





si vede che ogni strato, in funzione della sua permeabilità al vapore  $\delta_p$  ha un suo andamento di  $p_{sat}(\theta)$ . La normativa, per semplificare il calcolo, introduce un *materiale fittizio*, che ha la permeabilità al vapore dell'aria: così per ogni strato di spessore  $\Delta x_j$  si determina uno **spessore d'aria equivalente**  $S_{dj}^*$  che ha la stessa resistenza al vapore.

$$\forall \text{ strato } \Delta x_j \rightarrow S_{dj}$$

$$\frac{\Delta x_j}{\delta_{p_j}} = \frac{S_{dj}}{\delta_p^{aria}}$$

da cui

$$S_{dj} = \frac{\delta_p^{aria}}{\delta_{p_j}} \Delta x_j$$

in questo modo tutta la parete risulta fatta dello stesso materiale, eliminando gli spigoli ed ottenendo così un andamento completamente lineare di  $p$ . Si assume che:

$$\delta_p^{aria} = 2 \cdot 10^{-10} [kg/(m \cdot sPa)]$$

e si definisce per il materiale  $j$  –esimo un fattore di resistenza al vapore:

$$\mu_j = \frac{\delta_{p_j^*}}{\delta_p^{aria}}$$

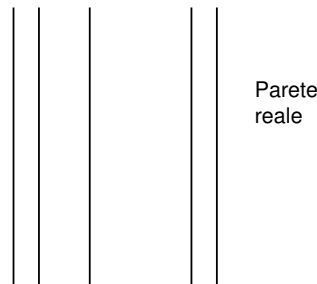
e dunque

$$S_{dj} = \mu_j \Delta x_j$$

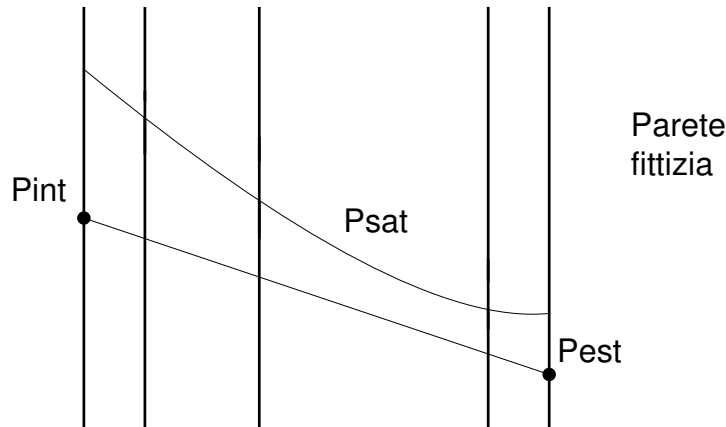
10

Nel caso ci sia interferenza tra andamento della pressione di vapore e della pressione di saturazione bisogna anche calcolare l'*accumulo di acqua*, verificando che sia inferiore al limite consentito e che venga evaporata nell'arco dell'anno. La norma dice di partire dal mese di ottobre, ipotizzando parete asciutta, e si procede mese per mese come segue:

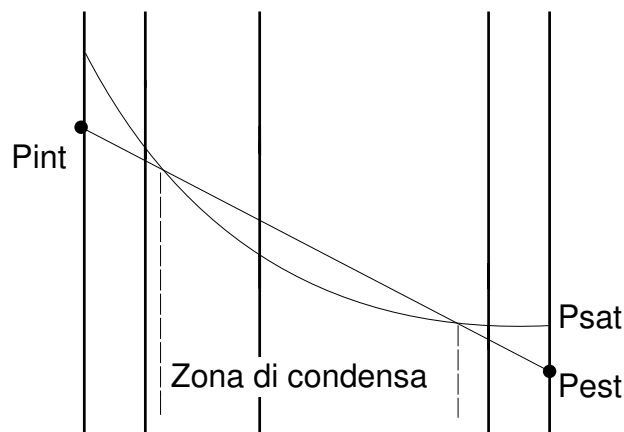
- si fissano  $\theta_i$ ,  $\theta_e$ ,  $p_i$  e  $p_e$  medie mensili, con  $p_i = p_e + 1,25\Delta p$
- si calcola l'andamento della temperatura  $\theta(x)$  nella parete reale;
- a ciascuno strato si fa corrispondere uno *strato d'aria equivalente*. Gli spessori equivalenti sono di solito maggiori di quelli reali perché ogni materiale ha permeabilità maggiore di quella dell'aria.
- sulla parete fittizia si traccia l'andamento di  $p_{sat}$  e delle  $p$ , il cui andamento ora è lineare su tutto lo spessore, essendo il materiale omogeneo.



<sup>10</sup>I valori di permeabilità al vapore dei materiali sono riportati sulla norma UNI 10351.



- Si verifica che non ci sia intersezione tra le due linee. In caso contrario occorre calcolare l'accumulo di condensa e si procede nel modo seguente:.



Si vede che l'intersezione avviene tra i punti 1 e 2. Se la condensazione prende più strati si assume che avvenga all'interfaccia, se invece avviene in un unico strato si assume nella mezzaria. Per calcolare l'accumulo si fa un bilancio tra il vapore che entra dalla faccia interna e quello che esce dalla esterna nel periodo considerato: **Flusso condensante:**

$$g_{cond 1} = \delta P_{aria} \left[ \left( \frac{P_i - P_{sat}(\theta_1)}{S_{d 1}} \right) - \left( \frac{P_{sat}(\theta_1) - P_{sat}(\theta_2)}{S_{d 2} - S_{d 1}} \right) \right]$$

$$g_{cond 2} = \delta P_{aria} \left[ \left( \frac{P_{sat}(\theta_1) - P_{sat}(\theta_2)}{S_{d 2} + S_{d 1}} \right) - \left( \frac{P_{sat}(\theta_2) - P_{sat}(\theta_3)}{distanza 1 - 2} \right) \right]$$

nel caso ci sia un'unica interfaccia di condensazione, si ha

$$g_{cond 1} = \delta P_{aria} \left[ \left( \frac{P_i - P_{sat}(\theta_1)}{S_{d 1}} \right) - \left( \frac{P_{sat}(\theta_1) - P_e}{S_{d tot} - S_{d 1}} \right) \right]$$

l'accumulo nel mese considerato risulta dunque

$$A_m = g_{cond} \Delta \tau_m \quad [kg/m^2]$$

con  $\Delta \tau_m$  tempo nel mese considerato. Per il mese seguente, se nel precedente c'era condensazione, in corrispondenza delle superfici di condensa si ha:

$$P = P_{sat}(\theta_{del \ mese \ successivo})$$

in pratica si considera l'acqua che si é formata il mese prima.

$$P_i = P_i(m + 1)$$

$$P_e = P_e(m + 1)$$

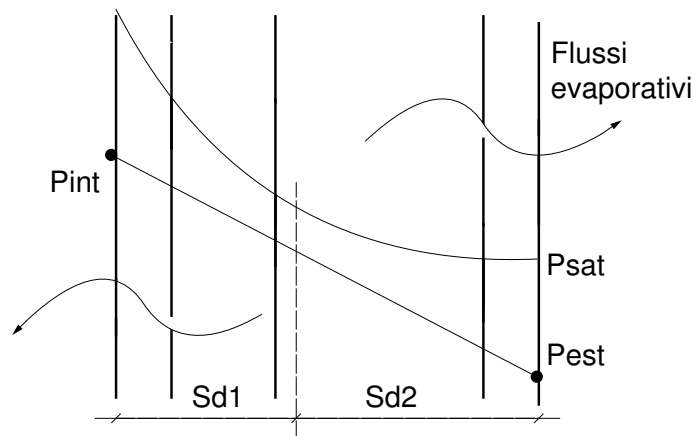
Dunque, se

$$P_{sat}(\theta_{m+1}) < P_i \rightarrow \text{continua a condensare}$$

$$P_{sat}(\theta_{m+1}) > P_i \rightarrow \text{si ha evaporazione}$$

Nel caso in cui l'accumulo continui, esso va sommato a quello del mese precedente; se la condensa finale supera i  $0,5 \text{ kg/m}^2$ , la parete é inaccettabile. Se invece non si supera tale valore bisogna comunque verificare che tutta la condensa evapori nel corso dell'anno, per avere ad ottobre la parete sempre asciutta:

$$g_{evaporato} = \delta P_{aria} \left[ \left( \frac{P_i - P_{sat}(\theta_1)}{S_{d1}} \right) - \left( \frac{P_{sat}(\theta_1) - P_e}{S_{d2}} \right) \right]$$



La condizione da rispettare é che

$$Em = g_{evaporato} \Delta \tau \geq A_{tot}$$

## 1.11 Posizionamento ottimale degli strati di isolante

Tipicamente, si utilizzano 3 tipi di installazione dell'isolante nella parete:

- **esterna:** soluzione recente (ultimi decenni), presenta costi alti, difficoltà di attuazione e meno durevole delle altre.
- **centrale:** piuttosto rara, esistono comunque delle soluzioni intermedie che si avvicinano al centro della parete.
- **interna:** tra le soluzioni possibili é la piu' utilizzata, ha costi bassi, é semplice da effettuare, e l'isolante ha limitati problemi di sostegno

Finora é stato considerato un comportamento dell'edificio di tipo *stazionario*, approssimando il fenomeno reale, che in realta' é di tipo *periodico*. Poiché il posizionamento dell'isolante influenza le caratteristiche *dinamiche* dell'edificio, valutiamone il comportamento:

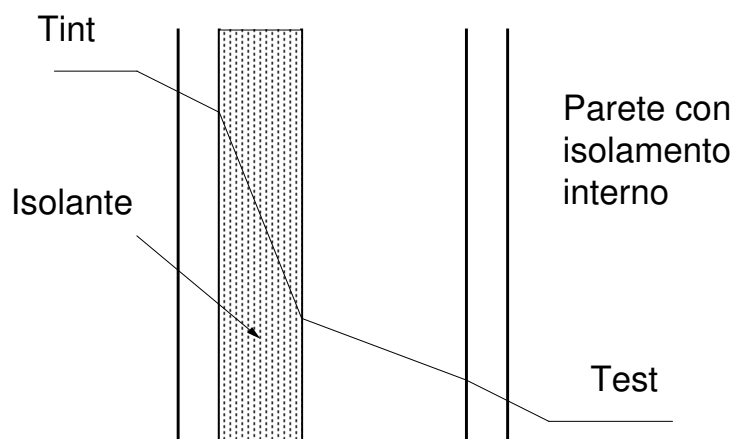
### 1.11.1 aspetti legati al comportamento termico ed igrometrico dell'edificio

Il problema igrometrico é legato a quello termico. I problemi nascono, come visto, quando la pressione di vapore supera quella di saturazione:

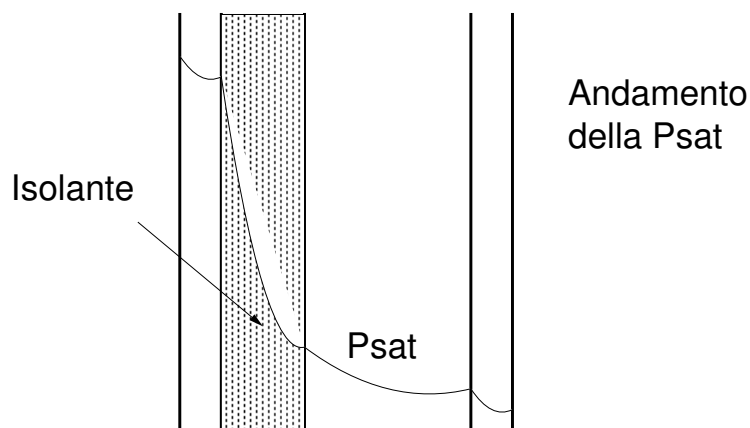
$$P_v > P_{sat}(\theta)$$

con  $P_v$ ,  $\theta$  e  $P_{sat}$  che diminuiscono dall'interno verso l'esterno. Il salto massimo di temperatura si ha in corrispondenza dello strato di isolante:

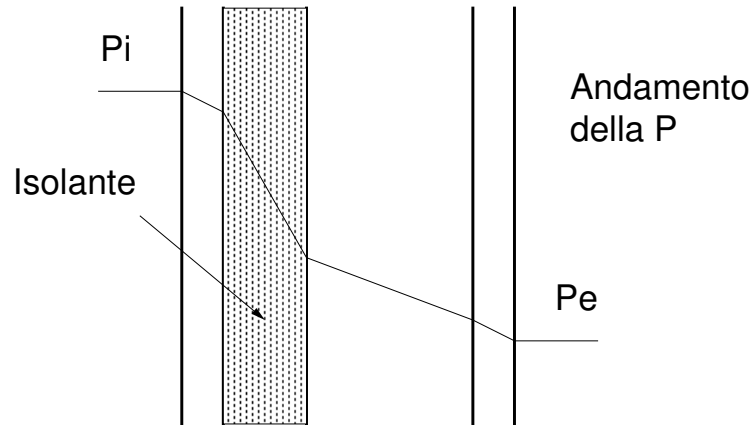
- **Isolamento interno:**



La pressione di saturazione segue l'andamento della temperatura:

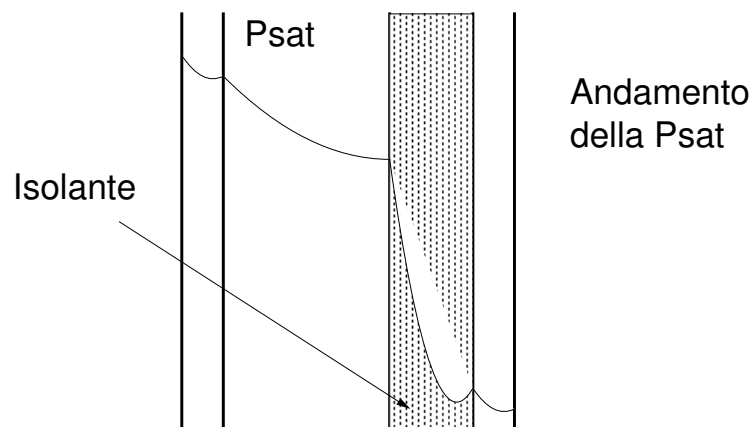
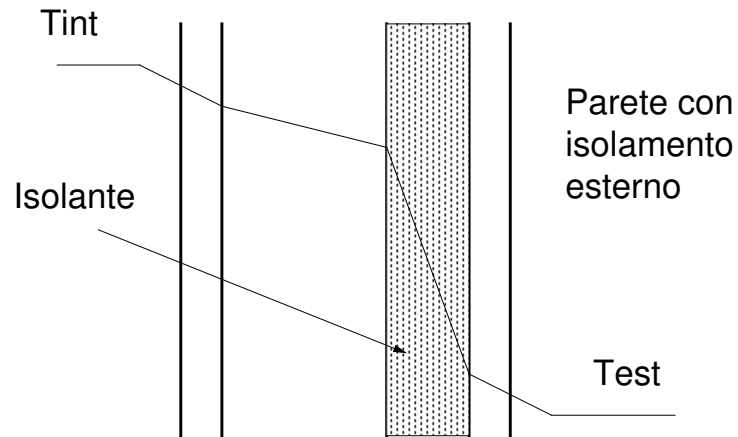


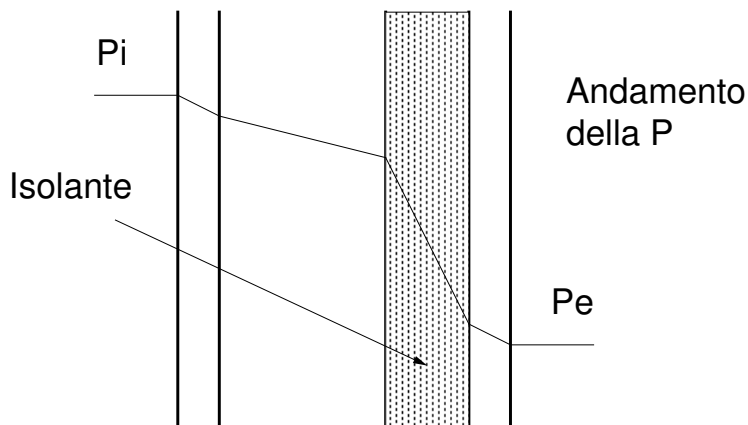
mentre la pressione di vapore é indipendente, ed ha un andamento in funzione della permeabilità al vapore di ogni strato  $\delta P$



Con l'isolamento interno la  $P_{sat}$  ha un valore basso nella maggior parte della parete, favorendo la condizione di condensa  $P_v > P_{sat}$ .

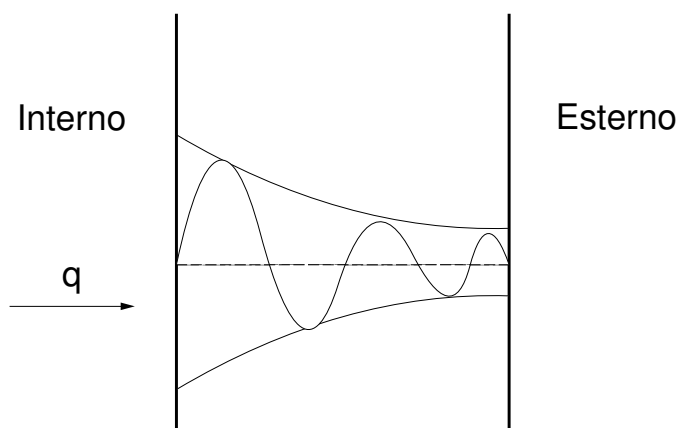
- Isolamento esterno:



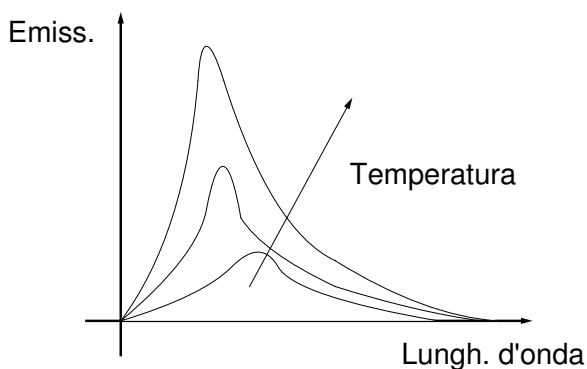


Con  $p_{sat}$  elevata nella maggior parte della parete, la condizione di saturazione si raggiunge piu' difficilmente, in regime stazionario.

In **regime periodico** invece si ha andamento di tipo *ondulatorio* della temperatura e del flusso termico (con periodo di oscillazione di 24 ore). L'irraggiamento solare é caratterizzato da piccole lunghezze d'onda  $\lambda$ , con un picco di radiazione fino a  $1 \mu m$ , secondo la legge di Wien  $\lambda_{max}T = cost = 2898\mu K$ , dove T nel caso del Sole vale 5700 K.



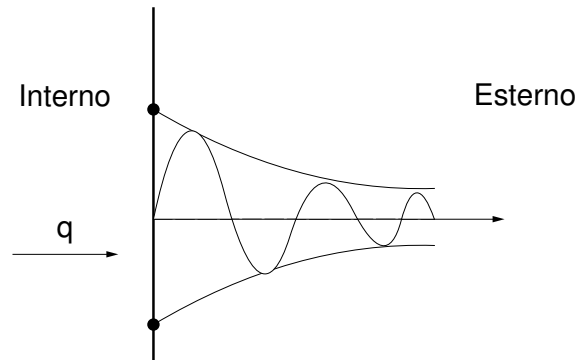
Nei periodi in cui manca il flusso si ha dispersione, mentre quando c'è irraggiamento si ha riscaldamento. La radiazione entra in gran parte dai vetri, che sono trasparenti alle basse lunghezze d'onda del Sole, ma opachi alle alte  $\lambda$  corrispondenti ai 300 K degli oggetti interni all'edificio: si ha dunque un *'effetto serra'*.



Nel caso di andamento periodico, si ha:

$$\theta_x = \theta_m + \Delta\theta e^{-\gamma x} \text{sen}(\omega\tau - \gamma x)$$

dove  $e^{-\gamma x}$  é il termine di attenuazione: man mano che si entra nel corpo si ha smorzamento dell'ampiezza dell'onda termica.



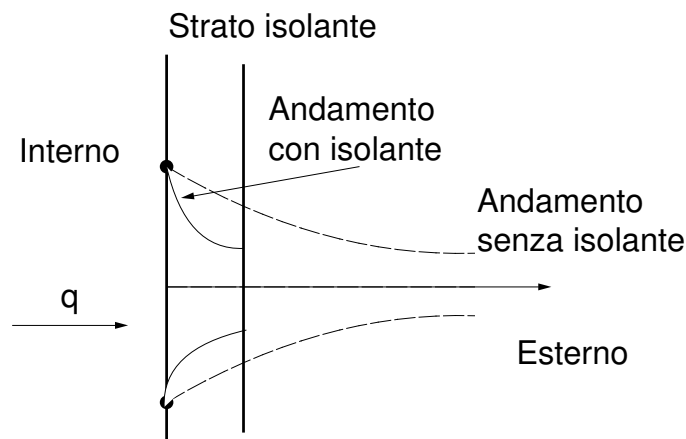
$$\gamma = \sqrt{\frac{\omega}{2a}} = \sqrt{\frac{\omega}{2\lambda/\rho c}}$$

mettendo uno strato di isolante, con  $\lambda$  molto bassa ( $\ll \lambda$  parete), aumenta il valore di  $\gamma$ . Valori tipici:

$$\lambda_{isolante} \approx 10^{-2} W/mK$$

$$\lambda_{muro} \approx 10^0, 10^1 W/mK$$

Quindi, con isolante,  $\gamma$  aumenta, e dunque, a parita' di  $x$ ,  $e^{-\gamma x}$  diminuisce, e con esso anche  $|\theta_x|$ .



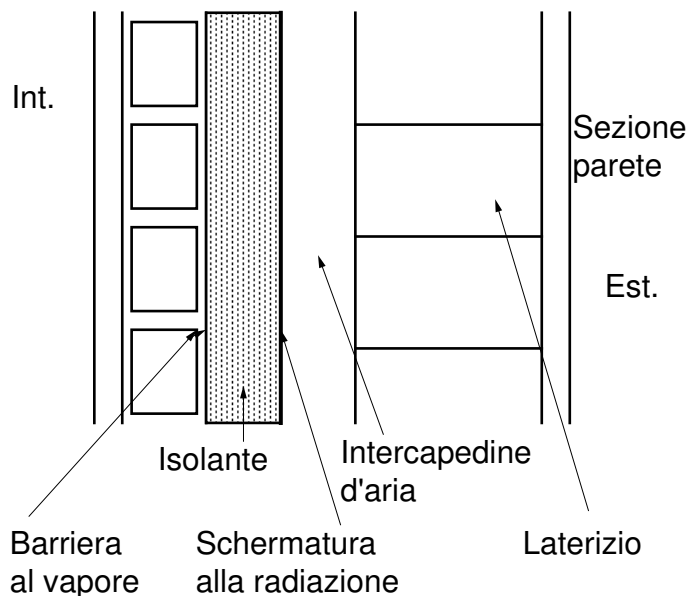
Con isolante *interno* la temperatura si smorza piu' rapidamente verso l'esterno, e la quantita' di calore risulta essere minore, infatti:

$$Q = \int_0^\pi q$$

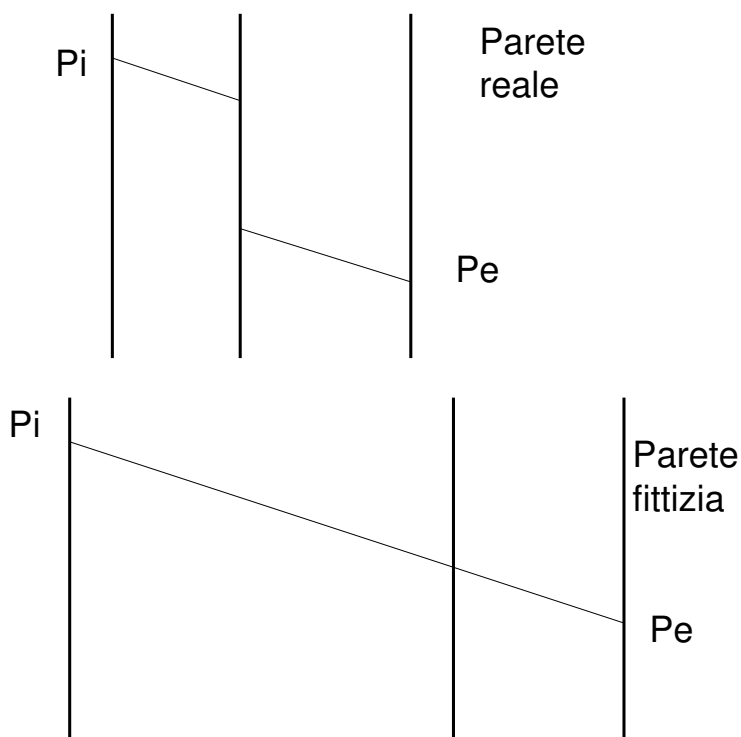
l'isolante ha  $\rho$  bassa,  $\rho_{isol} \ll \rho_c$  Inoltre l'ambiente é piu' soggetto a *surriscaldamento*:  $\theta_{sup}$  ha escursione piu' elevate:

$$(\delta\theta_e)_{isol} > (\delta\theta_e)_c$$

Tutto questo farebbe propendere verso un isolamento esterno, magari con *cappotto*, che però presenta gli svantaggi visti. L'isolamento interno invece da questa analisi risulta adatto solo a stanze poco abitate (ad es case di vacanza), ma in realtà viene comunque preferito quasi sempre. Come soluzione ottimale si pone l'isolante dalla parte interna, sorretto da uno strato di mattoni forati, con intercapedine d'aria e schermature alla radiazione (fogli di alluminio).

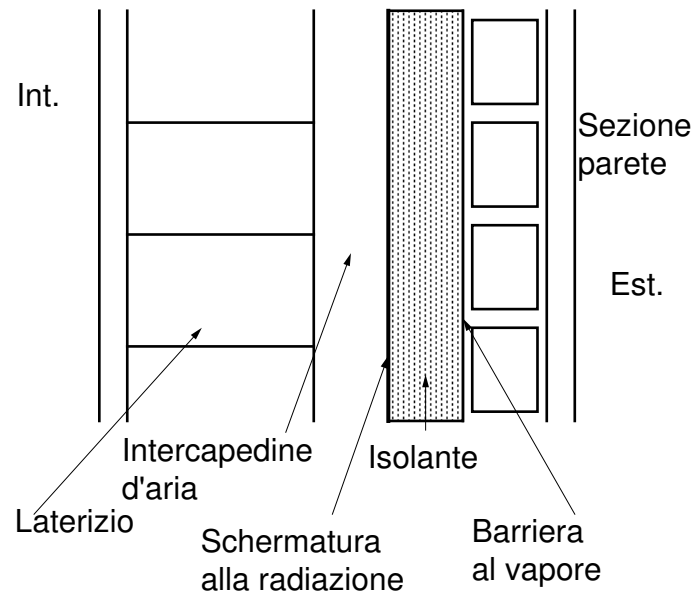


Questi fogli possono fare anche da barriera al vapore, producendo un salto nell'andamento della pressione di vapore, come raffigurato nella figura seguente:

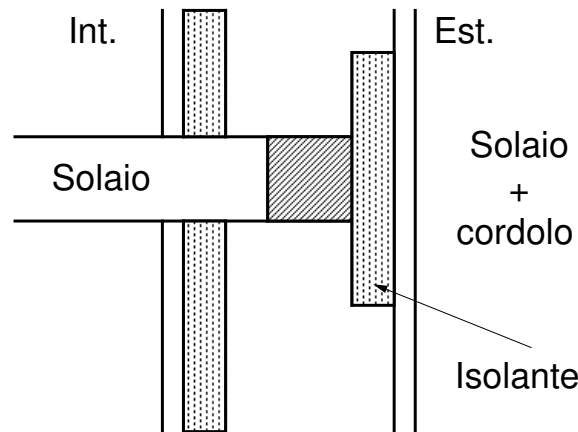


La barriera va posta preferibilmente dal lato caldo dell'isolante, in modo che il salto di  $P_v$  avvenga prima di quello di  $P_{sat}$ . Tale barriera va applicata molto accuratamente *ovunque*, onde evitare che ci siano delle lacune che porterebbero ad un passaggio preferenziale del vapore con formazione di condensa. Altre soluzioni efficaci sono rappresentate nelle figure 1.52 e 1.53.





Nel caso di **solaio + cordolo**:



### 1.11.2 Schermatura alla radiazione solare

Poiché le case comuni hanno isolamento interno e grandi finestre, l'alta radiazione solare provoca in estate un surriscaldamento elevato dei locali. Per limitare questo fenomeno si pone un'intercapedine d'aria all'interno della parete. Fra le due superfici a temperatura diversa si hanno tre tipi di scambio termico tramite lo strato d'aria:

- **Conduzione**, si ha con aria ferma.

$$q_k'' = \frac{\lambda}{s}(\theta_1 - \theta_2)$$

\*\*\*

- **Convezione**, dipende dal movimento dell'aria nell'intercapedine

$$h_1 \approx h_2 = \frac{Nu \lambda}{s H}$$

con Nusselt  $Nu = f(Gr, Pr)$ , Gr Grashof e Pr Prandtl. Dunque

$$q_c'' = h(\theta_1 - \theta_2)$$

- **Irraggiamento:** poiché l'aria è anche trasparente all'irraggiamento solare, si ha un flusso termico anche in questa forma, indipendentemente con aria ferma o in movimento.

$$q_r'' = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + 1 + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}}$$

$$q_r'' = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

dove:

$\varepsilon$  = emissività delle superfici

$\sigma$  = costante di Boltzmann

$T = \theta + 273$  temperatura assoluta: considerando  $T_1 \approx T_2 = T_m$ , si ha:

$$\begin{aligned}(T_1^4 - T_2^4) &= (T_1^2 + T_2^2)(T_1^2 - T_2^2) \\ &= (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)(T_1 - T_2) \\ &= (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)(\theta_1 - \theta_2) \\ &\approx 2T_m^2 2T_m(\theta_1 - \theta_2) \\ &= 4T_m^3(\theta_1 - \theta_2)\end{aligned}$$

e dunque

$$q_r'' = \frac{\sigma 4T_m^3(\theta_1 - \theta_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

il flusso specifico finale risulta

$$q_{tot}'' = q_k'' + q_c'' + q_r''$$

**Osservazione:**

$$\begin{aligned}\lambda_{aria} &\approx 0,026 \text{ W/mK}, \quad h \approx 1 \div 2 \text{ W/m}^2\text{K}, \\ T_m &\approx 280 \text{ K}, \quad \varepsilon_1 \approx \varepsilon_2 \approx 0,9\end{aligned}$$

allora:

$$q_r'' = \frac{\sigma 4T_m^3(\theta_1 - \theta_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \approx 4,1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}(\theta_1 - \theta_2)$$

e dunque

$$\begin{aligned}q_{tot}'' &= q_k'' + q_c'' + q_r'' = \left(\frac{\lambda}{s} + h + h_r\right)(\theta_1 - \theta_2) \\ &= \left(\frac{0,026}{2,6 \cdot 10^{-2}} + 2 + 4,1\right)(\theta_1 - \theta_2) \\ &= \frac{(\theta_1 - \theta_2)}{R''}\end{aligned}$$

con  $R'' = 0,14 \text{ m}^2\text{K/W}$ . Il termine preponderante è quello dovuto allo scambio termico per irraggiamento (almeno pari a quello per convezione). Per limitarlo si usano i suddetti fogli di alluminio, che devono comunque presentare bassa emissività nel campo dell'infrarosso.

## Capitolo 2

# IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

Dal calcolo del  $C_d$  e delle dispersioni si é ottenuta la **potenza necessaria all'edificio**

$$\Phi = \Phi_d + \Phi_v$$

che deve essere nota anche per ogni singolo vano, per il dimensionamento dei terminali. Il funzionamento in regime intermittente porta ad una efficienza minore dell'impianto, che viene considerata nella UNI 7357, imponendo una maggiorazione. La necessita' di cautelarsi da errori e da situazioni ambientali straordinarie impone inoltre di attuare delle ulteriori *correzioni*: la norma UNI 10379 suggerisce una maggiorazione non inferiore al 20%.

$$\Phi_{locale} \rightarrow \text{maggiorazione UNI 7357} \rightarrow \Phi_{interm.} \rightarrow \\ \rightarrow \text{maggiorazione UNI 10379} \rightarrow \Phi_{terminale}$$

$$\Phi = \frac{\Phi_{interm.}}{\eta_e \eta_d \eta_c \eta_{tu}}$$

dove

$\eta_e$  = rendimento di emissione

$\eta_d$  = rendimento di distribuzione

$\eta_c$  = rendimento di regolazione

$\eta_{tu}$  = rendimento termico utile

Se il calcolo delle dispersioni non é stato svolto locale per locale, ma solo considerando l'intero edificio, si puo' risalire alla potenza necessaria alla singola stanza rapportandosi alla *superficie disperdente* ed al *volume* di quest'ultima:

- $\Phi_d$  va diviso per i  $m^2$  di superficie totale disperdente, ottenendo un *indice superficiale* della potenza dispersa.\*
- $\Phi_v$  va diviso per i  $m^3$  di volume totale dell'edificio, ottenendo un *indice volumico* della potenza scambiata per ventilazione.

Si ottiene

$$\Phi_{locale} = \left(\frac{\Phi_d}{S_{tot}}\right)S_{loc} + \left(\frac{\Phi_v}{V_{tot}}\right)V_{loc}$$

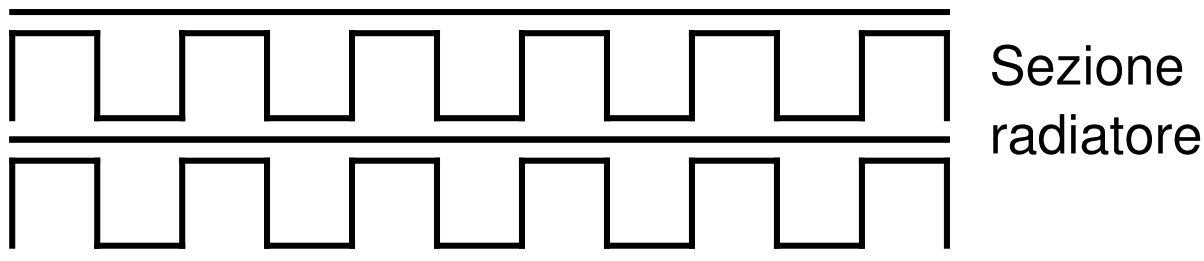
che poi va maggiorato con le UNI 7357 e UNI 10379, come visto, per ottenere  $\Phi_{terminale}$ . Naturalmente poi

$$\Phi_{caldaia} \geq \sum \Phi_{terminale}$$

A questo punto occorre scegliere in maniera opportuna i terminali.

## 2.1 Impianto a RADIATORI

Il *radiatore*, a rigore, scambia per **irraggiamento** solamente circa il 30% della potenza totale, mentre il resto viene scambiato per **convezione**. La superficie utile all'irraggiamento é solo la frontale, mentre per la convezione conta la superficie totale del radiatore.



Attualmente il dimensionamento del corpo scaldante non viene piu' effettuato in funzione della superficie frontale, come in passato, bensì della *resa del radiatore*, ovvero la potenza nominale  $\Phi_n^*$ , usualmente indicata dal produttore sui cataloghi. tale valore é ottenuto secondo le normative di prova, con la seguente relazione:

$$\Phi_n = c(\Delta t_n)^n$$

dove

$c$  é un coefficiente tipico del radiatore

$n = 4/3$  per convezione in regime turbolento

$\Delta t_n$  di prova =  $60^\circ C$ , é la differenza di temperatura tra il radiatore e l'aria:

$$\Delta t_n = \left( \frac{t_m + t_r}{2} - t_{aria} \right) \approx 60K$$

$$(t_m - t_r) = 10K ; t_{aria} = 20^\circ C$$

con  $t_m$ , temperatura di mandata, pari a  $85^\circ C$ , e  $t_r$ , temperatura di ritorno, pari a  $75^\circ C$ .

La scelta della temperatura di mandata dipende dal progettista (la tendenza attuale comunque é attorno ai  $75^\circ C$  mantenendo il salto  $t_m - t_r$  al valore tipico di 10 K), e quindi si deve determinare la potenza scambiata dal radiatore con tale valore di  $t_m$ .

$$c = \frac{\Phi_n}{60^n}$$

$$\Phi(t_m \neq 85) = c(\Delta t)^n = \Phi_n \left( \frac{\Delta t}{60} \right)^n$$

Da notare che se viene aumentato il salto di temperatura  $t_m - t_r$ , l'impianto si adegua piu' lentamente alle variazioni di carico, ed in particolare si allunga il transitorio per portarlo a regime. La temperatura di progetto dell'aria interna é fissata per legge al valore di  $20^\circ C$  per edifici ad uso civile. Una volta noto il  $\Delta t$ , si calcola il  $\Phi(t_m)$ , che puo' essere riferito al terminale nel suo complesso, o ad un siglo modulo. In ogni caso deve essere soddisfatta la seguente condizione:

$$\Phi(t_m) > \Phi_{terminale} \text{ calcolato prima}$$

Da notare che moduli di altezza maggiore hanno rendimenti di scambio maggiori, poiché la superficie di convezione è più lunga e si ha dunque maggiore turbolenza: nello scambio convettivo infatti

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{H}$$

con  $H$  altezza di riferimento, e

$$Nu = c (Gr, Pr)^p \text{ con } p = 1/3 \text{ se } Ra > 10^9$$

$$Ra = Gr Pr = (g\beta\Delta t \frac{H^3}{\nu^2}) (\frac{\nu}{a})$$

con  $a$  diffusività termica e  $\nu$  viscosità cinematica. Se

$$Nu = f(Ra^{1/3})$$

allora

$$\Phi_n = \alpha a \Delta t$$

Scelto il radiatore in base a criteri estetici, si va poi a valutarne la resa singola, per poi arrivare al calcolo della portata di fluido necessaria ad avere la potenza desiderata:

$$\Phi(tm) = \Phi_n \left(\frac{\Delta t}{60}\right)^n = \dot{m} c \Delta t$$

con

$\dot{m}$  = portata di fluido (acqua normalmente), incognita.

$c$  = calore specifico del fluido (4,187 kJ/kgK per l'acqua)

$\Delta t = t_m - t_r = 10K$  tipicamente.

In base alla portata di fluido si dimensionano le tubazioni, le valvole, etc. . . , cercando di limitare le perdite di carico entro valori accettabili. Tipicamente, si fa in modo di restare entro i seguenti valori:

$0,5 < v < 2, m/s$  per la velocità del fluido nei tubi;

$10 < \frac{\Delta P}{L} < 30 mmCa/m$  per la perdita di carico specifica per metro di tubazione.

**Osservazione:**

$$1 \text{ Atm} = 101325 \text{ Pa} = 10,13 \text{ mCa} = 10130 \text{ mmCa}$$

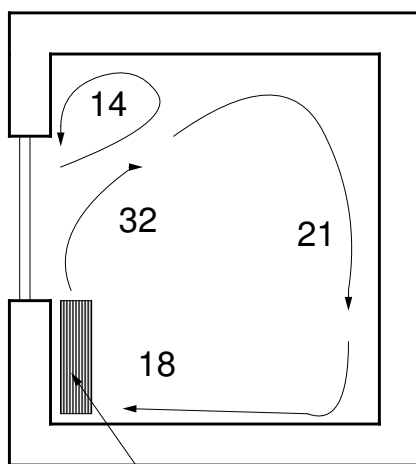
ma si assume normalmente

$$1 \text{ mCa} = 10 \text{ kPa} ; 1 \text{ mmCa} = 10 \text{ Pa}$$

Nel singolo radiatore normalmente arriva e parte un singolo tubo, il cui diametro viene scelto in base alle considerazioni precedenti.

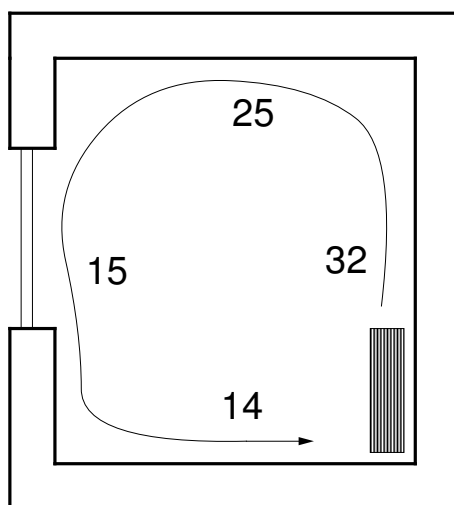
### 2.1.1 Collocamento ideale dei radiatori

I radiatori *ben collocati* sono posti di solito in una rientranza della parete, o sotto una piccola mensola, in modo che la turbolenza dell'aria venga aumentata nella zona sopra al radiatore stesso, aumentando così lo scambio termico, e le linee di flusso vengano piegate verso il centro della stanza. Il radiatore sotto la finestra inoltre irradia verso il centro della stanza e la parete opposta, e produce un circolo d'aria benefico. *vedere anche fotocopie*



Radiatore

Soluzione migliore

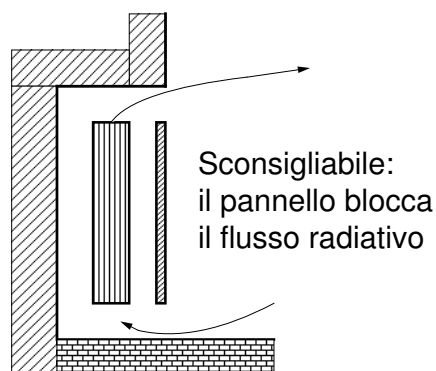


Soluzione peggiore: piedi più freddi.

### 2.1.2 Altri tipi di corpi scaldanti

Esistono, oltre ai radiatori, anche altri tipi di corpi scaldanti concentrati, il cui dimensionamento risulta molto simile a quello visto in precedenza per i radiatori: In particolare

- **piastre radianti:** molto simili ai radiatori, ma presentano una maggiore emissione di calore per irraggiamento, dell'ordine del 30/35 %.



- **ventilconvettori:** lo scambio termico é garantito da una *ventilazione forzata* dell'aria su una batteria alettata in cui circola il fluido.
- **termoconvettori:** simili ai precedenti, ma senza ventilatore: lo scambio termico é dovuto alla *convezione naturale* su batterie alettate, collocate spesso "a zoccolo", ovvero a livello del battiscopa sul pavimento. Sono utilizzati negli USA, e da noi nelle ristrutturazioni o al disotto di grandi vetrate. Presentano lo svantaggio di favorire il moto delle polveri.

## 2.2 Calcolo delle perdite di carico

Le reti di distribuzione del fluido termovettore, essendo a tutti gli effetti circuiti idraulici, sono soggetti a delle **perdite di carico**, che devono essere determinate per il corretto dimensionamento dei tubi. Tali eprdite sono di 2 tipi, *distribuite e localizzate*.

### 2.2.1 Calcolo delle perdite di carico distribuite

si parte dall'ipotesi di **moto turbolento** dell'acqua nei tubi. Le perdite sono dunque funzione della scabrezza del diametro e della lunghezza dei condotti, e del quadrato della velocita':

$$r = F_a \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2}$$

dove:

$r$  = perdita di carico totale

$L$  = lunghezza del condotto

$D$  = diametro del condotto

$\rho$  = densita' del fluido

$v$  = velocita' del fluido

$F_a$  = fattore di attrito, che si puo' calcolare per reiterazione con la relazione di Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{F_a}} = -2 \log \left( \frac{k}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{F_a}} \right)$$

dove

$K$  = scabrezza del conotto

$Re$  = numero di Reynolds,

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu}$$

con  $\mu$  viscosita' statica e  $\nu$  viscosita' cinematica del fluido.

I tubi con minor scabrezza sono quelli in rame, seguiti da quelli in PE che si usano per tratti di tubazione interrati, poiche' l'acciaio e' soggetto a corrosione per le correnti vaganti. L'acciaio infine e' considerato a scabrezza media. a seconda del livello di scabrezza, esistono delle formule semplificate per il calcolo di  $F_a$ :

- **bassa scabrezza:**  $2\mu m < K < 7\mu m$  (Cu, PE)

$$F_a = 0,316 Re^{-0,25}$$

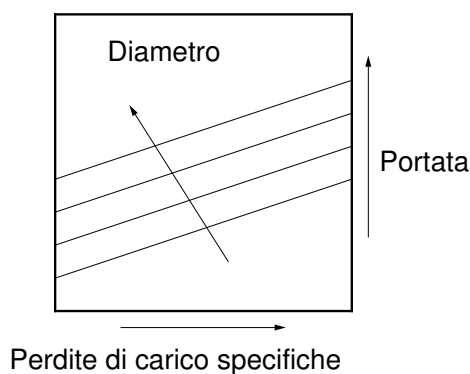
\*\*

- **media scabrezza:**  $20\mu m < K < 90\mu m$  (acciaio)

$$F_a = 0,07 Re^{-0,13} D^{-0,14}$$

- **alta scabrezza:**  $0,2mm < K < 1mm$

Le perdite di carico per i tubi di diametro commerciale di diversi materiali si trovano comunque anche diagrammate. si entra nel diagramma con la portata e la perdita di carico desiderate, e si trova il diametro commerciale che le soddisfa.



Per lo stesso materiale esistono 3 diversi diagrammi, a seconda della temperatura dell'acqua:  $10^\circ / 50^\circ / 80^\circ C$ . Infatti con la temperatura cambia la viscosita' del fluido, e dunque anche le perdite, maggiori alle temperature basse. \*

## 2.2.2 Calcolo delle perdite di carico localizzate

Le perdite di carico localizzate sono dovute a curve, raccordi, valvole, etc. . . , e vanno sommate alle distribuite. Esistono due diversi metodi per la determinazione di tali perdite:

- **Metodo diretto:** e' il piu' preciso dei due, e calcola direttamente la perdita in ogni discontinuita':

$$z = \xi \rho \frac{v^2}{2}$$



con  $\xi$  *coefficiente di perdita localizzata*, che di solito viene fornito per ogni tipo di “disturbo” che puo’ essere presente nel circuito. La perdita totale risulta

$$\Delta z = L r + (\sum \xi) \rho \frac{v^2}{2}$$

- **Metodo delle lunghezze equivalenti:** ad ogni elemento di disturbo viene associata una *perdita aggiuntiva* da sommare alle distribuite. Dimensionalmente sono lunghezze. In pratica si determina una lunghezza “virtuale” del tubo maggiore della reale, cosi’ le perdite totali vengono calcolate come sole perdite distribuite su tale lunghezza fittizia. Si avra’:

$$L_{tot} = L + \sum L_E$$

dove  $L_{tot}$  é la lunghezza fittizia da usare nei calcoli,  $L$  la lunghezza effettiva della tubazione,  $L_E$  le lunghezze equivalenti delle diverse discontinuita’. La perdita di carico totale sara’:

$$\Delta z = L_{tot} r$$

Una volta determinate le perdite di carico per ogni tratto, si deve operare il *bilanciamento idraulico* dell’impianto.

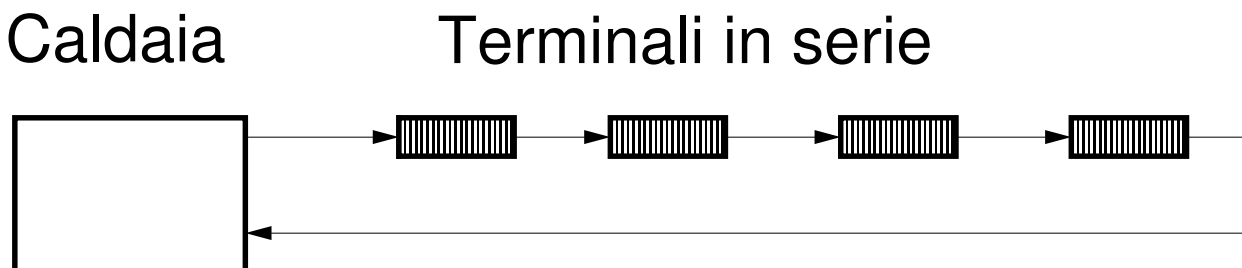
## 2.3 Tipologie di distribuzione:

Esistono diversi modi di collegare i terminali tra loro ed alla caldaia: per gli edifici ad uso civile principalmente vengono utilizzati 3 tipi di distribuzione diversa:

- **monotubo**
- **a 2 tubi**
- **modul**, ovvero complanare con collettore.

### 2.3.1 Distribuzione monotubo

Si tratta di una distribuzione ad anello sul perimetro dell’ambiente da scaldare in cui i corpi scaldanti sono posti **in serie**. In passato veniva utilizzato specialmente nell’edilizia a basso costo, in quanto consente risparmi sul costo delle tubazioni.



- **pregi:** basso costo di installazione e di tubazioni

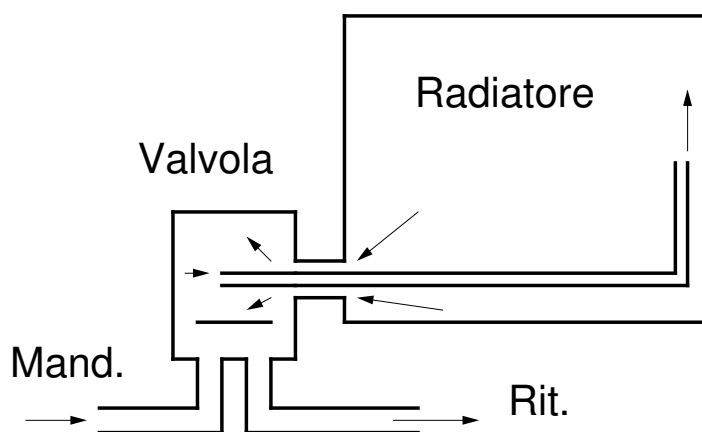
- **difetti:** se si chiude un radiatore si blocca il flusso anche agli altri, essendo posti in serie. Questo problema viene risolto con un by-pass per ogni terminale. Inoltre il salto termico avviene non in ogni terminale, che quindi scambia poco calore, ma in tutto l'anello, costringendo ad alzare le portate e di conseguenza le perdite di carico.

Attualmente questo sistema viene utilizzato dove gli altri risultano troppo costosi, ad esempio per riscaldare locali molto ampi.

### 2.3.2 Calcolo nella distribuzione monotubo

Si possono distinguere 3 diverse sottotipologie a seconda di come si garantisce il passaggio della portata scaldante di progetto nel radiatore o altro tipo di terminale.

- **valvola a 4 vie:** garantisce un rapporto costante tra la portata nel corpo scaldante e quella nell'anello.



In pratica, è un dispositivo di regolazione con 4 bocche che realizzano 2 percorsi, uno attraverso il radiatore e l'altro di by-pass.

- **tubo venturi:** il rapporto tra le portate non 'è più' costante, dipende dalle condizioni di funzionamento.
- **collegamento "normale" con detentore,** ovvero valvola a perdita di carico variabile.

Per il **dimensionamento**, vengono date solo indicazioni di massima, per uno studio particolareggiato si faccia riferimento ai manuali dei produttori. Indipendentemente dal numero di anelli, si procede con *un anello per volta*, procedendo come segue:

1. Si calcola la potenza  $\Phi_A$  da fornire a tutto l'anello. Se ci sono  $n$  corpi scaldanti in un anello, la  $\Phi_A$  è la somma delle potenze termiche  $\Phi_T$  di ogni terminale.

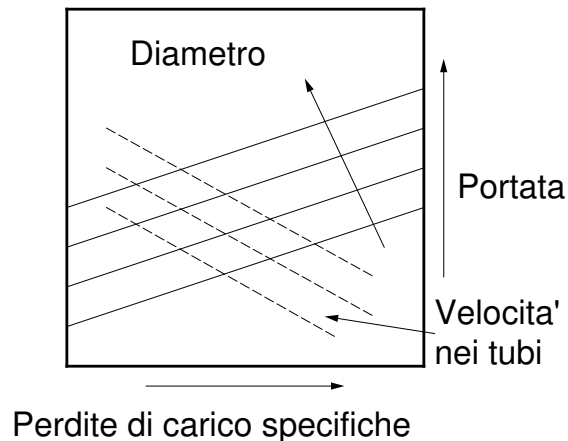
$$\Phi_A = \sum \Phi_T$$

2. Si sceglie la  $\Delta t_A$ , salto termico nell'anello. Di solito si prende un valore compreso tra 10 e 15 K.

3. Si calcola la **portata nell'anello**,  $G_A$ :

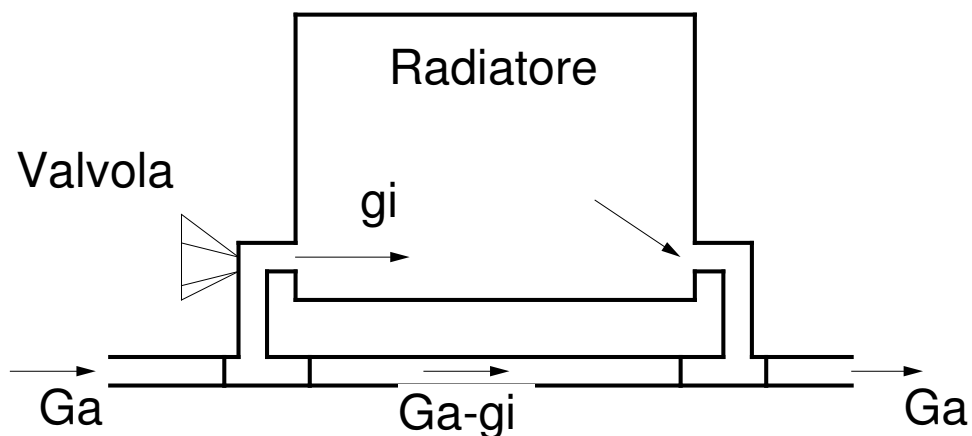
$$G_A = \frac{\Phi_A}{c \Delta t_A}$$

4. in base a tale portata ed alla perdita di carico unitaria desiderata, si trova il **diametro del tubo** grazie agli appositi grafici.



Bisogna tener presente che i tubi in acciaio zincato sono più costosi di quelli non zincati, ma più economici del rame. Il Cu però è flessibile (mentre l'acciaio costringe a fare solo curve a gomito), ed a sua volta può essere ricotto, per migliorare ancora la flessibilità e diminuire dunque il raggio delle curve fattibili. il costo del Cu è circa una volta e mezza quello dell'acciaio, ed è meglio tenersi al disotto di 18/20 mm di diametro, per evitare prezzi degli accessori troppo alti. Se le portate risultassero in questo caso troppo elevate, la soluzione è quella di suddividere l'anello in due.

5. Nel caso di collegamento con **tubo venturi**,



si possono operare sul singolo terminale i *bilanci di energia e delle forze*:

- Bilancio di ENERGIA (o di potenze termiche):

$$G_{AC}(t_{e,i} - t_{e,i+1}) = \Phi_{t,i}$$

e si ricavano così le temperature di entrata nei diversi terminali  $t_{e,i}$ .

- Bilancio di FORZE (o di pressioni): si hanno 2 rami con 2 nodi in comune, e quindi per l'equilibrio si deve avere lo stesso salto di pressione:

$$\Delta P_A(G_A - G_i) = \Delta P_i(G_i)$$

scegliendo il diametro di  $G_i$  e regolando la valvola si impone una certa perdita di pressione tra i 2 nodi.

6. Una volta dimensionato l'anello, si trova la **perdita di carico globale**:

$$\Delta P_A = \sum \Delta P_{Ai} + r_A L_A = r_A L_{eq}$$

$$L_{eq} = L_A + \frac{\sum \Delta P_{Ai}}{r_A}$$

dove

$\Delta P_A$  = perdita di carico globale sull'anello

$\Delta P_{Ai}$  = perdita di carico sul singolo terminale

$r_A$  = perdita di carico per unita' di lunghezza nel tubo principale dell'anello

$L_A$  = Lunghezza di tale tubo.

$L_{eq}$  = Lunghezza *equivalente* di tale tubo, che considera anche le perdite concentrate.

In presenza di piu' anelli esistono perdite diverse per ogni anello: si tratta di introdurre una caduta di pressione  $\Delta P_V$  negli anelli che hanno perdite minori della massima, in modo da bilanciare l'impianto: per ogni anello con perdita  $\Delta P_A$  risultera'

$$\Delta P_V = \Delta P_{A,max} - \Delta P_A$$

Se non si introducessero tali cadute di pressione, negli anelli con perdita minore della massima si avrebbe un aumento della portata fino ad avere un bilanciamento "spontaneo" dell'impianto, con portata totale piu' grande di quella di progetto, e potenza maggiore da fornire alle pompe. Per valutare di quanto aumentano le portate, si fanno due considerazioni:

- la velocita' aumenta linearmente con la portata
- Le perdite aumentano con il quadrato della velocita'.

Si puo' calcolare la nuova portata, passando per la *lunghezza equivalente*:

$$\Delta P_{A,max} = L_{eq} r'_A$$

con  $r'_A$  perdita concentrata con la nuova portata

$$r'_A = \frac{\Delta P_{A,max}}{L_{eq}}$$

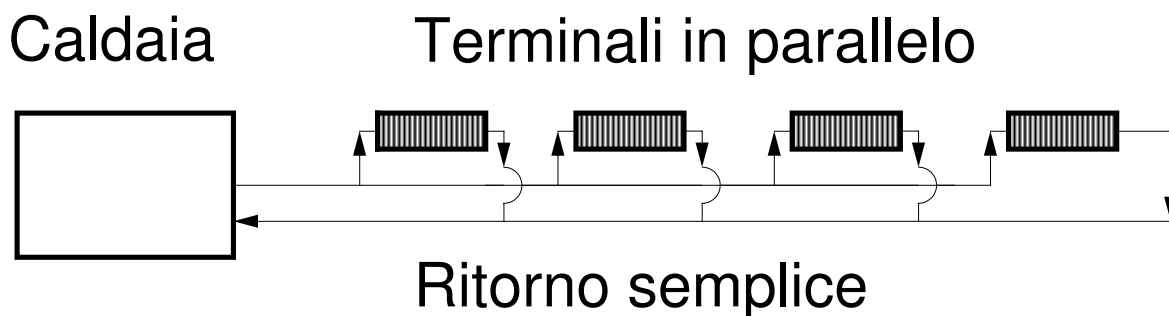
Una volta noto  $r'_A$ , dal diagramma delle perdite si ricava la nuova portata  $G'_A$ , che comunque deve soddisfare:

$$\frac{G'_A - G_A}{G_A} < 10\%$$

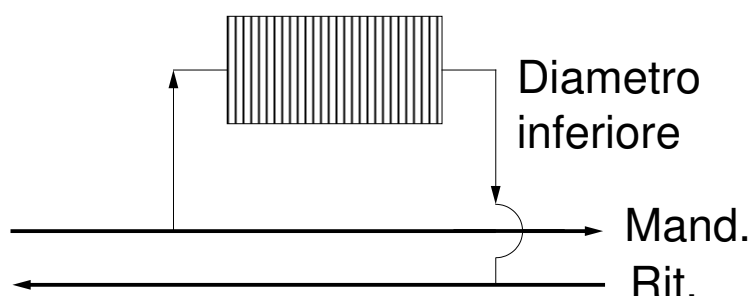
### 2.3.3 Distribuzione a 2 tubi

E' il tipo di distribuzione che consente minor impiego di tubazioni senza precludere la possibilita' di regolare il singolo terminale, come avviene nella monotubo. Consiste nel servire in *serie e parallelo* con due tubi i diversi terminali, che prendono il fluido dal tubo di mandata e lo scaricano su quello di ritorno. Il ritorno di un terminale NON va quindi a quelli successivi, come nel monotubo. Il collegamento puo' esser fatto in due modi diversi, a seconda della lunghezza dell'impianto:

- a **ritorno semplice**, usato per gli impianti piccoli:

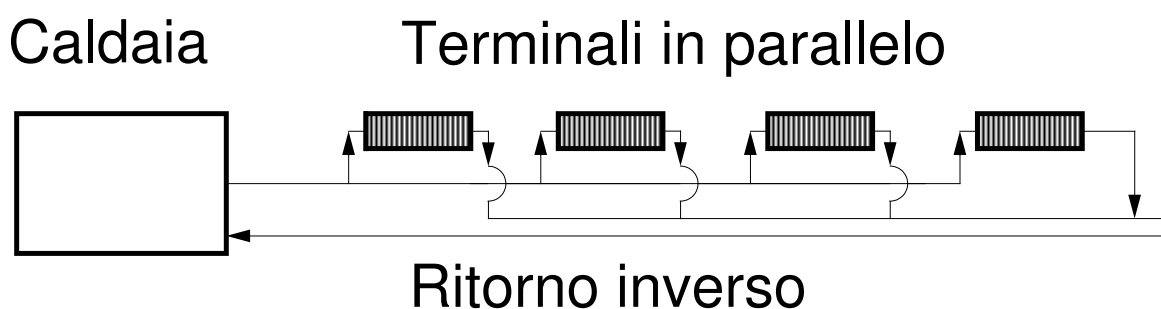


Si noti che le portate sono diverse nelle diverse zone di distribuzione, infatti ad ogni uscita verso un terminale la portata cala nel tubo di mandata, che verra' quindi dimensionato con diametri decrescenti, per avere perdita di carico costante per unita' di lunghezza.



Per quanto riguarda le perdite di carico, l'ultimo terminale servito sara' soggetto a perdite molto piu' alte del primo, per la maggior lunghezza dei tubi di mandata e ritorno. Per mantenere le portate di progetto, si agisce sulle valvole dei diversi terminali. Se pero' l'impianto e' molto lungo, occorre pensare all'altra disposizione:

- **aritorno inverso**, in cui tutti i terminali sono soggetti a perdite simili, anche se si deve utilizzare un tubo di ritorno piu' lungo:



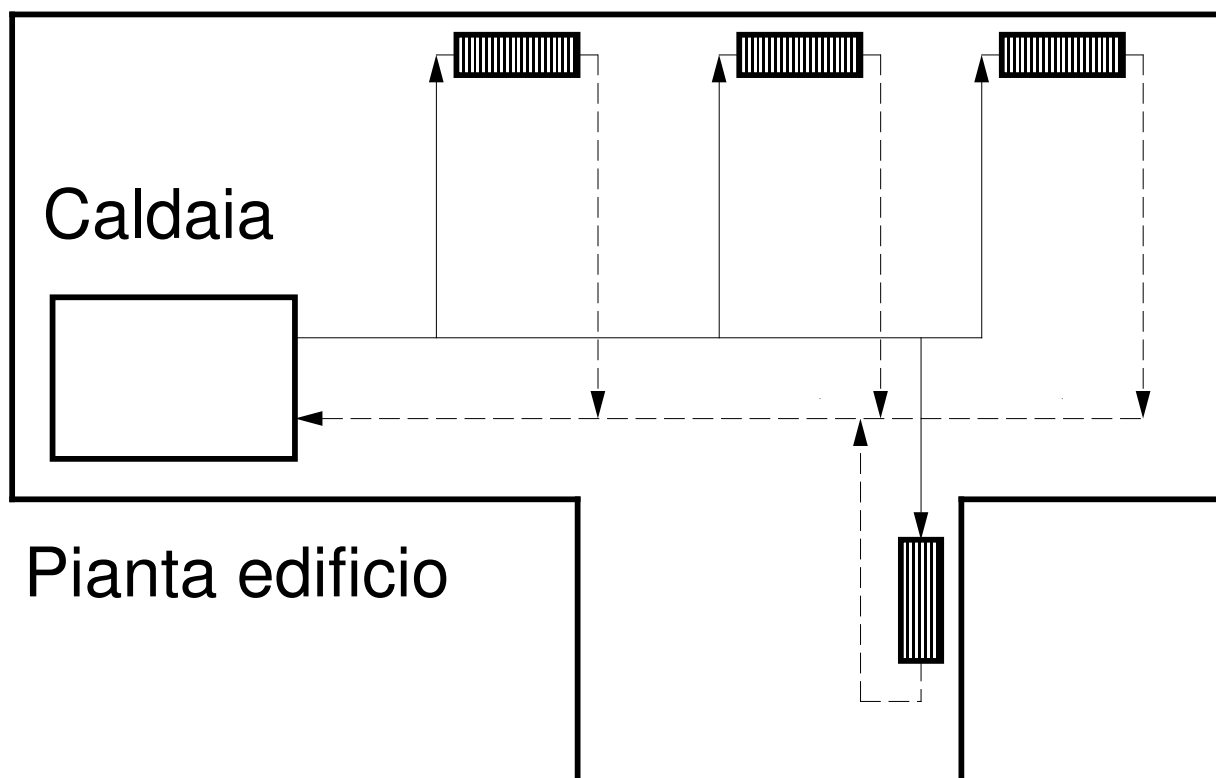
Per il **dimensionamento** delle reti a 2 tubi, si parte scegliendo una perdita unitaria (e dunque il diametro adatto alla nostra portata iniziale), e si dimensionano i vari tratti dei tubi cercando di mantenere costante tale perdita, pur con variazioni di portata. Per determinare le portate, si parte dalla potenza dei vari terminali:

$$g_i = \frac{\Phi_i}{c\Delta t}$$

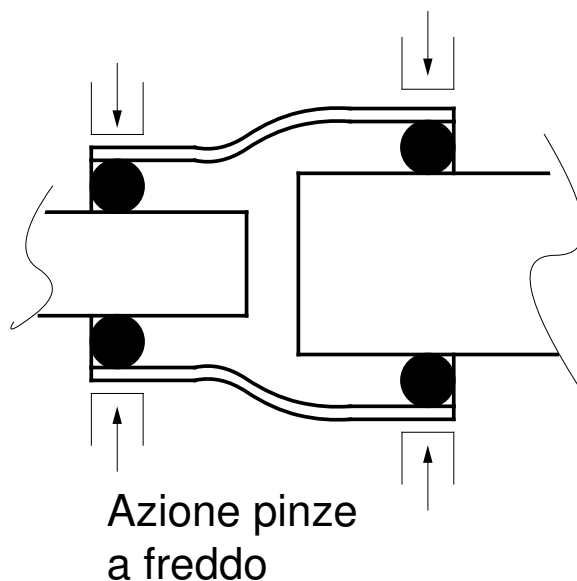
con  $\Delta t = 10K$ , valore tipico, uguale per tutti i terminali. La portata globale sarà

$$G = \sum g_i$$

Per mantenere costanti le perdite di carico unitarie nei 2 tubi, ogni terminale dovrà avere un suo diametro di mandata e di ritorno.



La disposizione a 2 tubi si presta all'utilizzo di tubi in acciaio, poiché le curve sono di solito solo a gomito. attualmente però si preferisce il rame, che consente collegamenti a freddo e senza filettatura, grazie alla tecnologia "a pressare", o "press fitting". Ad esempio, per il collegamento di 2 tubi in Cu di diverso diametro,



si usa, come raffigurato in fig 2.18, un raccordo con due anelli di tenuta in gomma e pinze che garantiscono la tenuta, pur operando a freddo e senza filettature.

### 2.3.4 Distribuzione MODUL, o a collettore complanare

E' un sistema molto diffuso, e va molto bene per gli impianti nuovi in edifici di nuova costruzione, non si usa nelle ristrutturazioni. Prevede una distribuzione a livello *locale*, cioè di unità abitativa, a partire da due *collettori*, uno di mandata e uno di ritorno, a cui sono collegati in parallelo tutti i terminali. I tubi di collegamento scorrono in orizzontale nel pavimento dei locali, contribuendo (anche se in piccola parte) al riscaldamento. Si vedano le fotocopie allegate. Per quanto riguarda il **dimensionamento**, le relazioni da utilizzare sono le stesse della distribuzione a due tubi. Da notare però che in questo caso ogni terminale 'é collegato ai collettori con due tubi di lunghezza anche elevata, che quindi vanno scelti in modo da ottenere perdite di carico accettabili (pur restando preferibilmente sotto i 14 mm di diametro se si utilizza il rame, che oltre diventa molto costoso). Ogni terminale avrà quindi la sua lunghezza equivalente ed il suo diametro, che porta ad una perdita totale diversa per ognuno di essi. Si vuole però che le cadute di pressione siano uguali in tutti i rami, poiché questi sono collegati in parallelo nei collettori: altrimenti la portata nei rami meno sfavoriti aumenterebbe oltre quella di progetto. Il sistema va dunque bilanciato idraulicamente. Per ottenere ciò si usano delle *valvole regolabili*, in modo da ottenere la stessa perdita del ramo più sfavorito dappertutto. La pompa di circolazione dovrà garantire ai collettori una differenza di pressione pari a questo valore.

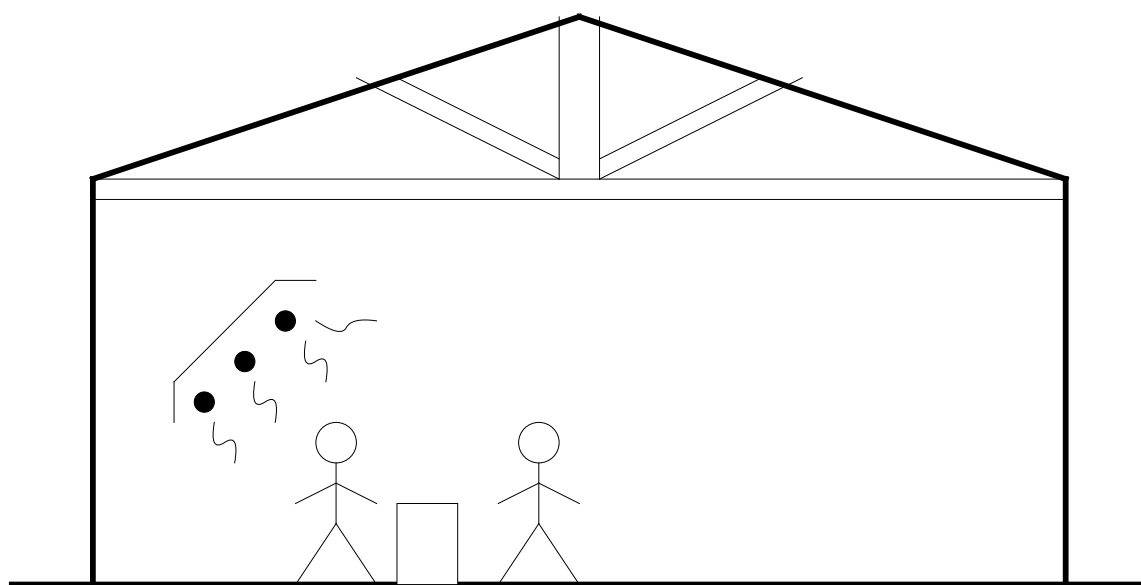
## 2.4 Pannelli radianti

Sono strutture che scambiano calore gran parte per *irraggiamento*. Si distinguono 2 diversi tipi:

1. **Pannelli ad elevata temperatura**,  $680 \div 2800^{\circ}\text{C}$ , destinati ad ambienti industriali, sono applicati sospesi per non essere raggiungibili dalle persone e staccati dalle strutture, date le alte temperature. Alcune tipologie realizzano la combustione sul supporto ceramico che costituisce l'elemento radiante, siccome i prodotti della combustione vengono immessi nei locali da

riscaldare il loro uso è limitato a locali aperti o semi aperti. In altre tipologie il fluido termovettore è costituito da acqua calda pressurizzata, vapore o gas di scarico di un sistema di combustione. Si usano in particolare quando la zona da riscaldare è relativamente piccola rispetto all'intero locale. Sono comunque presenti delle perdite per convezione.

2. **Pannelli a media temperatura**,  $80 \div 200^{\circ}\text{C}$ , anche questi sono destinati ad ambienti industriali, magazzini, ecc. e sono applicati sospesi e staccati dalle strutture. Il fluido termovettore è acqua calda o gas di scarico di un sistema di combustione. Si usano in particolare quando la zona da riscaldare è relativamente piccola rispetto all'intero locale. Sono comunque presenti delle perdite per convezione.



## Zona di lavoro

3. **Pannelli a bassa temperatura**,  $30 \div 45^{\circ}\text{C}$ , sono usati per impianti di riscaldamento, ma ultimamente anche per il raffrescamento estivo, facendo circolare nello stesso impianto acqua fredda. Questi ultimi possono essere:

- a **pavimento**: buone prestazioni sia per riscaldamento che per il raffrescamento. Sono i più utilizzati.
- a **parete**: buoni per riscaldamento e raffrescamento.
- a **soffitto**: buoni per il raffrescamento

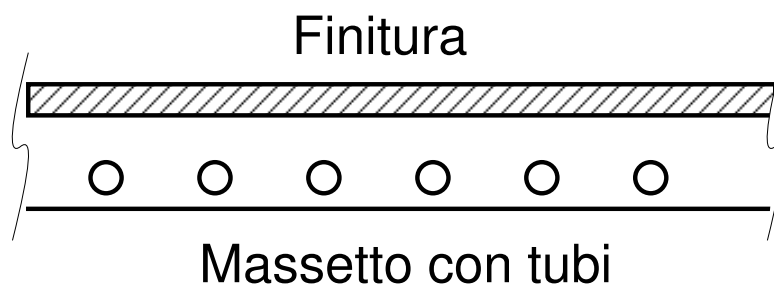
Lo scambio termico si realizza per convezione naturale con l'aria ambiente e in modo significativo anche per irraggiamento. Per i pannelli orizzontali, lo scambio termico è più efficace con flusso termico ascendente. Perciò, per il riscaldamento sono migliori i pannelli a pavimento, mentre per il raffrescamento estivo la resa migliore si ha con i pannelli a soffitto, che però non possono essere usati nella stagione invernale perché produrrebbero stratificazione dell'aria. Lo stesso varrebbe per il raffrescamento a pavimento, se non ci fosse una condizione favorevole: la radiazione solare di solito entra dall'alto verso il basso, colpendo il pavimento freddo che raccoglie così subito una parte del carico termico da asportare. Rimane comunque



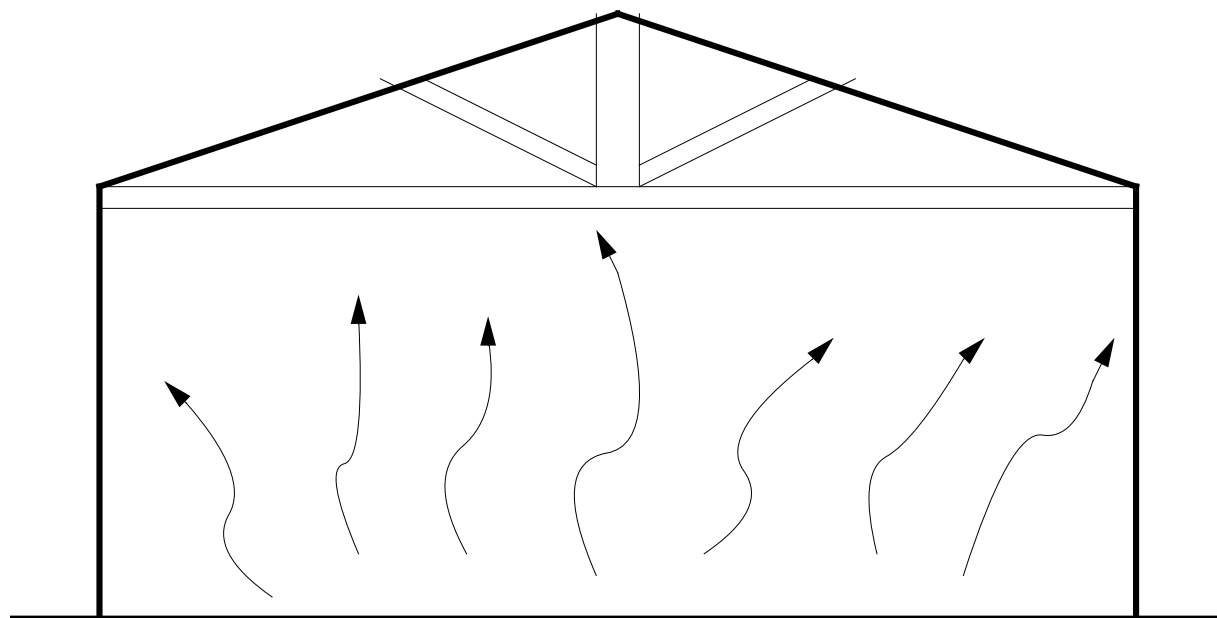
la limitazione sulla convezione. Da notare che la presenza di mobili sul pavimento di solito limita poco la diffusione del calore, mentre bisogna tener conto dei carichi che devono essere sopportati. L'impianto deve quindi essere robusto, di solito si hanno tubi di PE annegati nel massetto di cemento. Questo problema non si pone per i pannelli a parete o a soffitto, che quindi possono essere più superficiali, magari ricoperti solo dall'intonaco.

### 2.4.1 Riscaldamento a pavimento

E' un tipo di impianto molto utilizzato in Austria e Germania, e non richiede tecnologie particolari. Viene trattato nella norma UNI 1264-1-2-3. La prima parte e' riservata a definizioni e simbologia, la seconda alla determinazione della potenza emessa (utile ai produttori), e la terza al dimensionamento (utile ai progettisti ed installatori).

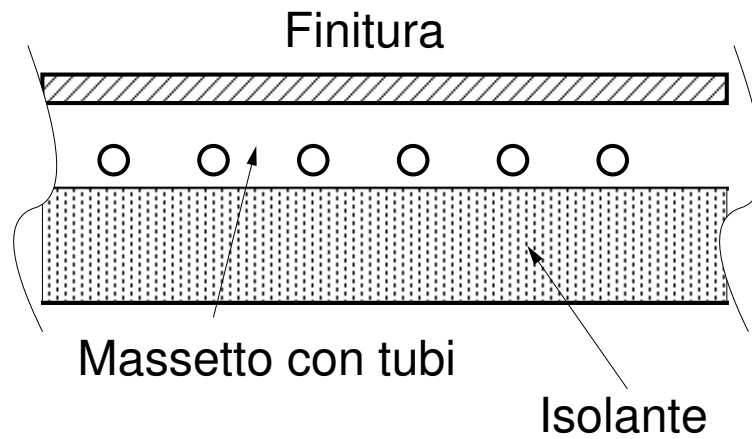


Vengono chiamati pannelli radianti in quanto buona parte dello scambio termico avviene per irraggiamento.

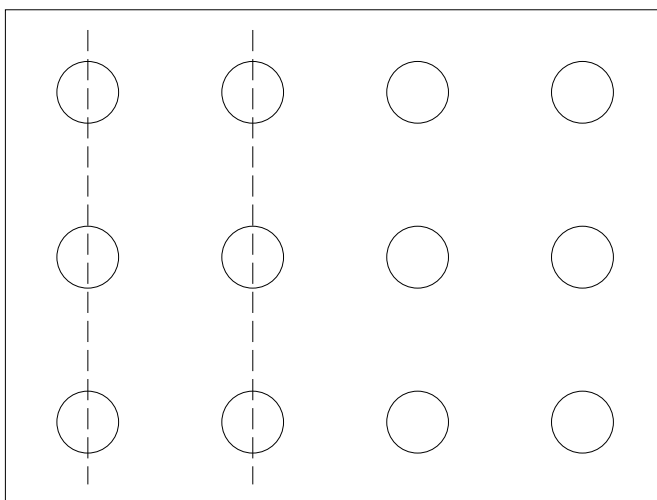


### Irraggiamento e convezione

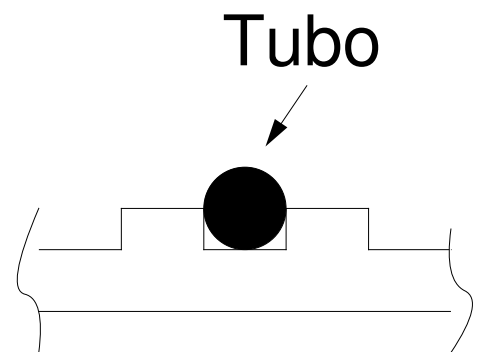
E' consigliabile l'utilizzo di materiali con buona resistenza meccanica ed alta conduttività termica, come ad esempio il CLS. L'obiettivo, nella realizzazione del pavimento contenente i pannelli, è quello di favorire lo scambio verso l'alto e di limitarlo verso il basso, utilizzando uno strato compatto di isolante (va bene il polistirolo espanso, non la lana di vetro o simili).



I tubi, di solito in PE o PP, per la posa in opera vanno ancorati su di una rete metallica di fissaggio tramite dei ganci; in alternativa si usano pannelli isolanti con dei rilievi che trattengono i tubi.

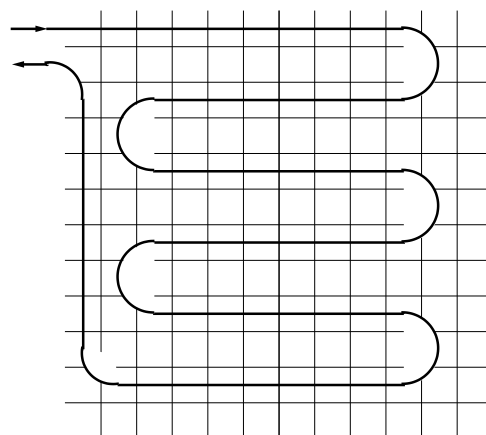


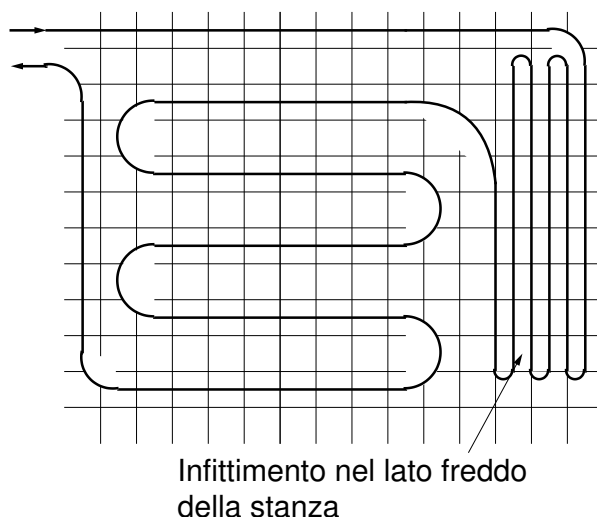
Pianta



Sezione

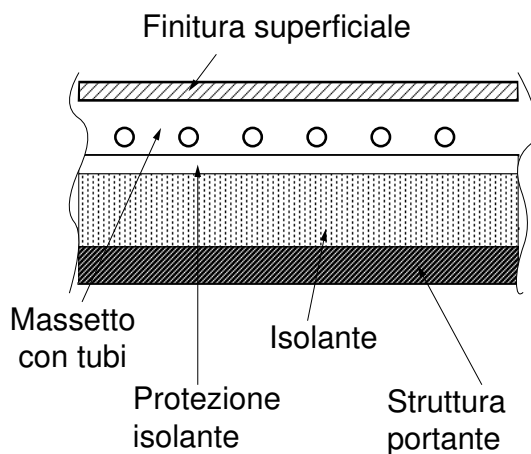
Esempi di posa:





Per riscaldare un edificio si hanno più circuiti che fanno capo ad un unico *collettore*, posto di solito vicino alla caldaia. I tubi di norma sono di diametro omogeneo, e le perdite dei diversi circuiti dipendono quindi solo dalle diverse lunghezze. Essendo i circuiti in parallelo nel collettore, per avere le portate di progetto si deve dunque procedere al bilanciamento idraulico dell'impianto, tramite opportune valvole regolabili. Le norme descrivono inoltre diversi **tipi di pannelli**:

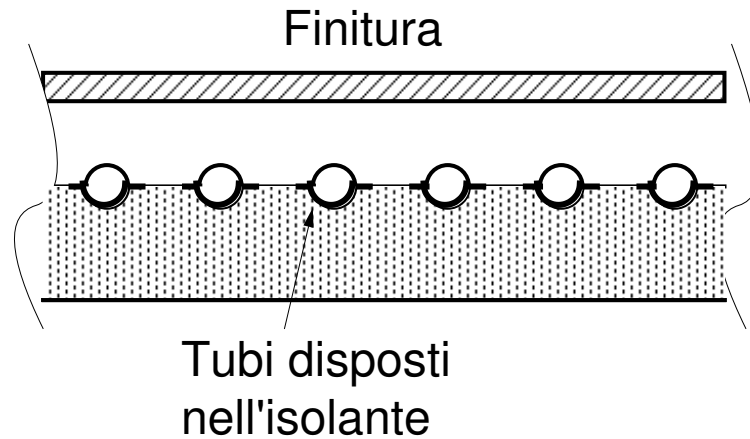
- **Tipo A:**



Dall'alto verso il basso:

- rivestimento finale
- massetto contenente i tubi in cui fluisce il fluido caldo
- strato di protezione ed isolante
- struttura portante

- **Tipo B:**

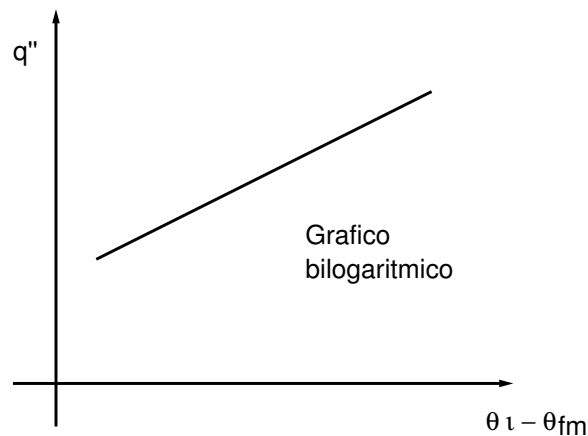


I tubi sono disposti sullo strato più superficiale dell'isolante con delle sottili lamelle che permettono miglior distribuzione orizzontale del flusso termico.

- **Tipo c:** si ha un pannello prefabbricato contenente al suo interno tubi già predisposti, collocati sopra l'isolante.

#### 2.4.2 Prestazioni e dimensionamento dei pannelli a pavimento

Il dimensionamento dei pannelli a pavimento viene effettuato in base a dei grafici di riferimento che in ascissa presentano la differenza di temperatura tra ambiente e superficie radiante, mentre in ordinata il flusso termico scambiato:



Poiché lo scambio termico avviene principalmente per irraggiamento, è necessario definire una *temperatura ambiente nominale*  $\theta_i$ :

$$\theta_i = \frac{\theta_{Ai} + \theta_{mr}}{2}$$

dove  $\theta_{Ai}$  è la temperatura dell'ambiente interno, mentre  $\theta_{mr}$  è la temperatura media radiante delle pareti (ovvero la temperatura che dovrebbero avere per scambiare lo stesso calore).  $\theta_{mr}$  è ottenuta pesando con fattori di vista e con l'area il valore della temperatura assoluta delle diverse pareti:

$$\theta_{mr} = \left( \sum_{j=1}^n (\theta_{sj} + 273)^4 F_j \frac{1}{n} \right)^{1/4} - 273$$

dove

$n$  = numero di pareti

$\theta_{sj}$  = temperatura della j-esima parete

$F_j$  = fattore di vista della j-esima parete

$A_j$  = area della j-esima parete

semplificando

$$\theta_{mr} \approx \frac{\sum_{j=1}^n \theta_{sj} A_j}{\sum_{j=1}^n A_j}$$

Nella norma é fornita un'espressione per la **potenza** che il pannello puo' fornire:

$$q = B\pi(a_i)^{m_i} \Delta\theta_H$$

dove

$q$  = flusso termico che fornisce il pannello

$B$  = coefficiente caratteristico dell'impianto

$a_i, m_i$  = coefficienti caratteristici del pavimento

$\Delta\theta_H$  = differenza di temperatura media logaritmica, data dalla seguente relazione:

$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln\left(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}\right)}$$

con

$\theta_V$  = temperatura di mandata dell'acqua

$\theta_R$  = temperatura di ritorno dell'acqua

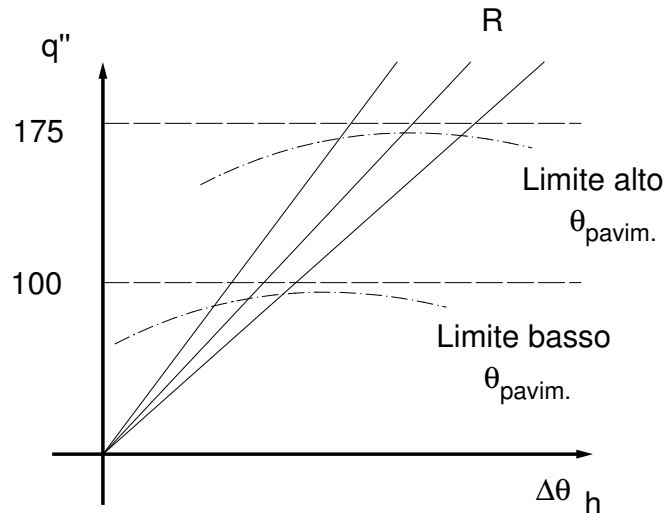
Come si puo' notare, vi sono diversi **fattori che influenzano la potenza scambiata**:

- Il **passo tra i tubi**,  $T$ ;
- Lo **spessore del supporto**,  $S_V$ , a partire dall'asse dei tubi. Normalmente il supporto é il massetto in CLS.
- La **conduttività termica del supporto**,  $\lambda_E$ ;
- La **resistenza termica del rivestimento**,  $R_{\lambda B}$ ;
- Il **diametro esterno dei tubi**,  $D$ , che solitamente sono rivestiti da una barriera alla migrazione di  $O_2$ ;
- **elementi conduttivi addizionali**,  $K_{WL}$ ;
- Il **contatto tra i tubi e il pavimento**.

In realta' la potenza scambiata dovrebbe essere

$$q = f(\Delta\theta_H^n)$$

con  $1 \leq n \leq 1,1$ , ma di fatto si usa sempre  $n=1$ . Dal "pannello di riferimento" si ricavano le prestazioni del pannello effettivo usando i coefficienti di correzione. Dai parametri si ricavano  $a_i, m_i$  e  $B$ , da cui poi si ricava  $q$ . Da qui poi si ricava il grafico delle prestazioni, che normalmente viene fornito dal produttore dei pannelli:



Poiché la norma fissa la **temperatura massima del pavimento** a  $29^{\circ}\text{C}$ , un pannello ha dei limiti di emissione di circa  $100\text{W}/\text{m}^2$ . Solamente ai bordi dei locali, dove si ha maggiore dispersione, è concessa una temperatura massima di  $35^{\circ}\text{C}$  che porta il limite di emissione a  $175\text{W}/\text{m}^2$ . Valori tipici di emissione sono di  $80/90\text{W}/\text{m}^2$ .

Per il **dimensionamento** dell'impianto il punto di partenza è sempre la potenza da fornire ad ogni singolo locale. Di solito si dimensiona l'impianto per la stanza più sfavorita, e si estende anche a tutte le altre. Si determina l'emissione massima da fornire  $q_{max}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] e la resistenza superficiale massima  $R_{Smax}$ . Per ogni locale poi si può calcolare il flusso specifico  $q$ :

$$q = \frac{Q_{Nf}}{A_f}$$

dove

$Q_{Nf}$  = potenza da fornire al generico locale, ovvero quella dovuta a ventilazione e dispersioni verso l'esterno, togliendo la parte di calore dispersa attraverso il pavimento.

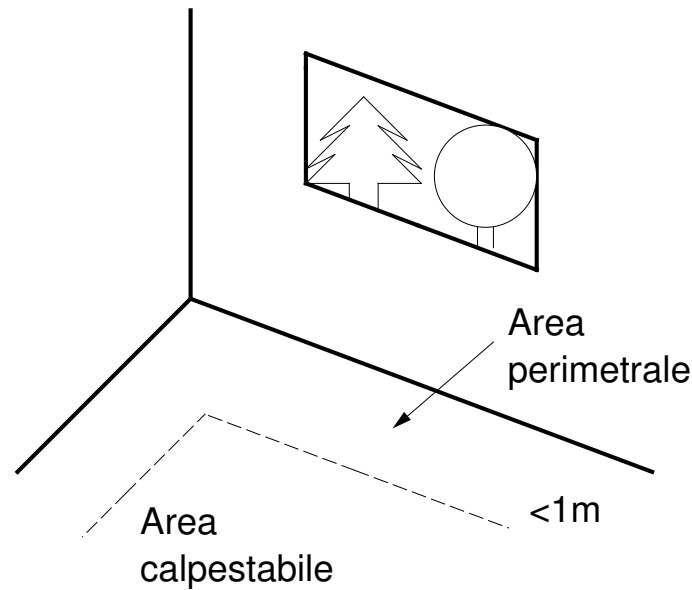
$A_f$  = area del generico locale

In realtà la dispersione verso il basso viene valutata come il 10% di quella verso l'alto, ma solo quando si valuta la prestazione del pannello, non in sede di dimensionamento. Il calcolo del  $q$  cambia nel caso in cui il pannello non sia distribuito omogeneamente sul pavimento (ad esempio in presenza di fasce perimetrali a temperatura più alta). In questo caso si divide l'area in due parti:

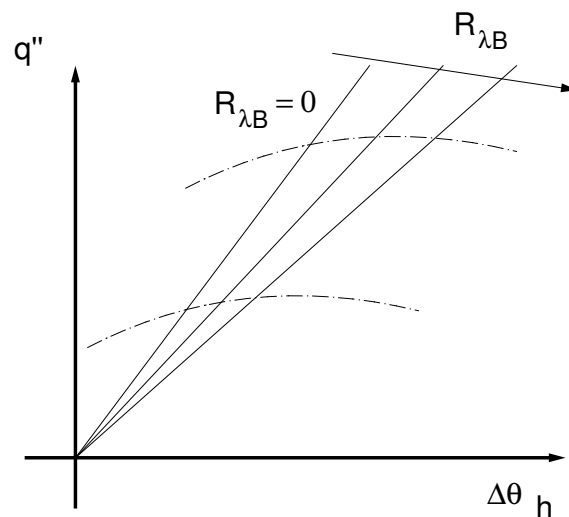
$$A_F = A_{F,perimetricale} + A_{F,calpestabile}$$

e si suddivide per ciascuna area la sua potenza associata, definendo un  $q_{perimetricale}$  ed un  $q_{calpestabile}$ . Il  $q$  totale del locale sarà la media pesata dei contributi delle due zone:

$$q = \frac{A_{F,perim}}{A_F} q_{perim} + \frac{A_{F,calp}}{A_F} q_{calp}$$



da questo calcolo sono esclusi i bagni, che vengono considerati con  $\theta_i = 24^{\circ}C$  e quindi con un  $\Delta\theta_H = 9^{\circ}C$



Si notino sul grafico le due curve limite, la piu' bassa per la zona calpestabile e i bagni, con  $\theta_{F,max} - \theta_i = 9K$ , e la piu' alta per le zone perimetrali, con  $\theta_{F,max} - \theta_i = 15K$ . si tratta dunque di trovare sul diagramma, in funzione della  $q_{max}$ , il **passo** dei tubi e la resistenza del pavimento (anche se la finitura é scelta a priori dal committente). Naturalmente, minore é il passo, maggiore é l'emissivita'. Se nel grafico si supera la prima curva limite, bisogna dividere la stanza nelle due zone, calpestabile e perimetrale. a questo punto, la zona calpestabile deve star sotto la prima curva limite, quella perimetrale sotto la seconda. se nemmeno cosi' si riesce a soddisfare la  $q$  (la fascia perimetrale non puo' essere piu' larga di 1m) si dovra' inserire un terminale, tipicamente un venticonnettore, che funziona con temperature simili a quelle dei pannelli radianti. In questo caso il contributo del terminale va sottratto al  $Q_{Nf}$ .

Poiché il  $q$  viene fornito tramite itacqua calda, si valuta ora la **temperatura ottimale dell'acqua**:

$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln\left(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}\right)}$$

L'acqua subisce dunque un salto termico tra la temperatura di mandata  $\theta_V$  e quella di ritorno  $\theta_R$ :

$$\sigma = \theta_V - \theta_R$$

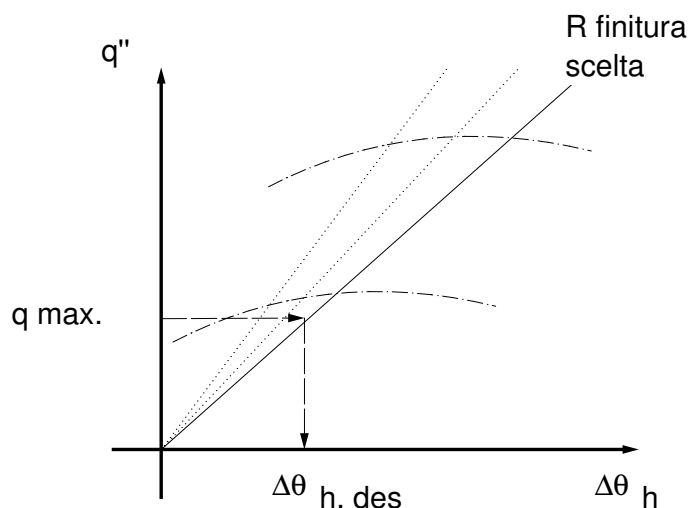
La  $\sigma$  di riferimento per l'acqua é di 5K.  $\theta_V$  deve essere il piu' omogenea possibili tra i diversi locali, per evitare di dover fare l'impianto a zone. Si definisce  $\theta_{V,des}$  = **temperatura di mandata di progetto**, che viene calcolata partendo dal locale piu' sfavorito:

$$\Delta\theta_{V,des} = \theta_{V,des} - \theta_i$$

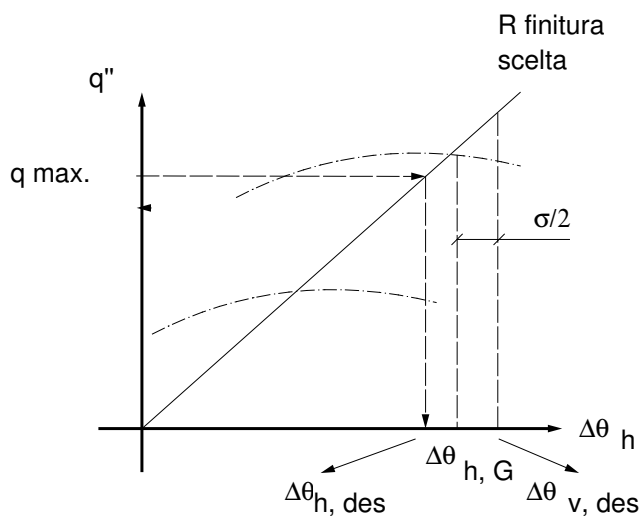
si distinguono due casi:

1.  $\Delta\theta_{V,des} \leq \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2}$
2.  $\Delta\theta_{V,des} \geq \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2}$

La  $\Delta\theta_{H,des}$  si ottiene dal diagramma a partire da  $q_{max}$  e dalla retta che rappresenta il tipo di pavimento del locale:



ovvero:





$$\Delta\theta_{V,des} = \frac{\theta_V + \theta_R}{2} - \theta_i$$

nel caso in cui

$$\Delta\theta_{V,des} > \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2}$$

allora si ha

$$\Delta\theta_{V,des} = \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2} + \frac{\sigma^2}{12\Delta\theta_{H,des}}$$

si noti che cambiando locale  $\theta_V$  rimane costante, mentre cambia la richiesta di calore, e dunque cambia  $\theta_R$ . A questo punto la temperatura di mandata risulta:

$$\theta_V = 2\Delta\theta_{V,des} + 2\theta_i - \theta_R$$

mentre la  $\theta_R$  non interessa. Per il singolo locale j-esimo, si deve fornire una determinata potenza  $Q_{Nf,j}$ :

$$Q_{Nf,j} = \dot{m}_{H,j}c_w(\theta_V - \theta_R)_j - q_{u,j}A_F$$

dove:

$\dot{m}_{H,j}$  = portata di fluido al locale j-esimo

$c_w$  = calore specifico acqua

$q_u$  = perdita dal pannello varso il basso

$A_F$  = area del pavimento

La potenza totale da fornire al locale j-esimo risulta allora:

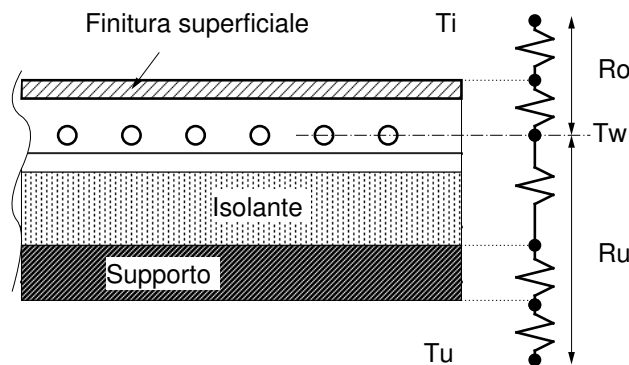
$$(q_j + q_{u,j})A_F = \dot{m}_{H,j}c_w(\theta_V - \theta_R)_j$$

Assumendo  $(\theta_V - \theta_R) = \sigma_j$  uniforme,  $\sigma_j = \sigma$ , si ricava l'espressione della portata:

$$\dot{m}_{H,j} = \frac{A_F}{c_w\sigma}(q_j + q_{u,j})$$

$$\dot{m}_{H,j} = \frac{A_F q_j}{c_w\sigma} \left(1 + \frac{q_{u,j}}{q_j}\right)$$

e, relazionando le resistenze dei diversi strati di materiale, si ha:



flusso termico verso l'alto:

$$dq_o = dA_F \frac{\theta_w - \theta_i}{R_o}$$

flusso termico verso il basso:

$$dq_u = dA_F \frac{\theta_w - \theta_u}{R_u}$$

e la somma dei due contributi:

$$dq_o + dq_u = dA_F \left( \frac{\theta_w - \theta_i}{R_o} + \frac{\theta_w - \theta_u}{R_u} \right)$$

$$dq_o + dq_u = dA_F \left( \frac{\theta_w - \theta_i}{R_o} + \frac{\theta_w - \theta_i}{R_u} + \frac{\theta_i - \theta_u}{R_u} \right)$$

$$dq_o + dq_u = \frac{\theta_w - \theta_i}{R_o} \left( 1 + \frac{R_o}{R_u} + \frac{R_o}{R_u} \frac{(\theta_i - \theta_u)}{(\theta_w - \theta_i)} \right) dA_F$$

e poiché

$$q_j = \frac{\theta_w - \theta_i}{R_o}$$

per il locale j-esimo si avrà la seguente portata di acqua:

$$\dot{m}_{H,j} = \frac{A_F q_j}{c_w \sigma} \left( 1 + \frac{R_o}{R_u} + \frac{\theta_i - \theta_u}{R_u q_j} \right)$$

Nel caso in cui si abbia  $\theta_i = \theta_u$ , ovvero l'ambiente sottostante riscaldato, la formula si semplifica notevolmente. Il  $q_u$  (calore verso il basso) funziona come calore di pannello radiante *a soffitto* per il vano inferiore, e bisogna tenerne conto.

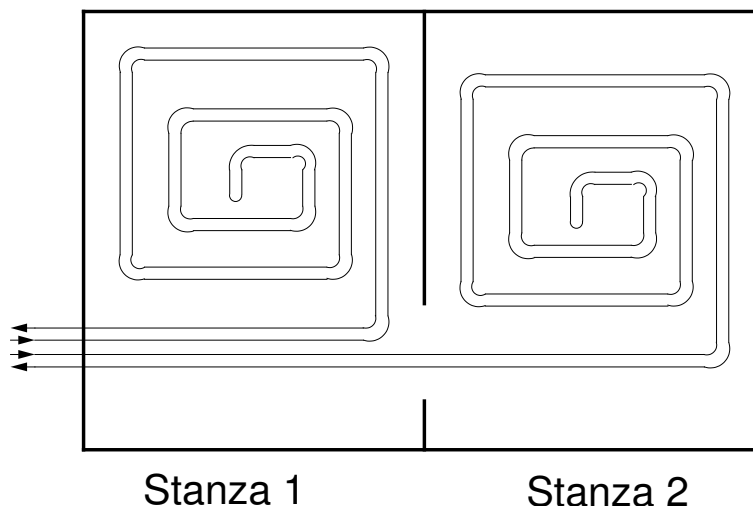
In ultima analisi si valuta la **lunghezza ottimale dei circuiti**:

$$L = \frac{A_F}{T}$$

dove  $A_F$  è l'area del pavimento, e T il passo tra i tubi. Si trascura la lunghezza delle curve. Intervallo consigliato:

$$20 < L < 100 \text{ m}$$

Percorsi molto lunghi hanno molte perdite di carico, gravando troppo sulla pompa di circolazione, la cui prevalenza dipende direttamente dalla lunghezza del circuito più sfavoito. Da tale prevalenza e dalla portata totale dipende poi la *potenza* della pompa. Se dal calcolo risultano valori di L troppo elevati, occorrerà spezzare l'impianto in 2 rami, raddoppiando la portata, ma riducendo di molto le perdite di carico. Questo viene fatto nel caso ci sia un ramo molto più lungo degli altri, che farebbe sbilanciare troppo l'impianto.



Di solito nella posa in opera si comincia dai vani più lontani, isolando magari il tratto di tubo che passa in altri locali, per evitarne surriscaldamento. Inoltre, tale isolamento protegge anche dalla formazione di condensa nel caso in cui i pannelli vengano usati anche per il raffrescamento estivo.

## 2.5 Confronto tra caldaie tradizionali ed a condensazione

Nelle caldaie tradizionali i fumi vengono espulsi a temperature tali da evitare la formazione di condense nel condotto dei fumi: valori tipici sono attorno ai  $120/140^{\circ}\text{C}$ . Nelle *caldaie a condensazione* invece, molto diffuse in Germania e nei Paesi nordici, gli scambiatori sono fatti in modo da permettere la condensazione di buona parte del vapor d'acqua presente nei fumi. Il metano ( $\text{CH}_4$ ), combustibile utilizzato in queste caldaie, presenta il maggior rapporto H/C tra gli idrocarburi, che si traduce in una differenza tra il potere calorifico inferiore e quello superiore abbastanza elevata, di circa il 10%. Da qui la convenienza nel far condensare i fumi, che inoltre normalmente contengono solamente acqua e  $\text{CO}_2$ . La temperatura di rugiada del vapore contenuto nei fumi è di circa  $59^{\circ}\text{C}$  alla pressione di vapore tipica (numero di moli di  $\text{H}_2\text{O}$  sulle moli totali dei fumi). Raffreddando i fumi sotto tale vapore si ha dunque formazione di condensa. Quindi, più fredda è l'acqua di ritorno dell'impianto, più bassa sarà la temperatura dei fumi in uscita, maggiore sarà la quantità di vapore condensato, e dunque il calore latente recuperato. Le caldaie a condensazione si accoppiano quindi perfettamente con gli impianti a *pannelli radianti a pavimento*, che hanno temperature molto più basse di quelle dei radiatori. La temperatura superficiale del pavimento deve infatti restare al di sotto dei  $29^{\circ}\text{C}$ , che corrisponde ad una temp. di mandata di circa  $40^{\circ}\text{C}$ . Altro buon accoppiamento è quello con i *ventilconvettori*, che vengono fatti funzionare con una temperatura dell'acqua dell'ordine di  $45/50^{\circ}\text{C}$ , per evitare eccessivo riscaldamento dell'aria. Si noti che le temperature di ritorno sono minori, tipicamente di  $10^{\circ}\text{C}$ , di quelle di mandata, e risulta quindi molto semplice far condensare i fumi. Inoltre, anche su un impianto a radiatori, una caldaia a condensazione risulta vantaggiosa in quanto ai carichi parziali le temperature di ritorno possono scendere al di sotto del valore critico. Una caldaia a condensazione che lavori a temperature sufficientemente basse arriva ad avere rendimenti superiori del 10/15% rispetto ad una tradizionale.

- caldaia tradizionale a  $\text{CH}_4$ :

$$\eta_{t100} = \frac{\Phi_u}{\dot{m}_c H_i + R} \approx 91\%$$

dove

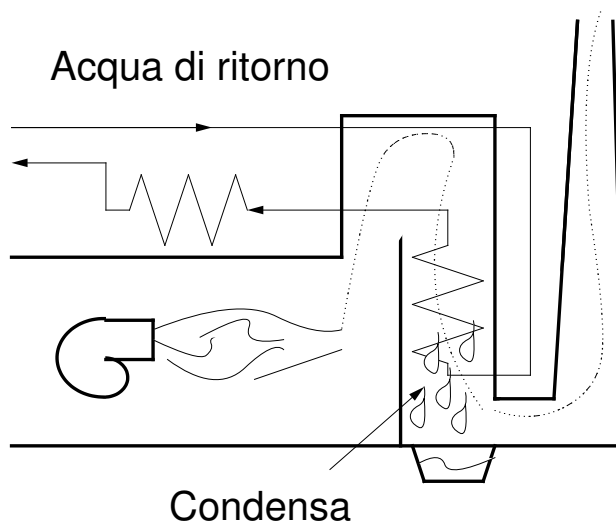
$\eta_{t100}$  = rendimento a massimo carico riferito ad  $H_i$

$H_i$  = potere calorifico *inferiore*

$R$  = potenza del ventilatore del bruciatore (trascurabile)

Si vede che la massima potenza ottenibile é forzosamente legata all' $H_i$ , non avendosi condensazione.

- caldaia a condensazione a  $CH_4$ :



$$\eta = \frac{\Phi_{u, cond}}{\dot{m}_c H_s} \approx 90/92\%$$

$$\eta_{t100} = 98/102\%$$

dove

$\eta$  = rendimento a massimo carico riferito ad  $H_s$

$H_s$  = potere calorifico *superiore*

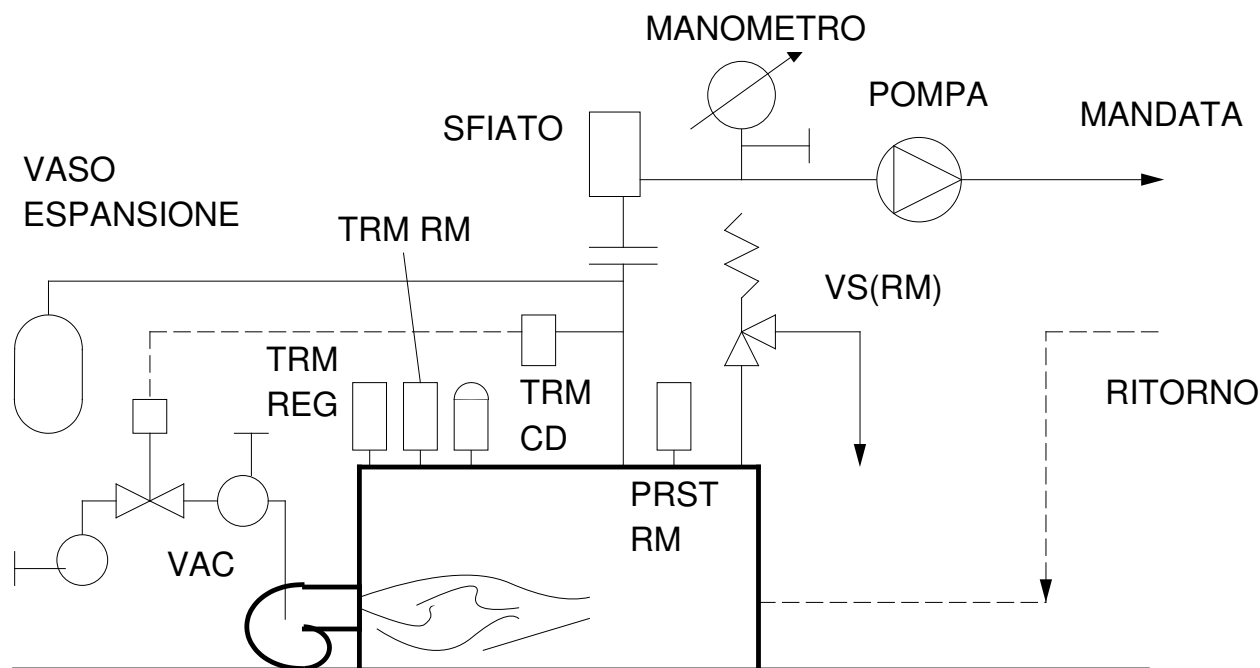
Si noti che il valore di  $\eta_{t100}$  puo' superare l'unita'

Come si puo' notare, il rendimento effettivo é nettamente superiore, anche se bisogna controllare spesso la temperatura per garantire la condensazione: in definitiva, una caldaia a condensazione rispetto ad una normale presenta:

- minori spese di combustibile
- maggiori spese di acquisto e manutenzione.

## 2.6 Locali caldaie e sicurezza

La caldaia é un sistema che trasforma l'energia chimica di una portata di combustibile,  $\dot{m}_c$ , in energia termica, trasportata poi all'edificio con una linea di distribuzione del fluido caldo. La portata di fluido in uscita é garantita da una *pompa*, e poché il circuito é chiuso e il regime stazionario ci sara' un ritorno con la stessa portata. Si rendono necessari **dispositivi di controllo e sicurezza**:

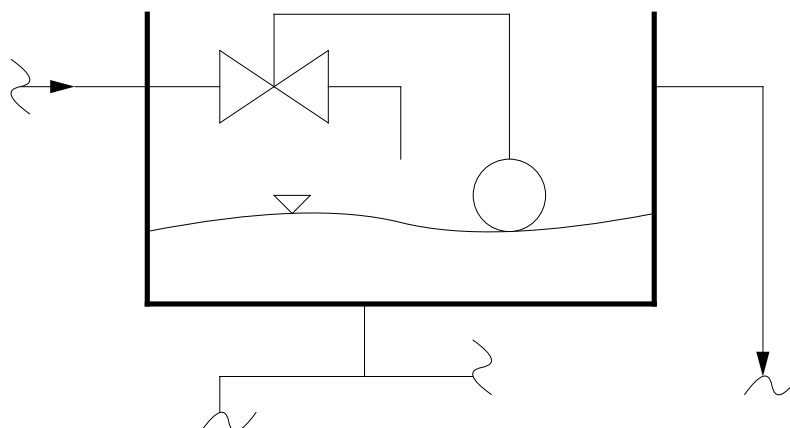


- TRM RM= termometro di sicurezza a riarmo manuale: si interviene manualmente per riattivare il sistema. Scatta quando la temperatura supera quella di regolazione.
- TRM REG= termometro di regolazione, spegne la caldaia quando si raggiunge la temperatura dell'acqua voluta.
- VAC= valvola di controllo del combustibile, che puo' essere chiusa da un dispositivo di sicurezza attiva quando si raggiungono temperature troppo elevate.
- TRM CAL= termometro caldaia, senza funzioni di sicurezza.
- TRM MA= termometro sulla tubazione di mandata
- MAN= manometro per controllare la pressione
- PRS RM= pressostato a riarmo manuale, scatta al superamento di una pressione ritenuta pericolosa
- SFT= sfiato, che sfiata i gas presenti nella caldaia
- VS RM= valvola di sicurezza, la cui apertura é controllata da una molla, quando scatta si ha uno scarico di parte del fluido contenuto nel generatore. anche questa é a riarmo manuale, ed é sensibile alla pressione nel fluido.
- VE= vaso di espansione, che compensa le dilatazioni del fluido alle diverse temperature.

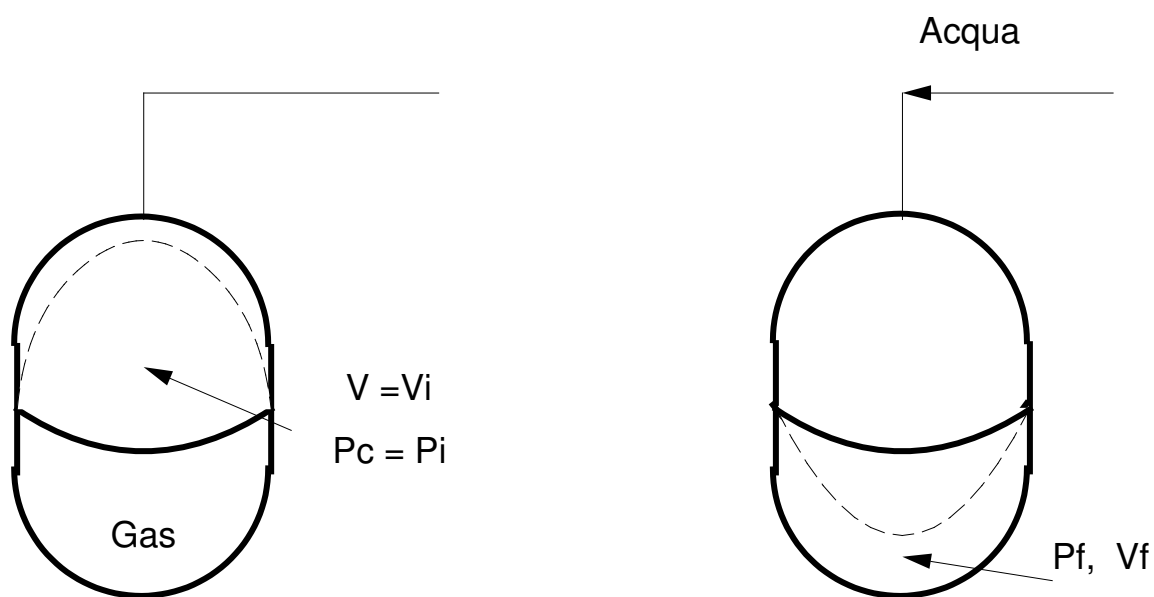
### 2.6.1 Vasi di espansione

Vengono collegati sulla tubazione di mandata, al di sotto della flangia. Possono essere di due tipi, *aperti* o *chiusi*.

- **Vasi aperti:** presenti solo nei vecchi impianti, sono posti nel punto piu' alto dell'impianto, e sono costituiti da una vaschetta con galleggiante. Quando il livello supera il limite di sicurezza, si permette una piccola oscillazione compensante della vaschetta.



- **Vasi chiusi:**, che possono avere una membrana interna o meno.



Nella condizione di esercizio, a causa della dilatazione del fluido, arrivera' dell'acqua dilatata nel vaso, occupandone una parte e comprimendo il gas contenuto in esso. Si ipotizza una trasformazione *isoterma* di tale gas. Sia  $V_{H_2O}$  il volume d'acqua contenuto nell'impianto, che puo' essere stimato proporzionalmente alla potenza dell'impianto:

$$V_{H_2O} \approx 15l/kW$$

Assumendo come valore di riferimento di variazione di temperatura

$$\Delta t \approx (80 - 10)K$$

si puo' determinare la variazione di volume E:

$$E = V_{H_2O} \epsilon \quad [m^3]$$

dove  $e$  è il coefficiente di dilatazione termica dell'acqua,  $e \approx 0,03$

$$e = [v(t_{max}) - v(t_{min})] \frac{1}{v(t_{min})}$$

dove  $v$  è il volume specifico,  $t_{max} = 80^\circ C$  e  $t_{min} = 10^\circ C$ .

$$E = V - V_f$$

$$E = V \left(1 - \frac{V_f}{V}\right)$$

per una trasformazione isoterma, si ha  $PV = \text{cost}$ :

$$P_f V_f = P_i V$$

$$\frac{V_f}{V} = \frac{P_i}{P_f}$$

da cui

$$E = V \left(1 - \frac{P_i}{P_f}\right)$$

da cui si ricava il volume del vaso di espansione:

$$V = \frac{E}{\left(1 - \frac{P_i}{P_f}\right)}$$

Di norma si pone  $P_f \leq 0,4 \text{ Mpa} = 4 \text{ bar}$ .  $P_f$  e  $P_i$  devono tener conto della differenza di quota tra il vaso di espansione e la valvola di sicurezza. Quando la pressione massima è superata si scarica il liquido in eccesso attraverso il condotto di scarico nella valvola di sicurezza.

$$P_i = P_c \geq 1,5 \text{ bar} = 0,15 \text{ Mpa}$$

dove  $P_c$  è detta *pressione di carica*. È buona norma adottare un vaso di espansione per ogni circuito, permettendo all'impianto di variare le proprie dimensioni liberamente. Se si vuol fare una modifica sostanziale all'impianto (es. ristrutturazioni) inserendo un nuovo circuito, esso dovrà essere dotato del proprio vaso di espansione. In questo modo però la valvola di sicurezza può non intervenire quando la temperatura supera il valore critico in quel circuito. Si tende quindi ad installare su ogni circuito un sistema di sicurezza che controlli sia la pressione che la temperatura, intervenendo eventualmente sull'alimentazione del combustibile. Questo risulta difficoltoso nelle caldaie a combustibile solido (legna e carbone), per la lentezza di spegnimento.

## 2.6.2 Dimensionamento delle valvole di sicurezza

La valvola di sicurezza è tarata in funzione della *potenza del focolare*, ovvero:

$$\Phi_{focolare} = \dot{m}_c H_i - P_f$$

dove  $P_f$  sono le perdite ai fumi, mentre

$$\Phi_{termica} = \dot{m}_c H_i$$

La valvola di sicurezza quando interviene fa uscire solo vapore: si vuole che la portata di vapore in uscita equilibri la potenza termica in entrata nella caldaia

$$\dot{m}_v r = \Phi_{focolare} = \dot{m}_c H_i - P_f$$

dove  $m_v$  é la portata di vapore, ed  $r$  il calore di vaporizzazione (circa 2500 kJ/kg). dimensionare la valvola significa scegliere il suo diametro di scarico:

$$\Phi_{focolare} = \dot{m}_v r = \frac{\dot{V}}{v_v} r = \frac{w_{max}}{v_v} A r$$

dove

$w_{max}$  = velocita' massima sulla valvola;

$v_v$  = volume specifico del vapore

$A$  = area della valvola

Si ottiene

$$A = \Phi_{focolare} \frac{v_v}{w_{max}} \frac{1}{r}$$

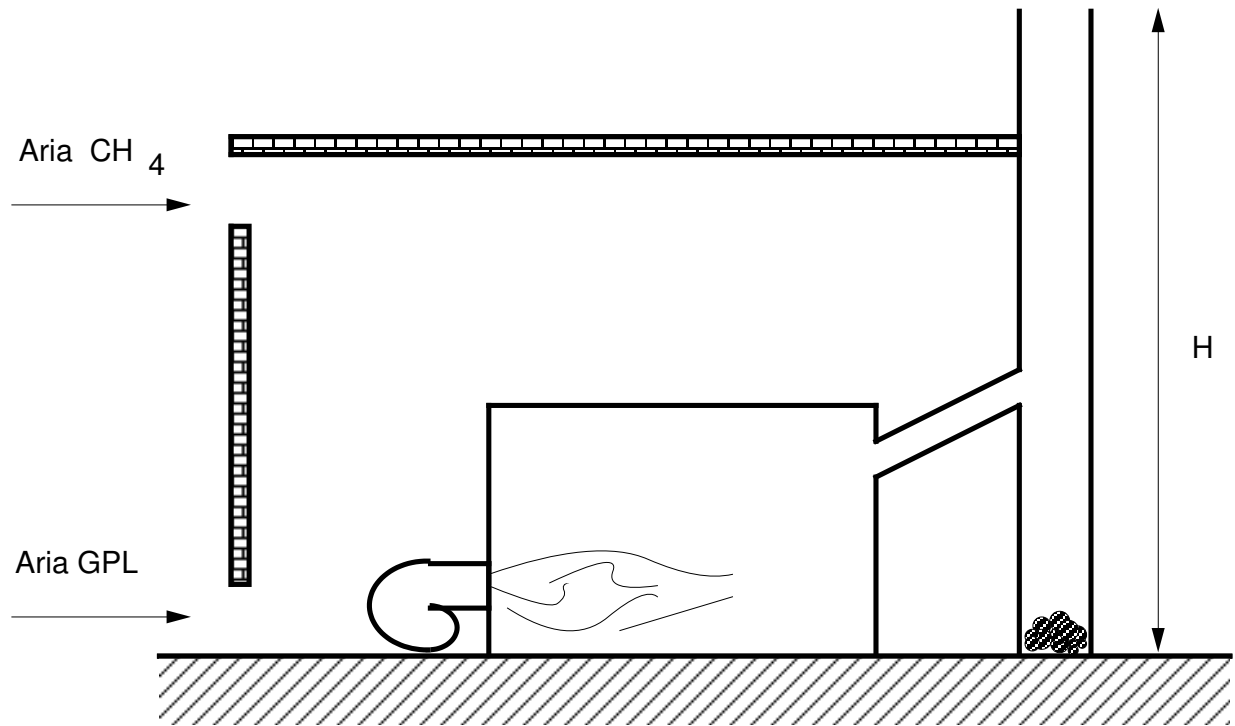
si vede che attraverso la potenza del focolare si determina subito li diametro della valvola.

### 2.6.3 Locale caldaia e camino

Il *locale caldaia o centrale termica*, deve soddisfare determinati requisiti di sicurezza:

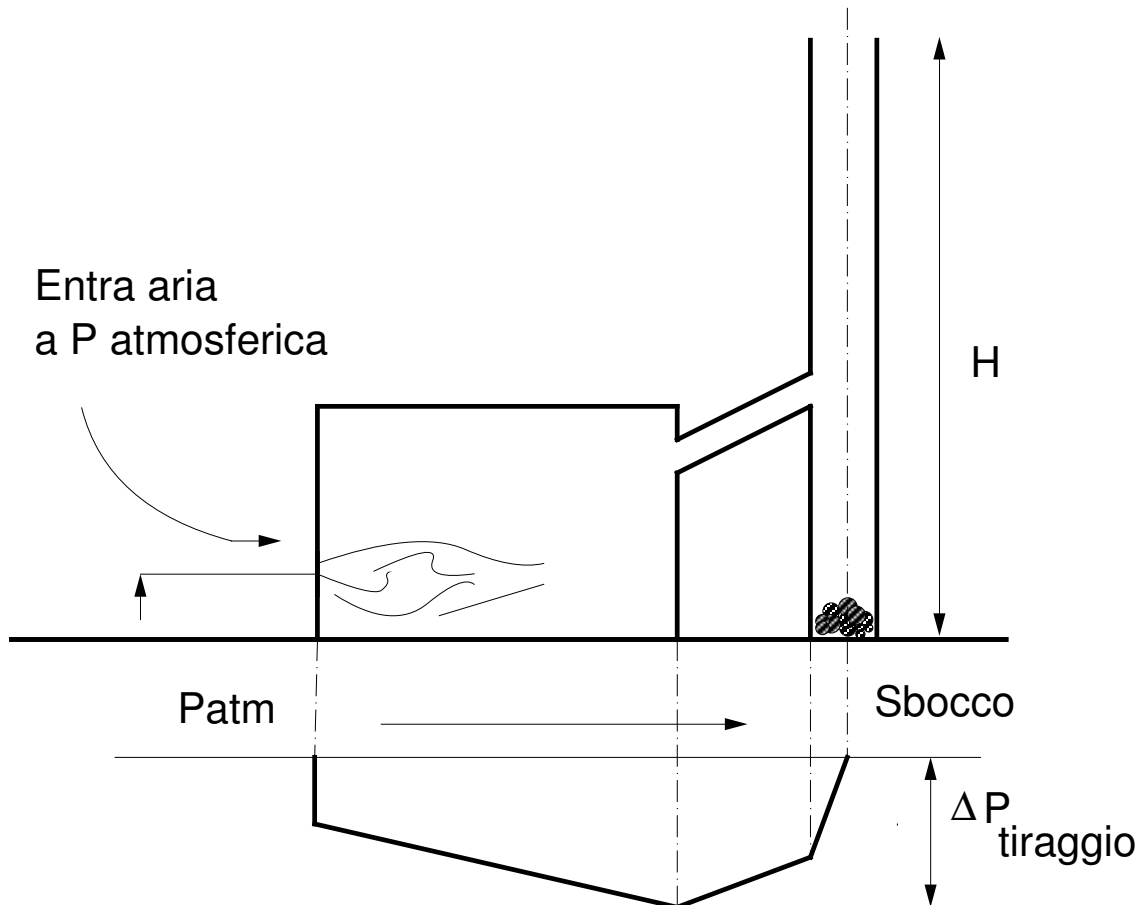
- le dimensioni devono sottostare a vincoli di norma
- devono esserci aperture per l'ingresso dell'aria comburente, e per lo sfogo del combustibile nel caso ci fosse una perdita: in alto per il metano (piu' leggero dell'aria) ed in basso per il GPL (piu' pesante).
- se il combustibile é GPL, la centrale deve essere completamente fuori terra.
- il canale di fumo deve essere a pendenza sempre positiva
- il **camino** deve garantire l'evacuazione dei fumi per *tiraggio naturale*, garantito dalla differenza di densita' tra i fumi caldi e l'aria fredda esterna. Nel camino si prevede uno sportello di ispezione per la rimozione del materiale accumulato.





si puo' tracciare un **andamento delle pressioni** nelle caldaie *atmosferiche* (ovvero senza ventilatore) e *pressurizzate*:

- **Caldaia atmosferica:**

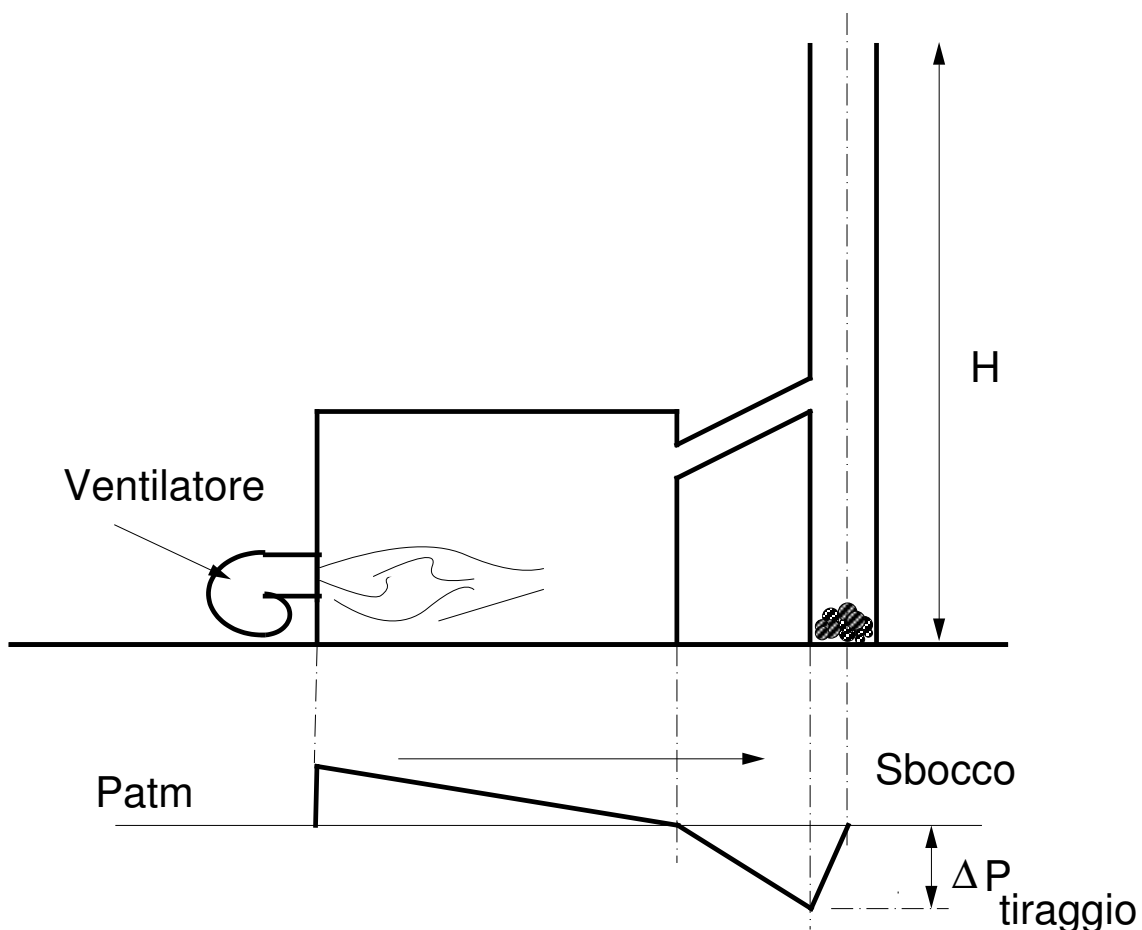


$$\Delta P = gH(\rho_A - \rho_F)$$

con H altezza del camino,  $\rho_A$  densita' dell'aria fredda in ingresso,  $\rho_F$  densita' dei fumi. Si ha che

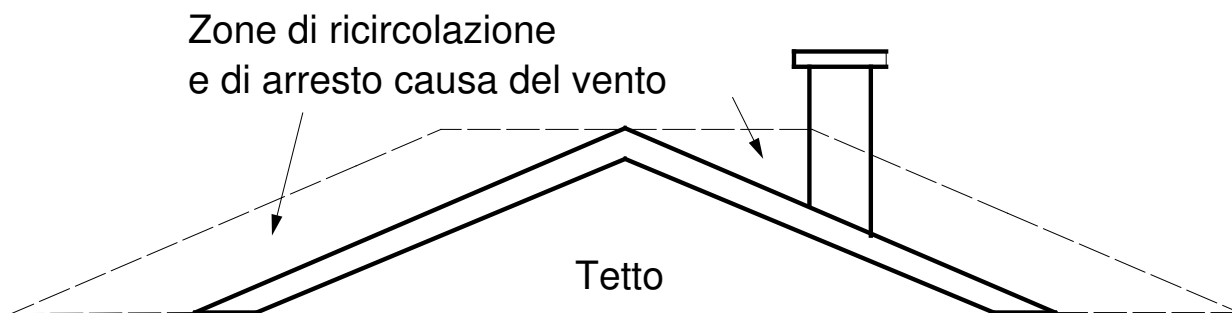
$$\rho_A > \rho_F$$

• Caldaia pressurizzata:



Il canale da fumo ed il camino devono comunque essere in *depressione* rispetto all'ambiente, per evitare la fuoriuscita di fumi nel tragitto. Quindi, anche nella caldaia pressurizzata, l'espulsione dei fumi deve essere dovuta al tiraggio del camino, che comunque é limitato per la presenza del ventilatore che favorisce il moto del fluido in caldaia.

Per il dimensionamento dei camini le norme di riferimento sono le UNI 7129 e la UNI10641, che regolano anche lo *sbocco*: esso deve essere piu' alto del tetto, in modo da evitare la zona di ricircolazione ed arresto.

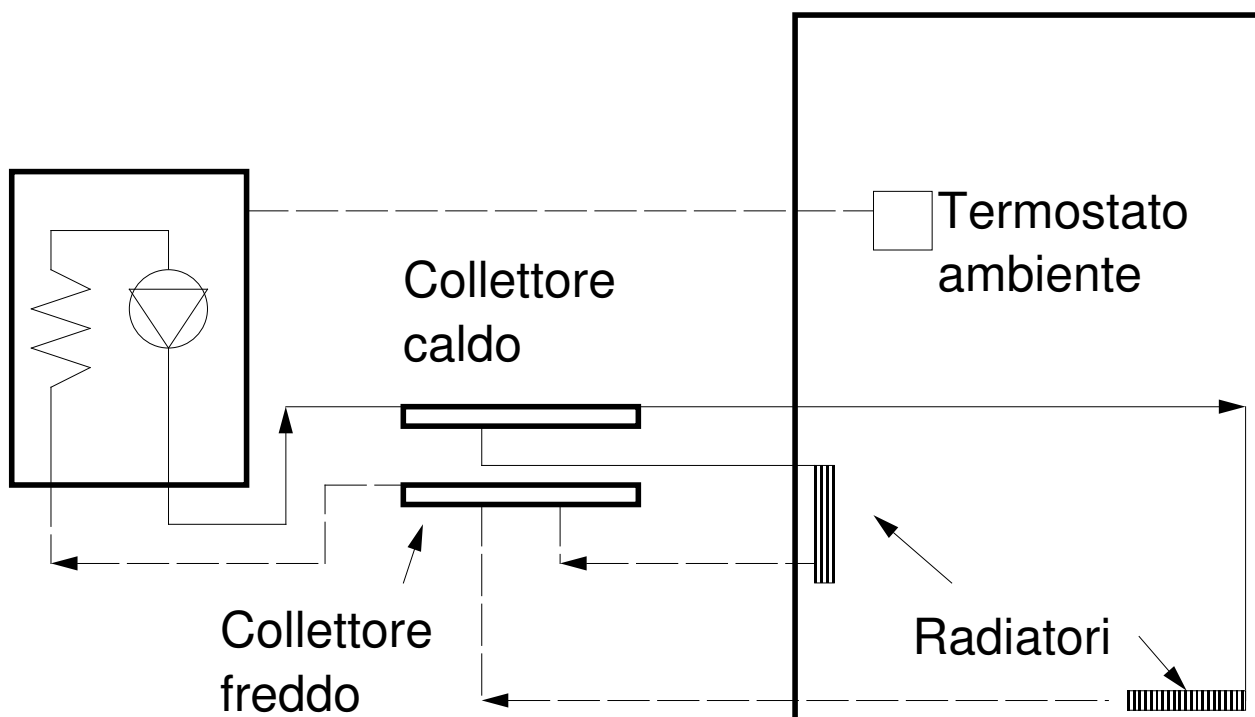


## 2.7 Schemi e funzionamento di diverse tipologie di impianti

Verranno trattate diverse tipologie di impianti, semplici e complessi, a seconda delle esigenze, con o senza circuiti secondari.

### 2.7.1 Impianto di riscaldamento monofamiliare piccolo

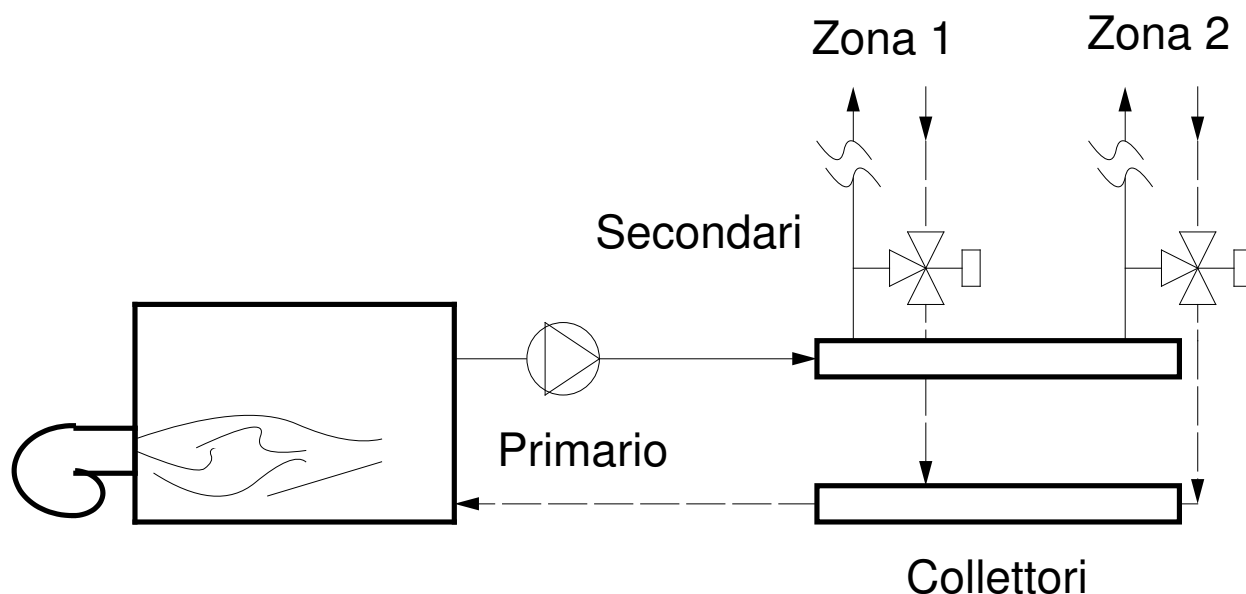
E' servito da una caldaia che possiede già al suo interno tutti i sistemi di sicurezza e la pompa di circolazione. Viene realizzato di solito a *collettori complanari*, il cui collegamento alla caldaia é diretto con tubi di acciaio. Dai collettori ai terminali si usano invece tubi in rame.



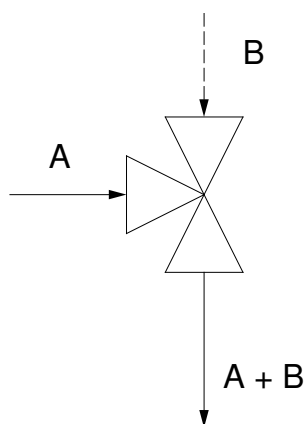
La regolazione avviene attraverso il *termostato ambiente* che interviene sulla pompa e sul bruciatore, regola anche gli orari di accensione. Si possono installare anche delle *valvole termostatiche*, collocate nei terminali, che regolano la differenza di temperatura acqua-ambiente, e sono regolate dalla temperatura ambiente stessa. Queste non vanno poste nello stesso locale del termostato ambiente.

### 2.7.2 Impianto di riscaldamento monofamiliare grande

L'impianto, più grande del precedente, viene diviso in *più zone*, di solito zona notte e zona giorno, per permettere il funzionamento in orari differenti.

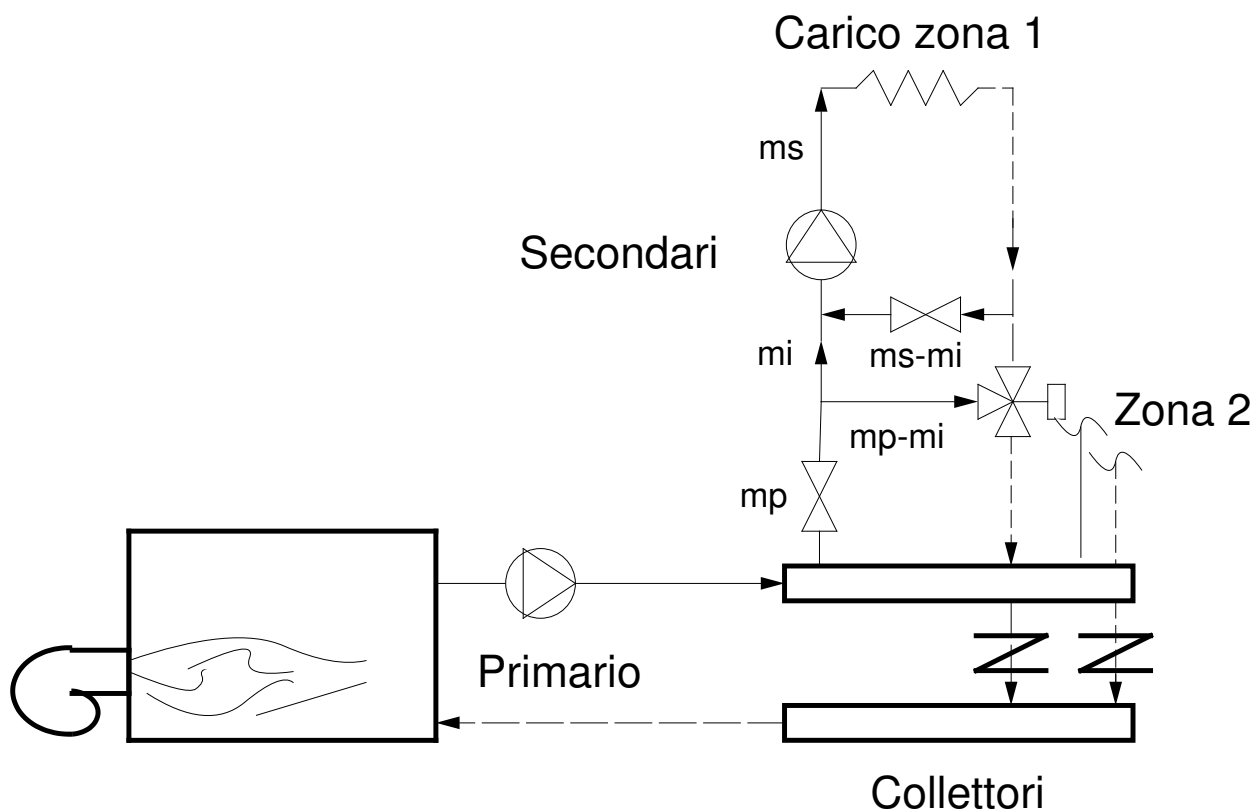


Si noti che la soluzione prevede secondari senza pompe, e regolazione tramite *valvole a ter vie*,



che regolano la temperatura dell'acqua di mandata e sono controllate dai termostati ambiente delle rispettive zone. La valvola funziona con A chiuso e B aperto, o viceversa, ma senza posizioni intermedie, e sono attuate da motori elettrici od elettrocalamite. Gli impianti visti finora presentano una sola pompa di circolazione sul primario. In realtà si possono avere anche varie **pompe sui circuiti secondari**, ed in questo caso non si fanno distinzioni tra impianti piccoli e grandi.

2.7.3 Impianto di riscaldamento ad INIEZIONE



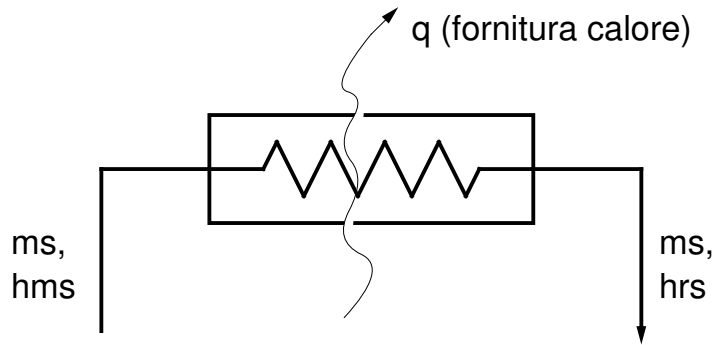
Si vede che sono presenti due circuiti distinti, primario e secondario, ognuno con la propria pompa. Le valvole di taratura garantiscono una portata costante, e si indicano come segue:



In particolare,  $\dot{m}_i$  é la portata di iniezione,  $\dot{m}_s$  la portata sul secondario e  $\dot{m}_p$  quella sul primario. Il by-pass permette un ricircolo parziale della portata del secondario. Da notare che:

- i collettori sono a pressioni diverse
- le due pompe (sul primario e sul secondario) lavorano a portata costante, e lo si vede dal fatto che il circuito che chiude la pompa non ha regolazioni.
- grazie alla valvola di taratura si ha portata sul secondario costante, pur variando la portata di iniezione e dunque la temperatura.

La regolazione serve a mantenere al secondario una opportuna temperatura per quegli impianti che non possono funzionare alla temperatura massima della caldaia che circola nel primario. (Tipico utilizzo, per i pannelli radianti a pavimento). In definitiva, questo impianto lavora a portata costante al secondario, e permette di variare la temperatura di mandata. Questo avviene grazie alla portata di iniezione, che ha la temperatura che arriva dalla caldaia, ed é regolata dalla valvola a tre vie. Diminuendo la  $\dot{m}_i$  e grazie al ricircolo, la temperatura di mandata del secondario si mantiene sufficientemente bassa.



$$q = \dot{m}_s (h_{ms} - h_{rs})$$

con  $h_{ms}$  e  $h_{rs}$  entalpie di mandata e di ritorno sul secondario;

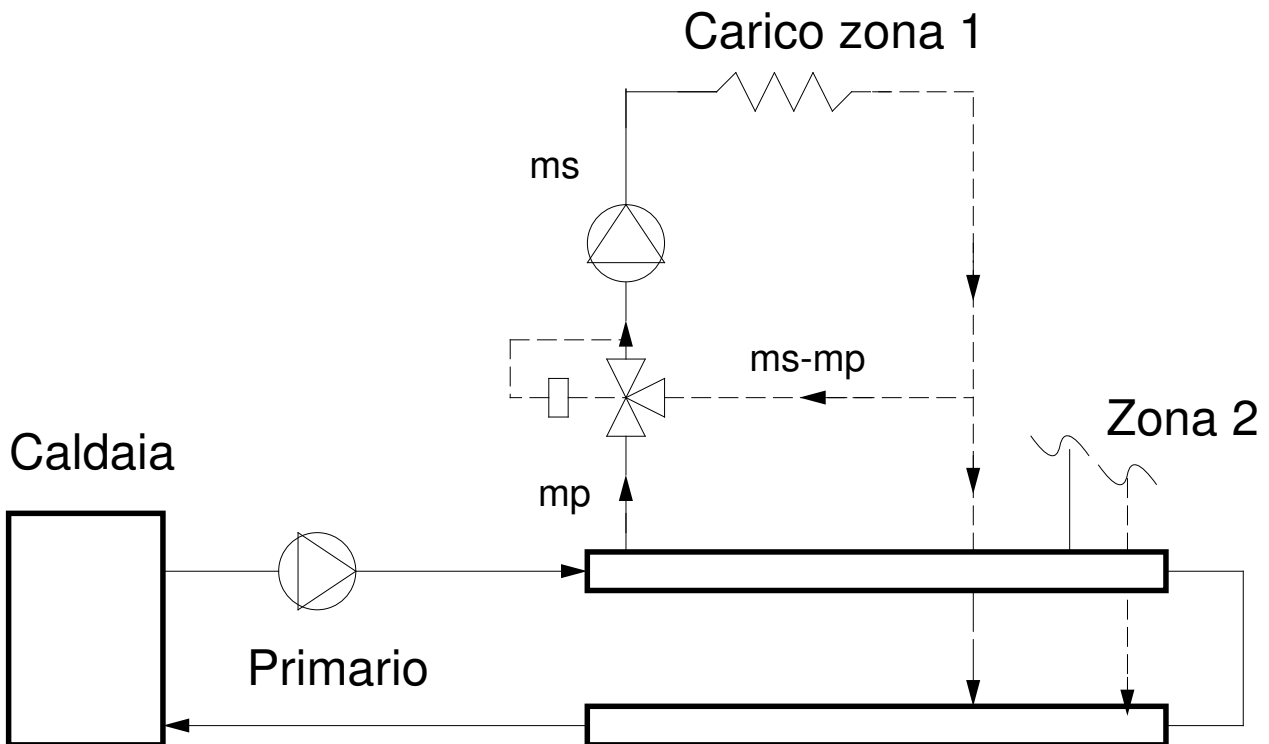
$$\theta(\dot{m}_i) > \theta(\dot{m}_s)$$

grazie al ricircolo si mantiene una differenza di temperatura tra i due circuiti di almeno 10 K. Da notare infine che la pompa sul primario é necessaria per garantire la circolazione in questo circuito, che non ci sarebbe con la sola pompa sul secondario per la presenza del by-pass.

**Osservazione:** le valvole a 3 vie possono essere utilizzate come *miscelatrici*, con 2 entrate ed 1 uscita, o come *deviatrici*, con 1 entrata e 2 uscite.

### 2.7.4 Impianto di riscaldamento ad MISCELAZIONE

Sono impianti molto diffusi, meno complessi e costosi di quelli ad iniezione.



Si vede che, rispetto agli impianti ad iniezione:

- mancano le valvole di taratura

la valvola a 3 vie é posta sulla mandata del secondario, anziché sul ritorno. Questo perché la valvola a 3 vie funziona meglio come miscelatrice, che come deviatrice.

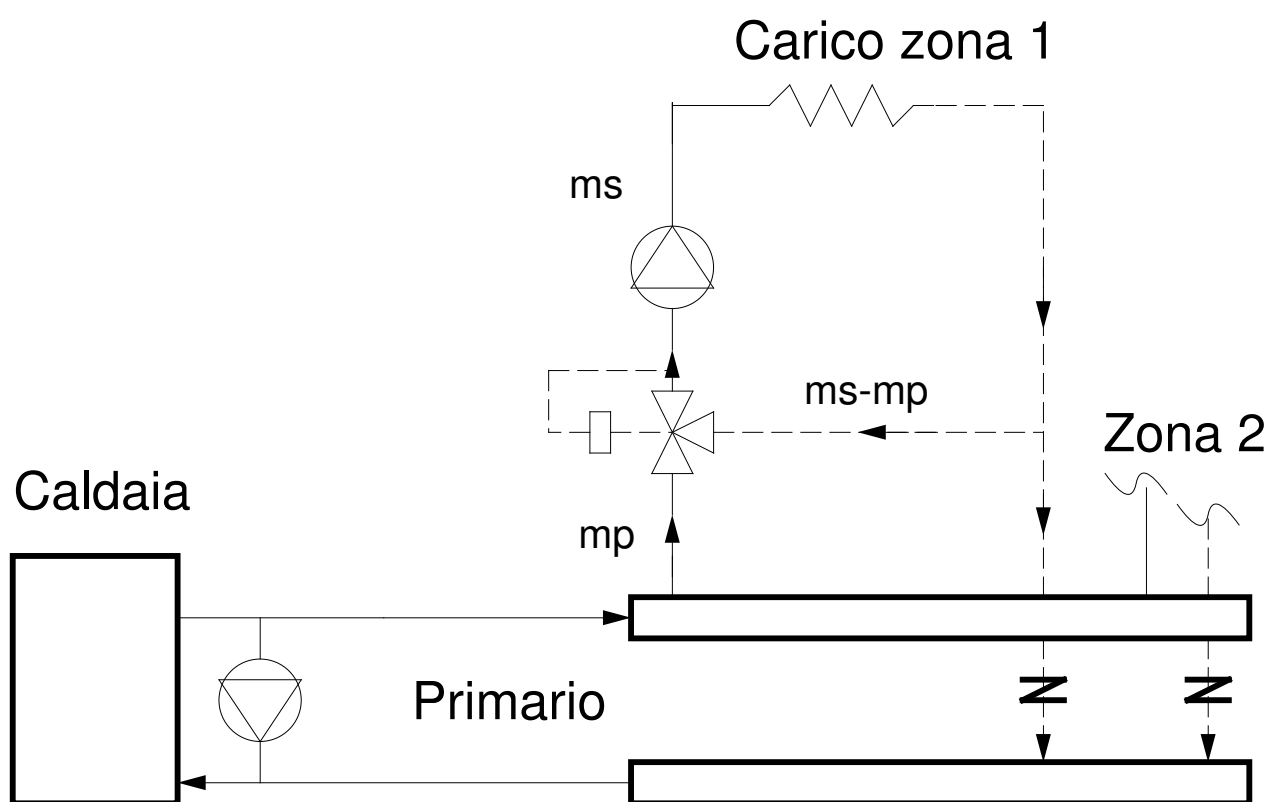
- i due collettori sul primario sono collegati, e non c'è dunque differenza di pressione.

Naturalmente, si ha:

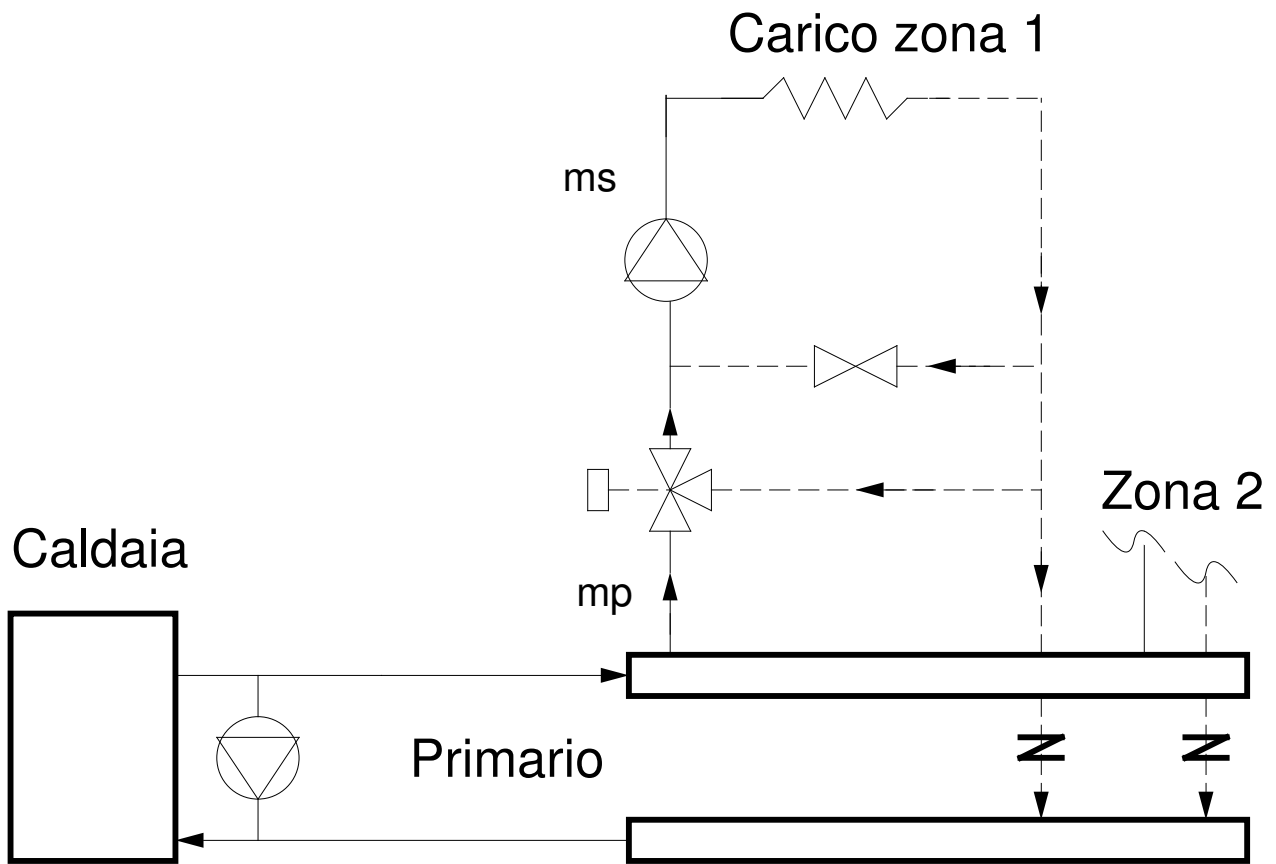
$$\dot{m}_s > \dot{m}_p$$

a meno che non si chiuda il ricircolo. Anche qui si effettua una regolazione della temperatura di mandata al secondario, però si può variare anche la portata.

### 2.7.5 Impianto di riscaldamento ad MISCELAZIONE senza pompa sul primario



In questa tipologia di impianto é assente la pompa sul primario, e non c'è collegamento tra i due collettori. se l'impianto é molto grande é prevista una piccola pompa di ricircolo presso la caldaia, per mantenere la temperatura di ritorno ad un valore abbastanza elevato da evitare la formazione di condensa all'interno della caldaia stessa. Questo perché il contatto tra i fumi caldi ed un tubo troppo freddo (sotto la temperatura di rugiada dei fumi stessi) porta alla formazione di condensa che può corrodere gli scambiatori. Questo tipo di impianto può essere utilizzato anche con sistemi a bassa temperatura (pannelli a pavimento), come nello schema seguente:

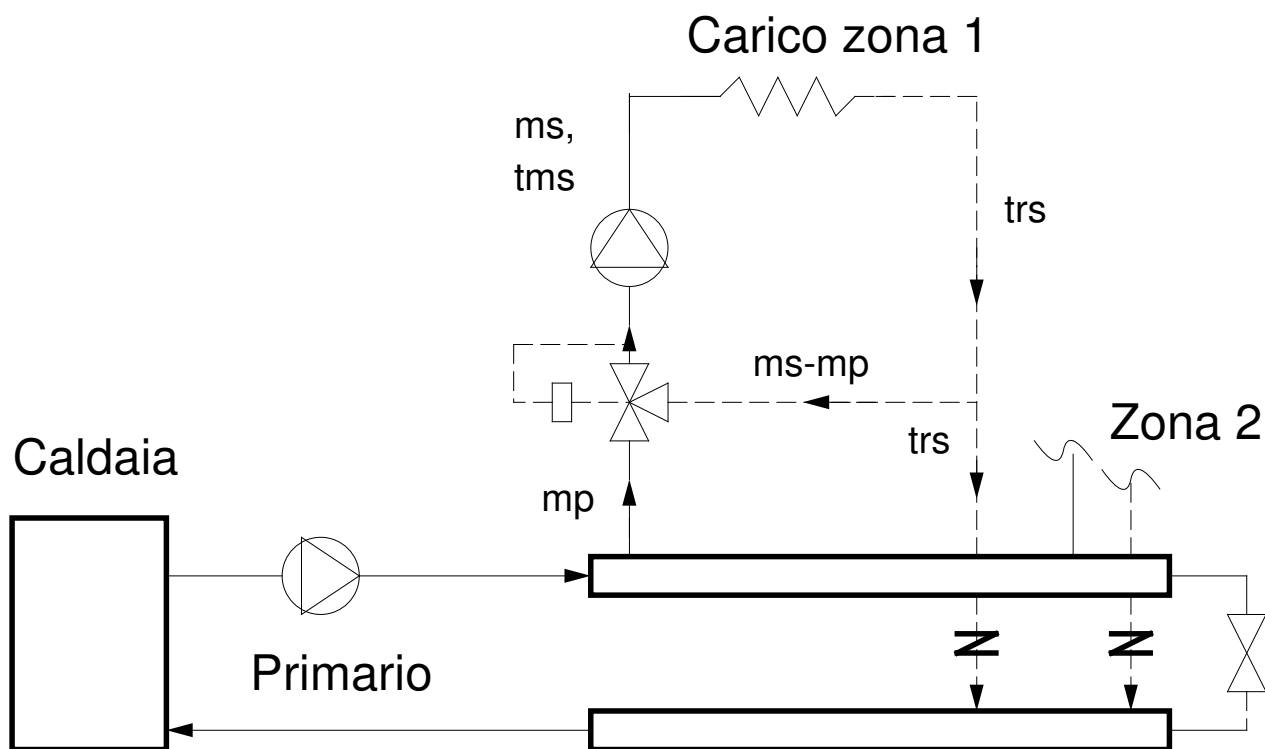


viene garantita una portata di ricircolo che limita la temperatura di mandata del secondario al valore massimo previsto per non avere pavimenti troppo caldi.

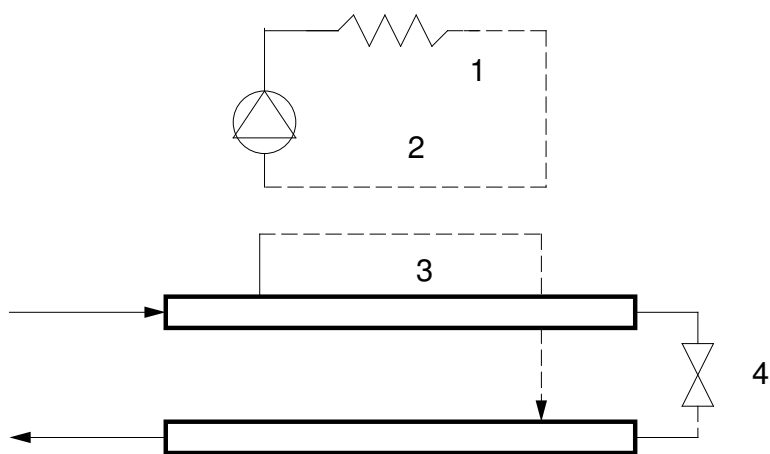
### 2.7.6 Analisi degli impianti a MISCELAZIONE

serve a determinare le portate nei rami della rete e dei rapporti fra di esse per la regolazione con la valvola miscelatrice a 3 vie.



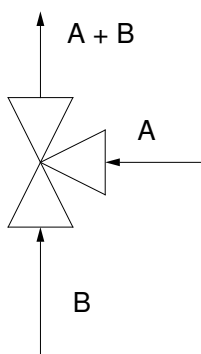


L'impianto puo' essere considerato come diviso in 2 maglie diverse:



I rami 1 e 2 sono in parallelo, cosi' come i rami 3 e 4.

Nella condizione di **carico massimo** dell'impianto, si ha:



la valvola a 3 vie presenta A completamente chiuso: le portate su primario e secondario coincidono, e quindi anche le temperature:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_p$$

$$t_s = t_p$$

\*\*

$$\dot{m}_s - \dot{m}_p = 0$$

$$q_{max} = \dot{m}_s c (t_{ms} - t_{rs})_{max}$$

$$q_{max} = \dot{m}_p c (t_{mp} - t_{rs})_{max}$$

con

$$t_{ms} = t_{mp}, \quad t_{rs} = t_{rp}$$

e dunque per il carico massimo occorre la portata seguente:

$$\dot{m}_s = \frac{q_{max}}{c(t_{ms} - t_{rs})_{max}}$$

Poiche' il carico non é quasi mai al massimo, é molto importante anche il **funzionamento a carico parziale**: la valvola A é aperta, e si ha:

$$q < q_{max}$$

$$q = \dot{m}_s c (t_{ms} - t_{rs})$$

$$q = \dot{m}_p c (t_{mp} - t_{rs})$$

La regolazione modifica la portata al secondario:

$$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_s} = \frac{t_{ms} - t_{rs}}{t_{mp} - t_{rs}}$$

si vede che il rapporto delle portate é legato al rapporto delle temperature, e si puo' scrivere anche:

$$\frac{q}{\dot{m}_s c} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_s} (t_{mp} - t_{rs})$$

$$\frac{q}{\dot{m}_s c} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_s} [(t_{mp} - t_{amb}) - (t_{rs} - t_{amb})]$$

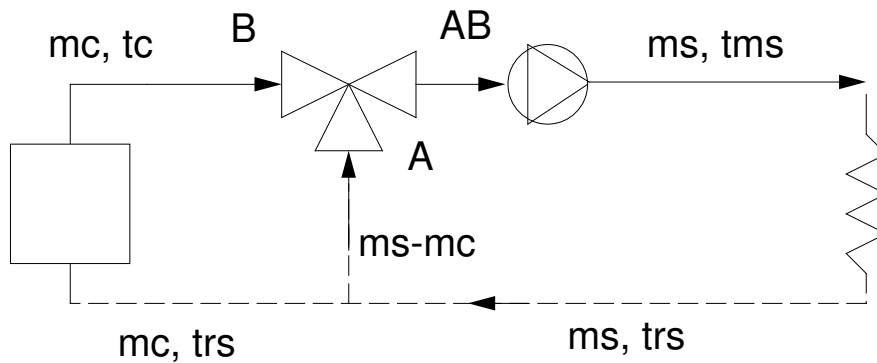
inoltre

$$\frac{q}{q_{max}} (t_{ms} - t_{rs})_{max} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_s} [(t_{mp} - t_{amb}) - (t_{rs} - t_{amb})_{max} \frac{q}{q_{max}}]$$

da cui, si ha:

$$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_s} = \frac{(t_{ms} - t_{rs})_{max} \frac{q}{q_{max}}}{(t_{mp} - t_{amb}) - (t_{rs} - t_{amb})_{max} \frac{q}{q_{max}}}$$

Un termostato sulla mandata al primario e uno sul secondario regolano il rapporto tra le portate .

**2.7.7 Impianti ad un unico circuito:**


Anche in questo caso si ha regolazione con valvola miscelatrice: entra  $\dot{m}_c$  a  $t_c$ , esce  $\dot{m}_c$  a  $t_{rs}$ . il bilancio di entalpie é il seguente:

$$q = \dot{m}_c c (t_c - t_{rs})$$

$$q = \dot{m}_s c (t_{ms} - t_{rs})$$

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_s} = \frac{t_{ms} - t_{rs}}{t_c - t_{rs}}$$

Nelle condizioni di carico massimo  $q_{max}$  si avra' il massimo salto di temperatura sul secondario:

$$q_{max} = \dot{m}_s c (t_{ms} - t_{rs})_{max}$$

$$\frac{q}{\dot{m}_s c} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_s} (t_c - t_{amb}) = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_s} [(t_c - t_{amb}) - (t_{rs} - t_{amb})]$$

$$\frac{q}{\dot{m}_s c} = \frac{q}{q_{max}} (t_{ms} - t_{rs})_{max}$$

$$\frac{q}{\dot{m}_s c} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_s} [(t_c - t_{amb}) - (t_{rs} - t_{amb})_{max} \frac{q}{q_{max}}]$$

dove

$$(t_{rs} - t_{amb}) = \frac{(t_{rs} - t_{amb})_{max}}{(t_{rs} - t_{amb})_{max}} (t_{rs} - t_{amb})$$

e dunque

$$q \propto (t_{rs} - t_{amb})$$

$$q_{max} \propto (t_{rs} - t_{amb})_{max}$$

da cui

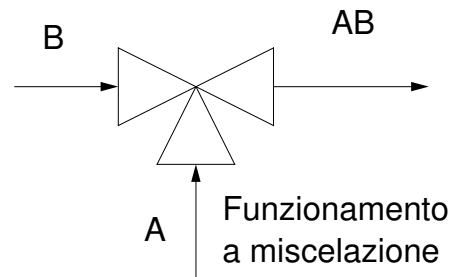
$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_s} = \frac{(t_{ms} - t_{rs})_{max} \frac{q}{q_{max}}}{(t_c - t_{amb}) - (t_{rs} - t_{amb})_{max} \frac{q}{q_{max}}}$$

e si vede che il rapporto tra le portate é funzione delle temperature controllate  $t_c$  e  $t_{amb}$ .

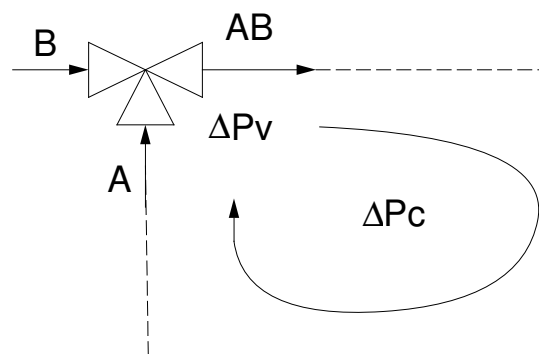
### 2.7.8 Scelta delle valvole di regolazione:

Si scelgono in funzione delle *perdite di carico* a cavallo della valvola.

Per una valvola di regolazione a tre vie, ad esempio:



la valvola introduce una perdita di carico nel circuito, che va sommarsi a tutte le altre presenti.



Nella condizione di *valvola aperta*, si deve soddisfare la condizione seguente:

$$\Delta P_v \approx \Delta P_c$$

dove  $\Delta P_v$  sono le perdite della valvola, e  $\Delta P_c$  quelle del circuito. La valvola opera su di un circuito in cui le perdite sono dovute anche alla valvola stessa: tale circuito funziona bene se la perdita dovuta alla valvola é elevata, in quanto il comportamento risulta poco influenzato dalle variazioni di  $\Delta P_v$  e  $\Delta P_c$  introdotte dalla regolazione. I costruttori caratterizzano le valvole con un *coefficiente della valvola*  $K_V$ :

$$K_V = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta P_v}}$$

In pratica  $K_V$  é la *portata volumetrica corrispondente* ad un salto  $\Delta P_v = 1 \text{ bar}$ , ossia una perdita di carico unitaria. Ora, posta la condizione

$$\Delta P_v = \Delta P_c$$

e dato il valore della portata  $\dot{V}$ , si trova il valore del  $K_{Vs}$  di scelta:

$$K_{Vs} = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta P_c}}$$

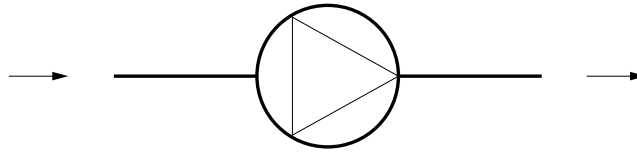
da cui si sceglie la valvola dai cataloghi in modo da avere

$$K_V < K_{Vs}$$

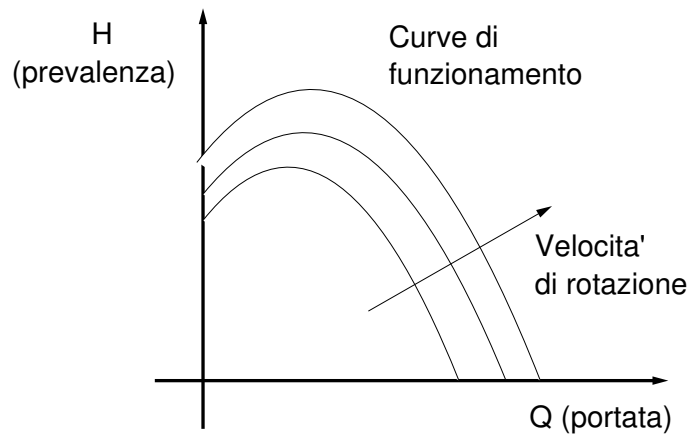
ed un diametro adeguato. Da notare che il  $K_V$  di una valvola é calcolato dal produttore misurando la portata che provoca un  $\Delta P_v = 1 \text{ bar}$ , mentre il  $K_{Vs}$  é ricavato dal progettista in funzione dell'impianto, determinando la perdita di carico effettiva sulla valvola.

### 2.7.9 Scelta delle pompe di circolazione:

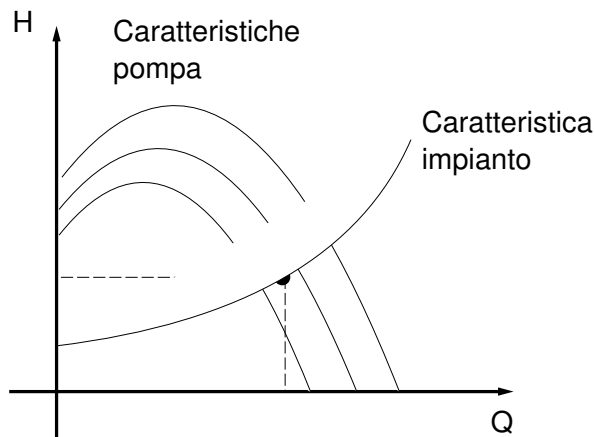
La pompa deve vincere una determinata perdita di carico  $\Delta P$  in un circuito con portata  $\dot{V}$ .



Sui cataloghi sono forniti i diagrammi di funzionamento prevalenza/portata alle diverse velocità di rotazione delle varie pompe:

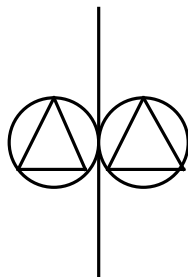


Il calcolo sul circuito fornirà i due valori, corrispondenti ad un punto sul diagramma, che in genere *non* appartiene ad una curva caratteristica di una pompa in commercio: bisognerà scegliere la macchina con la caratteristica più vicina che passa *al di sopra* del punto stesso.

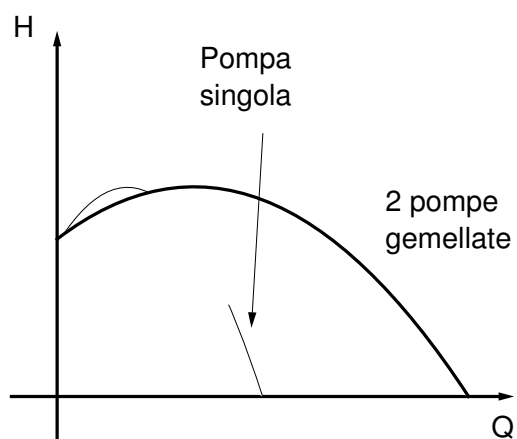


La curva caratteristica dell'impianto è parabolica perché le perdite sono proporzionali a  $v^2$ . È importante inoltre non cadere con il punto di funzionamento alla sinistra di un eventuale massimo della caratteristica della pompa, in quanto in questa zona si ha *funzionamento instabile* della macchina: ad una diminuzione di prevalenza corrisponde una diminuzione di portata, fino all'arresto della circolazione.

Le pompe dei grandi impianti sono di solito *gemellate*, usate con sistemi automatici che ne regolano il funzionamento alternato, in modo da garantire sempre il funzionamento dell'impianto, anche in caso di guasto ad una pompa.



La curva caratteristica di un sistema gemellato in cui le pompe funzionano in parallelo é uguale a quella della singola pompa, solo che risulta allargata, avendo il doppio della portata a parita' di prevalenza. Si usano, ovviamente, per impianti con grosse portate e basse prevalenze.



# Capitolo 3

## Impianti di condizionamento

Per impianti di condizionamento o climatizzazione si intendono quei sistemi adatti al controllo contemporaneo della temperatura e dell'umidità negli ambienti, mentre impropriamente, molto spesso vengono così intesi gli impianti per il benessere estivo anche se solo termico (raffrescamento).

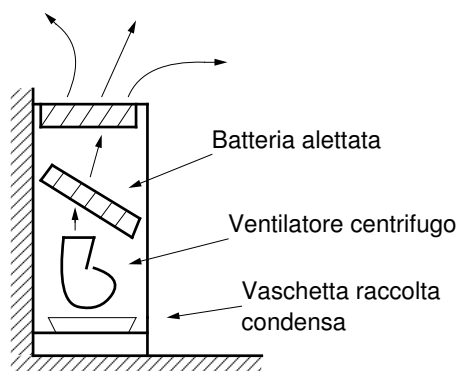
In generale gli impianti per il benessere possono essere classificati come segue:

1. a liquido (**acqua o acqua additivata**), sono adatti al controllo della sola temperatura interna e non dell'umidità; vengono dimensionati in base al carico sensibile, si usano solitamente per il riscaldamento ed il raffrescamento. Essi possono essere di tre diversi tipi:
  - A radiatori (uso solo invernale)
  - A ventilconvettori (uso invernale ed estivo)
  - A pannelli radianti (uso invernale e talvolta estivo).
2. Impianti **ad espansione diretta** (uso invernale ed estivo e per piccole e medie potenze).
3. Sistemi **a tutt'aria**, sono adatti al controllo sia della temperatura che dell'umidità interne; possono essere a loro volta divisi in *monocondotto o doppio condotto*, a portata costante o variabile.
4. Sistemi **misti aria-acqua**, a 2, 3 o 4 tubi, a *ventilconvettori* o ad *induttori*. Qui parte del carico sensibile é bilanciato con acqua che scambia calore con l'ambiente in terminali che prevalentemente sono ventilconvettori. Il carico latente invece é sempre equilibrato dall'aria. Nel caso di ventilconvettori l'aria entra a temperatura ambiente ed assorbe il carico latente, anche senza contribuire a quello sensibile, demandato completamente all'acqua. L'aria infatti entra ed esce alla stessa temperatura. Se invece si fa arrivare l'aria ad una temperatura inferiore a quella ambiente essa compenserà anche parte del carico sensibile.

### 3.1 Impianti a sola acqua

Sono impianti a radiatori, a ventilconvettori (o fan-coil) o a pannelli radianti. Con essi si realizza il controllo solo sulla temperatura dell'aria.

In precedenza sono stati analizzati gli impianti a radiatori e a pannelli radianti. Ora analizziamo gli impianti a **ventilconvettori**:



Schema della sezione di un ventilconvettore

### 3.1.1 funzionamento estivo

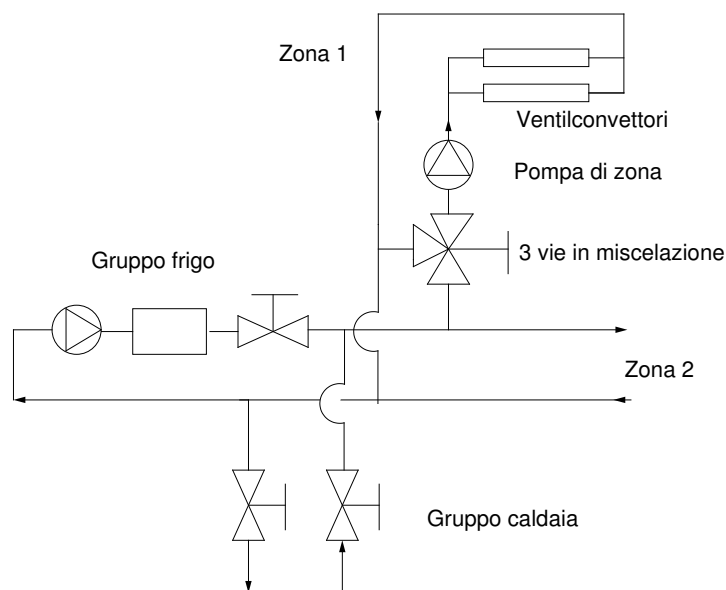
Solitamente la temperatura di mandata dell'acqua può cadere in due intervalli diversi:

- $t_m = 7^{\circ}C$ , nettamente al di sotto della temperatura di rugiada dell'aria: l'umidità dell'aria, a contatto con la batteria fredda, condensa parzialmente: si ha una deumidificazione significativa ma non controllata.
- $t_m = 14/15^{\circ}C$ , prossima alla temperatura di rugiada dell'aria ambiente: in questo caso l'effetto deumidificante è trascurabile, ed il benessere degli occupanti risulta minore.

Con  $t_m = 7^{\circ}C$  si ha maggior benessere ma questo è accompagnato da una efficienza minore rispetto al caso con  $t_m = 14/15^{\circ}C$  e dunque spesa maggiore. Infatti in questo secondo caso il gruppo frigorifero lavora con temperature di condensazione e di evaporazione più vicine, che porta ad un maggiore coefficiente di effetto utile del ciclo frigorifero. Poiché la temperatura di condensazione del ciclo dipende dalle condizioni esterne che d'estate si collocano a circa  $40^{\circ}C$ , per migliorare l'efficienza si può solo alzare la temperatura di evaporazione e la mandata dell'acqua si collocherà al di sopra di tale valore. Come indicazione generale, si consiglia sempre di sovradimensionare i ventilconvettori, che così possono sopportare bene i transitori iniziali e le situazioni gravose, mentre possono venire parzializzati nell'uso ordinario. Il sovradimensionamento di solito è consigliabile anche per la caldaia, ma non per il gruppo frigorifero, di norma a costo sensibilmente crescente con la potenza. L'impianto a ventilconvettori può essere realizzato a 2, 3 o 4 tubi:

- Impianto a 2 tubi:





E' il piu' semplice ed utilizzato, molto simile agli impianti di riscaldamento gia' visti. I terminali sono ventilconvettori.

- Impianto a 3 tubi:

Alla mandata ho 2 diversi tubi, uno per l'acqua fredda ed uno per quella calda: in questo modo le posso miscelare diversamente in ogni singolo terminale, ottenendo una buona regolazione differenziata. Si adatta molto bene alle mezze stagioni. E' piu' costoso di un impianto a 2 tubi, e presenta lo svantaggio di una bassa efficienza della caldaia e del gruppo frigorifero, dovuta al miscelamento dei ritorni nell'unico tubo.

- Impianto a 4 tubi: Ci sono 2 tubi di mandata e 2 di ritorno. Presenta i vantaggi del 3 tubi, senza penalizzare le efficienze. Ha un costo leggermente maggiore.

### 3.1.2 Funzionamento dei ventilconvettori

Negli impianti di raffrescamento ad acqua si rende necessario l'uso dei ventilconvettori in quanto i radiatori, ottimi nel funzionamento invernale, non garantiscono un sufficiente scambio termico. In inverno infatti, con una  $t_{mandata} = 80^{\circ}C$ ,  $t_{ritorno} = 70^{\circ}C$ ,  $t_{media} = 75^{\circ}C$ ,  $t_{ambiente} = 20^{\circ}C$  (dati tipici di progetto) si ha una

$$\Delta t = t_{media} - t_{ambiente} = 55K$$

che garantisce un buono scambio convettivo naturale e radiativo. In estate invece, si ha una  $t_{mandata} > 7^{\circ}C$ ,  $t_{ritorno} = 17^{\circ}C$ ,  $t_{media} = 12^{\circ}C$ ,  $t_{ambiente} = 26^{\circ}C$  che comportano una

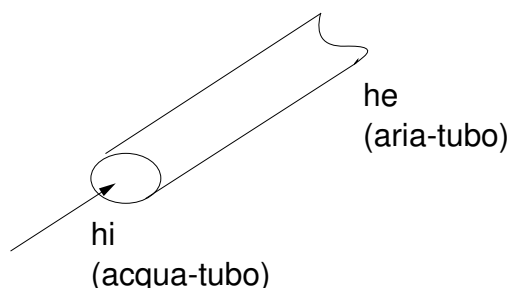
$$\Delta t = t_{media} - t_{ambiente} = 14K$$

e dunque scarsa convezione naturale e conseguente insufficiente scambio termico per assorbire i carichi. Infatti lo scambio termico convettivo vale

$$q = h A \delta t = f(\Delta t)^n$$

con  $n \approx 1,3$ . Da qui il necessario passaggio alla convezione forzata, e dunque ai ventilconvettori, composti da una batteria alettata e da un ventilatore che garantiscono uno scambio termico adeguato.

Da notare che per aumentare lo scambio convettivo tra un liquido ed un aeriforme non basta aumentare il numero di Reynolds  $Re$  dell'aria, poiché  $Pr_{aria} = 0,7 \ll Pr_{acqua} = 5$ , e dunque bisogna anche agevolare lo scambio dalla parte dell'aria stessa.



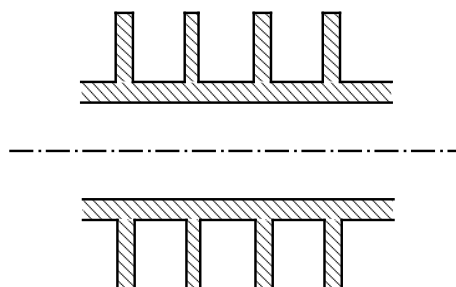
Se  $U$  é la trasmittanza del sistema acqua nel tubo ed aria esterna, si ha:

$$U \approx \frac{1}{R_i + R_e} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{h_i h_e}{h_i + h_e}$$

Poiché  $h_i \gg h_e$ , si ottiene

$$U \approx h_e$$

La trasmittanza é molto vicina al coefficiente di scambio convettivo minore, che é quello esterno. Quindi, bisogna favorire lo scambio esterno usando **tubi alettati**



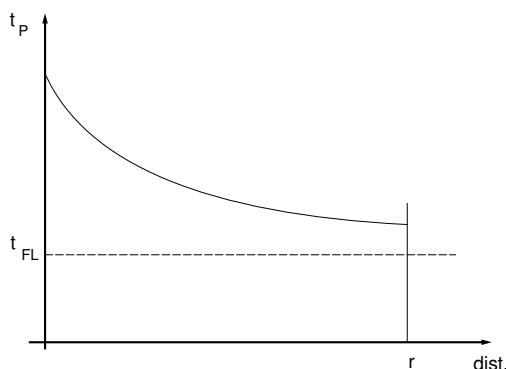
La trasmittanza totale del tubo diventa:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{A_i}{A_e} \frac{1}{\eta_A}}$$

dove  $A_i$  ed  $A_e$  sono le aree interna ed esterna del tubo alettato ( $A_i \ll A_e$ ) ed  $\eta_A$  é il rendimento dell'alettatura:

$$\eta_A = \frac{q}{q_{max}}$$

l'area dell'aletta infatti non lavora tutta allo stesso modo, si ha una distribuzione di temperatura del tipo in figura:



In pratica si vuol portare la trasmittanza (che é l'inverso della resistenza) al massimo valore possibile.

Ora, poiché il ventilconvettore muove l'aria ad alta velocità, per non alzare troppa polvere si rende necessario l'uso di un *filtro*, da pulire regolarmente. Infine, per evitare che l'acqua ghiacci in alcune parti del gruppo frigorifero, viene additivata di glicole.

### 3.1.3 Ventilconvettori in inverno

Il carico termico  $q$  che un singolo locale cede all'esterno vale:

$$q = q_T + q_v + (q_i^- + q_s^-)$$

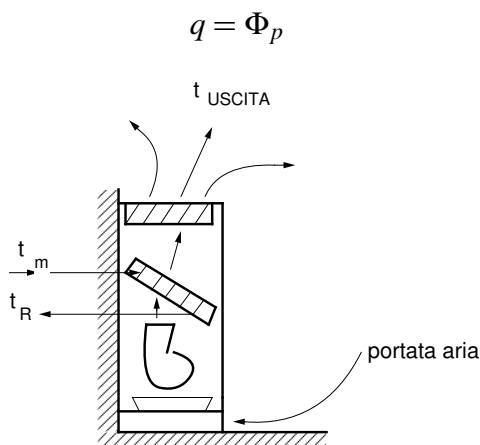
$q_T$  = carico per trasmissione

$q_v$  = carico per ventilazione

$q_i$  = apporti interni gratuiti (considerati nulli nel dimensionamento)

$q_s$  = apporti solari gratuiti (considerati nulli nel dimensionamento)

Il flusso termico ceduto deve essere uguagliato dalla potenza fornita dal terminale:



$$\Phi_p = \dot{m}_{H_2O} c_{H_2O} (t_{mandata} - t_{ritorno})$$

$$\Phi_p = \dot{m}_{aria} c_{aria} (t_{uscita} - t_{ambiente})$$

La portata di aria  $\dot{m}_{aria}$  é garantita e regolata dal ventilatore, che puo' girare a diverse velocità (di solito 3 o 4). La  $t_{ambiente}$  é fissata a  $20^\circ C$ . Viene detta anche "temperatura di set-point", ovvero quella impostata sul termostato. Dunque, assegnata la  $\Phi_p$  pari al carico gravante sul locale, si nota che la  $t_{uscita}$  cambia in funzione della portata d'aria:

$$t_{uscita} = t_{amb} + \frac{\Phi_p}{\dot{m}_{aria} c_{aria}}$$

A parità di flusso termico scambiato, la temperatura di uscita dell'aria varia all'aumentare della portata, con una legge non lineare, poiché la modifica di  $\dot{m}_{aria}$  incide anche su  $\Phi_p$ . Questo porta all'aumento (di poco) di  $t_{uscita}$  all'aumentare di  $\dot{m}_{aria}$ . Di norma si tende a dimensionare il terminale in modo da avere

$$t_{uscita} \leq 40/45^\circ C$$

per limitare la stratificazione ed il disagio degli occupanti. Ad esempio, se il terminale viene scelto dal catalogo per soddisfare il carico massimo con i valori seguenti:

$$t_{mand} = 70^{\circ}C$$

$$t_{rit} = 60^{\circ}C$$

$\dot{m}_{aria}$  massima (ovvero si dimensiona considerando che il ventilatore giri al massimo)

in queste condizioni di solito l'aria esce troppo calda. Infatti, calcolando la  $t_{uscita}$  con la formula di sopra, essa risulta inaccettabile. Per evitare cio', e mantenere la  $t_{uscita}$  entro il limite, si dimensiona il terminale con valori piu' bassi:

$$t_{mand} = 50/55^{\circ}C$$

$$t_{mand} - t_{rit} = 5K$$

$\dot{m}_{aria}$  media (ovvero si dimensiona considerando che il ventilatore non giri al massimo, ma ad una velocita' intermedia).

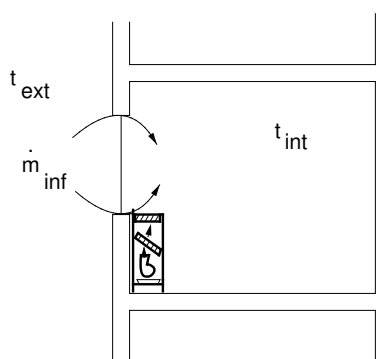
In questo modo si limita la  $t_{uscita}$ , ma anche il rumore, a tutto vantaggio del comfort degli occupanti. Il ventilconvettore risulta cosi' abbondantemente sovradimensionato per l'invernale, poiche' alla  $\dot{m}_{aria}$  massima si avra'

$$\Phi_{p,max} > q$$

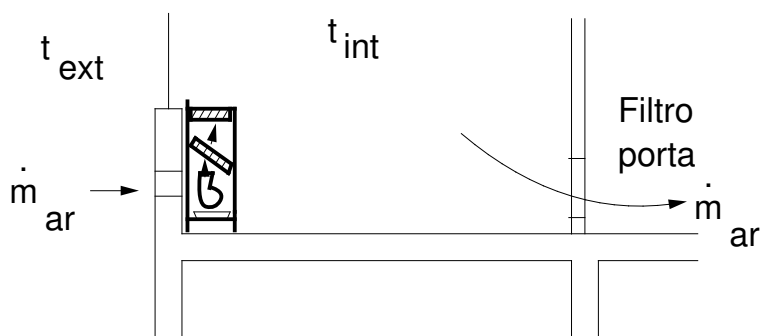
In questo modo il terminale ha transitori piu' brevi e la possibilita' di sopperire a situazioni estreme non previste in fase di progetto. Non e' un problema che lavori quasi sempre parzializzato.

Si puo' notare dunque che un impianto a ventilconvettori si presta molto bene all'utilizzo di una caldaia a condensazione, poiche' la temperatura di ritorno dell'acqua e' sicuramente minore di  $59^{\circ}C$ , che e' la temperatura di rugiada dei fumi del  $CH_4$ . Questo tipo di caldaia, come gia' visto, brucia meno combustibile, permettendo un buon risparmio rispetto alle caldaie tradizionali. Inoltre, grazie all'utilizzo di centraline che regolano la temperatura di mandata dell'acqua in funzione di quella esterna, nei carichi parziali la  $t_{rit}$  scende, alzando ancora il rendimento della caldaia a condensazione.

Ora, si e' visto che una parte del carico gravante su un locale e' dovuta alla ventilazione ( $q_v$ ), ovvero ad infiltrazioni che si manifestano sui serramenti.

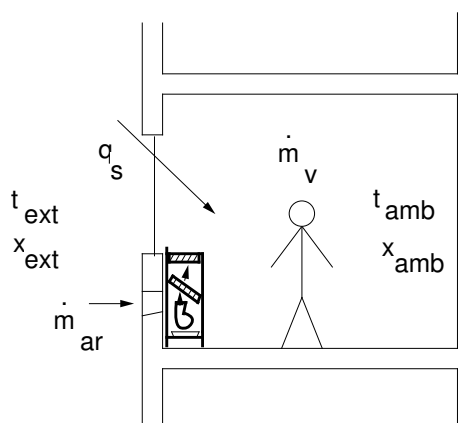


La portata di aria che si infila pero' non e' controllata, e puo' non essere sufficiente ad un adeguato ricambio d'aria in caso di locali affollati. Per questo motivo si puo' intervenire sul ventilconvettore per farlo comunicare con l'esterno attraverso aperture da cui aspira aria, che viene miscelata a quella interna.



Si deve garantire l'espulsione di una portata d'aria pari a quella aspirata, applicando ad esempio una griglia sulla porta. Il locale risulta così in leggera sovrappressione rispetto all'esterno, e ciò impedisce di avere spifferi verso l'interno.

### 3.1.4 Ventilconvettori in estate



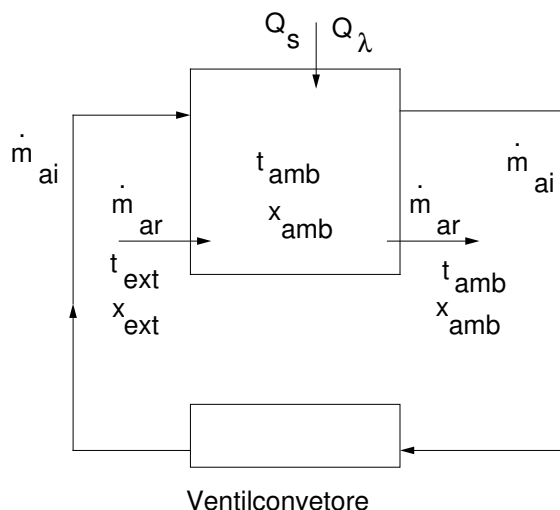
In ogni ambiente i carichi termici estivi sono di due tipi:

- scambi termici veri e propri (**carico sensibile**), dato dall'irraggiamento solare e dagli apporti interni (persone, elettrodomestici, etc...).
- immissioni di vapor acqueo che va asportato (**carico latente**, indipendente dalla temperatura), dovute alle persone presenti nel locale ed alle infiltrazioni di aria umida dall'esterno.

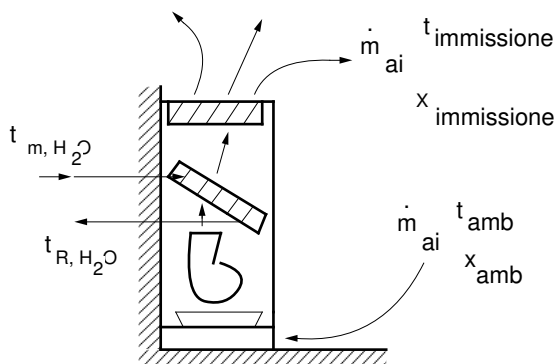
Il carico sensibile totale risulta:

$$Q_s = (q_T + q_s + q_i) + q_v$$

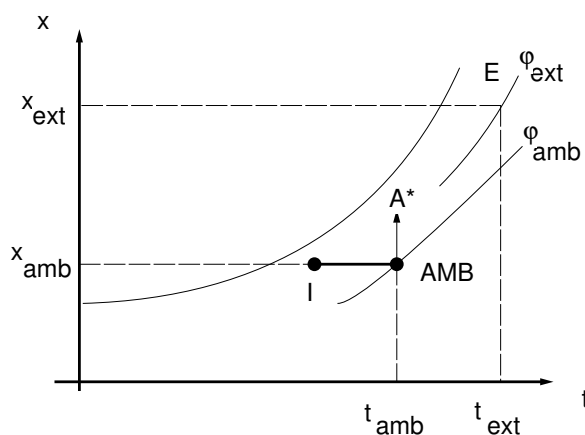
$$q_v = \dot{m}_{aria} c_{aria} (t_{est} - t_{amb})$$



$\dot{m}_{AI}$  = portata d'aria che fa circolare il ventilatore del mobiletto,  $\dot{m}_{AR}$  = portata d'aria esterna di rinnovo. Anche se il fan-coil appartiene alla stanza, lo si puo' vedere come oggetto esterno ad essa che comporta delle trasformazioni dell'aria interna.



Studiando il diagramma psicrometrico di Carrier:



Essendo  $x_{amb} < x_{ext}$ , il contributo di vapore  $\dot{m}_{v,ext}$  dovuto al rinnovo d'aria  $\dot{m}_{AR}$  proveniente dall'esterno vale:

$$\dot{m}_{v,ext} = \dot{m}_{AR}(x_{ext} - x_{amb}) > 0$$

E' un flusso entrante, cosi' come quello dovuto alle persone:

$$\dot{m}_{v,pers} > 0$$

a causa di questi flussi entranti, il sistema non é stazionario, la  $x_{amb}$  tende a crescere, l'ambiente tende dunque ad umidificarsi (si va verso il punto A\* sul diagramma). Questo fenomeno é dovuto alla temperatura di mandata  $t_{mand}$  dell'acqua troppo elevata, confrontabile con la temperatura di rugiada dell'aria, e dunque inservibile per far condensare l'umidita' ed asportarla. Per un maggior benessere termoigrometrico dunque, si consiglia una

$$t_{mand} < t_{rugiada}$$

inoltre si deve garantire che il punto di immissione I nel diagramma abbia una  $x_I < x_{amb}$ . ora, tornando al bilancio del calore sensibile sul ventilconvettore:

$$Q_s = (\Phi_p)_{sens} = \dot{m}_{AI} c_{aria} (t_{amb} - t_I)$$

da cui la temperatura di immissione  $t_I$ :

$$t_I = t_{amb} + \frac{Q_s}{\dot{m}_{AI} c_{aria}}$$

si ipotizza di avere una condizione limite:

$$t_I = t_{rugiada}$$

di conseguenza  $x_I = x_{amb}$  che non é sufficiente a bilanciare il sistema:

$$\dot{m}_v > 0$$

$$\dot{m}_{AI} (x_{amb} - x_I) = 0$$

allora la  $x_{amb}$  aumenta, A tende ad A\*. Se

$$\dot{m}_{AI} (x_{A*} - x_A) = \dot{m}_v$$

in pratica A\* é tale che  $(x_{A*} - x_A)$  bilancia il carico latente senza soddisfare le condizioni ambiente  $t_A, x_A$ : il sistema si stabilizza in una condizione diversa, con

$$t_I < t_{rugiada}$$

in modo da mantenere fisse le condizioni sull'ambiente.  $t_I$  deve corrispondere ad un  $x_I$  tale che:

$$\dot{m}_{AI} (x_A - x_I) = \dot{m}_v$$

$$x_I < x_A$$

dunque

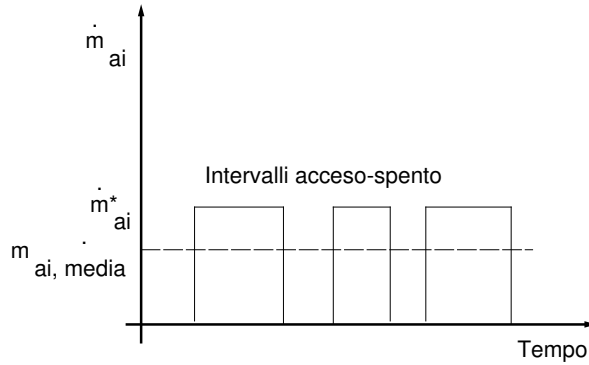
$$x_I = x_A - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{AI}}$$

si vede che piu' alta é la portata del mobiletto, piu' vicine sono la  $x_I$  e la  $x_A$ . La scelta di  $t_I$  non é solo legata al calore sensibile, ma anche a quello latente. Si sceglie il mobiletto epr avere il bilanciamento di un certo carico latente. Il *carico latente* sulla batteria risulta:

$$Q_\lambda = (\Phi_p)_\lambda = \dot{m}_v r_o = \dot{m}_{AI} r_o (x_{amb} - x_I)$$

con  $r_o$  calore latente di vaporizzazione.

I cataloghi danno 3 valori di velocita' del ventilatore: minima, media e massima, corrispondenti a 3 diverse portate  $\dot{m}_{AI}$ . Il mobiletto bilancia solo il carico sensibile, mentre quello latente si modifica e risulta non controllato. Il mobiletto modifica la  $t_I$  (media, perche' accende e spegne), e si ha una  $\dot{m}_{AI}$  che equilibra il  $Q_s$ . Oltre al bilancio di energia, bisogna tener presente il bilancio di massa di  $\dot{m}_v$ , che varia poco nell'arco della giornata. Occorre agire aumentando la  $(x_{amb} - x_I)$ , poiche' nel funzionamento intermittente dovuto al carico sensibile variabile la  $\dot{m}_{AI}$  risulta minore di quella di progetto:



Per aumentare la differenza  $(x_{amb} - x_I)$ , bisogna diminuire la  $x_I$ , cosa possibile agendo sullo scabio nella batteria.

Per un ambiente con temperatura  $t_{aria} = 26^{\circ}C$  ed umidità relativa  $\phi_{aria} = 50\%$ , si ha una temperatura di rugiada  $t_{rugiada} = 14^{\circ}C$ . Dunque, per poter bilanciare almeno in parte il carico latente bisogna avere una temperatura di immissione dell'aria nell'ambiente  $t_I < 14^{\circ}C$ , che però comporta una minor efficienza del gruppo frigorifero. Per questo motivo di solito si accetta anche una  $\phi_{aria} = 60\%$ , per avere  $t_I = 14/16^{\circ}C$ . Supponendo una temperatura di mandata dell'acqua  $t_m = 7^{\circ}C$  e un  $\Delta t = t_m - t_r = 5K$ , valore tipico per il dimensionamento estivo, ottengo:

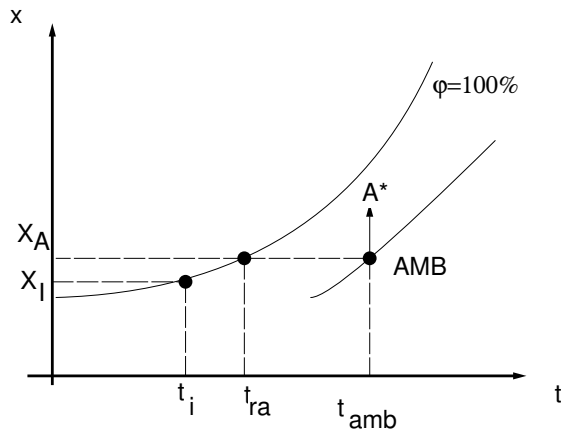
$$Q_s = F_t UA(t_{media,batt.} - t_{aria}) = \dot{m}_{H_2O} C_{H_2O} (t_m - t_r) = \dot{m}_{AI} c_{aria} (t_I - t_{aria})$$

Dove  $F_t$  è un fattore di temperatura,  $t_{media,batt.} = 9/10^{\circ}C$ . da notare che

$$(t_{media,batt.} - t_{aria})_{inverno} > |(t_{media,batt.} - t_{aria})|_{estate}$$

e dunque

$$(t_m - t_r)_{inverno} > |(t_m - t_r)|_{estate}$$



La **scelta del ventilconvettore** in estate come in inverno va fatta considerando la **velocità media** del ventilatore, per evitare lunghi transitori molto rumorosi. Come ipotesi quindi si prende una  $\dot{m}_{AI}$  media che soddisfi:

1. Il carico sensibile:

$$Q_s < (\Phi_p)_s$$

2. Il carico latente:

$$Q_\lambda < (\Phi_p)_\lambda$$



In catalogo si trovano i valori riferiti a determinati valori standard di temperatura ed umidità dell'ambiente. Se le condizioni sono diverse da quelle indicate, occorre applicare delle correzioni alle potenze  $(\Phi_p)$  del mobiletto. Il mobiletto assorbe complessivamente

$$(\Phi_p)_{tot} = (\Phi_p)_s + (\Phi_p)_\lambda$$

minimo, medio e massimo in funzione della velocità del ventilatore. Di norma

$$(\Phi_p)_s \gg (\Phi_p)_\lambda$$

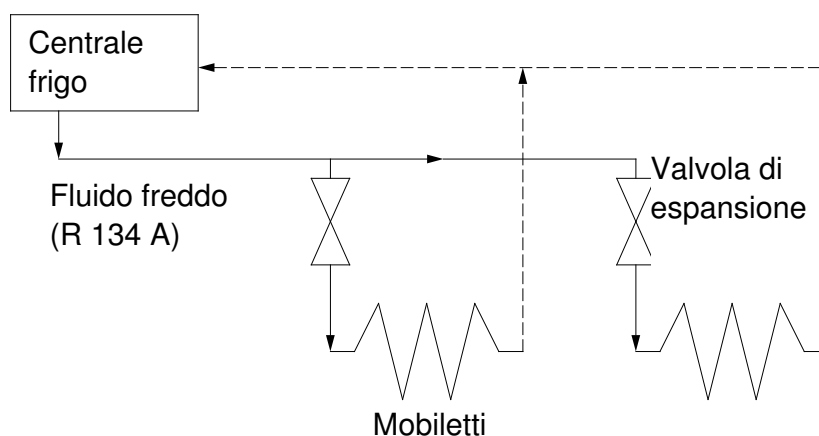
Il bilanciamento del carico latente o di parte di esso è solo una conseguenza del bilanciamento del carico sensibile, e comunque non è regolato. Da notare che comunque il  $(\Phi_p)_\lambda$  è piuttosto limitato, e dunque si consiglia l'uso di ventilconvettori solo per locali non molto affollati, con carichi latenti limitati. Quando questi crescono i mobiletti non sono più sufficienti, ed occorre passare ad impianti a tutt'aria o misti.

### 3.1.5 Impianti a pannelli radianti

La temperatura superficiale del pavimento nel caso estivo deve comunque superare il valore di  $19^\circ\text{C}$  per evitare la formazione di condensa che, su di un pavimento di piastrelle, risulterebbe molto pericolosa per gli occupanti. Per questo motivo è tassativo l'isolamento dei tubi di mandata, molto freddi, fino all'ingresso del locale raffrescato, anche perché le condizioni di funzionamento del pannello siano quelle di progetto. Si usa nelle ville monofamiliari ed in edifici molto estesi (es aeroporti) con pareti poco adatte ad ospitare terminali: l'unica alternativa sarebbero i ventilconvettori a soffitto.

## 3.2 Impianti ad espansione diretta

Attualmente si realizzano impianti dove la batteria fredda dei ventilconvettori costituiscono l'evaporatore del ciclo frigorifero (ad espansione diretta): in pratica nella batteria si ha l'espansione isoentalpica e l'evaporazione del fluido refrigerante, che arriva al mobiletto liquido ed a pressione relativamente alta.



Questi impianti sono costosi, e non possono essere molto estesi in quanto nei tubi di mandata circola fluido refrigerante in pressione, mentre in quelli di ritorno si ha vapore, che comporta perdite di carico elevate che devono essere vinte dal compressore. Devono essere realizzati da personale specializzato. Hanno il vantaggio di poter essere usati sia d'estate (frigorifero) che in inverno (pompa

di calore), semplicemente invertendo il ciclo con opportune valvole. Inoltre manifestano un buon coefficiente di effetto utile in quanto nel gruppo frigo non occorre avere una temperatura di evaporazione molto bassa, in quanto manca lo scambiatore di calore intermedio rispetto agli impianti ad acqua. ( $t_{\text{evaporazione}} = t_{\text{mandata}}$ ).

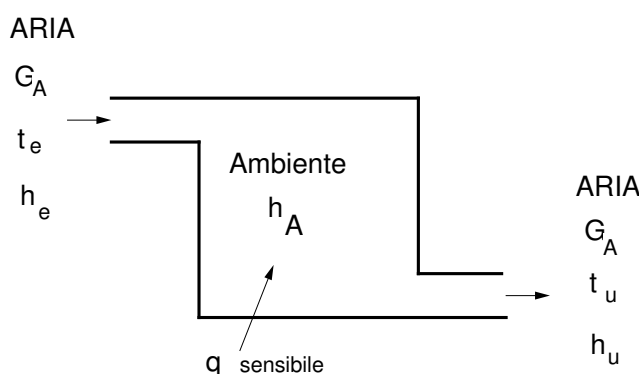
### 3.3 Scelta dei ventilconvettori

Sui cataloghi di norma si trovano le seguenti caratteristiche, per ogni marca e modello di fan-coil:

- Potenza frigorifera nominale [W]
- Potenza frigorifera sensibile [W]
- Potenza termica invernale [W]
- Potenza elettrica [W]
- Portata d'aria min, media, max [ $m^3/h$ ]
- Portata d'acqua raffreddamento [l/h]
- Portata d'acqua riscaldamento [l/h]

Le potenze termiche sono riferite a condizioni di prova che non sempre coincidono con le condizioni operative dei fan-coil, in tal caso si deve procedere a delle correzioni delle prestazioni. Ad esempio, la resa in riscaldamento è solitamente fornita con riferimento ad una temperatura di mandata dell'acqua di  $70^\circ\text{C}$  e alla velocità massima del ventilatore, mentre le condizioni operative più comuni possono essere di temperatura di mandata dell'acqua di  $50^\circ\text{C}$  e alla velocità media del ventilatore. Una situazione analoga si ha per la potenza frigorifera. In presenza di queste differenze bisogna procedere a correggere le rese dei fan-coil secondo le indicazioni date di volta in volta nei cataloghi dei prodotti (ad es. Catalogo Carrier, RC Group e Riello).

### 3.4 Impianti a tutt'aria

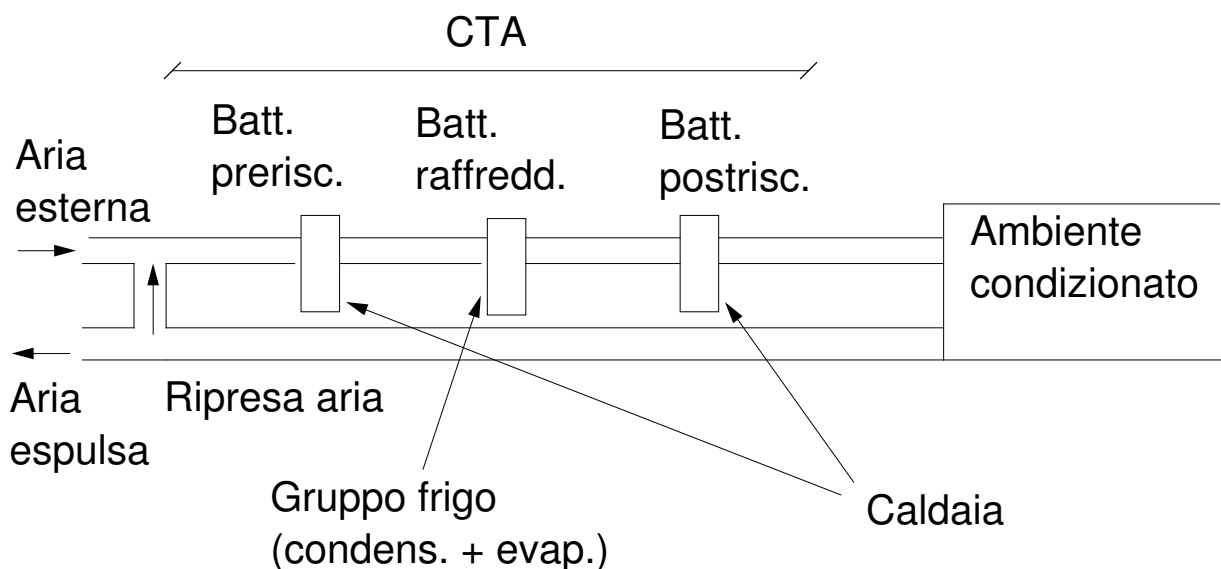


Gli impianti a tutt'aria vengono dimensionati per il massimo carico sensibile  $q_{\text{sens,max}}$ , per funzionare bene anche a carico parziale possono variare le caratteristiche dell'aria all'ingresso o la portata d'aria.

$$q_{\text{sens}} = G_A (h_u - h_e)$$

con  $G_A$  portata di aria ,  $h_u$  e  $h_e$  entalpie di uscita ed entrata dell'aria stessa. Per carichi parziali, nell'ipotesi di perfetta miscelazione dell'aria in entrata con l'ambiente ( $h_u = h_a$ ), deve diminuire la portata dell'aria oppure la sua entalpia in entrata. Quindi, per  $q_{sens} < q_{sens,max}$ , se ho un impianto a portata variabile avro'  $G_A < G_{A,max}$ , se invece la portata é fissa avro'  $h_e > h_{e,max}$ .

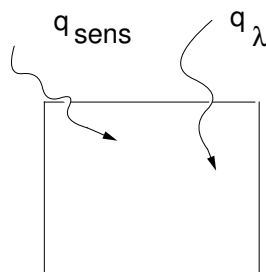
### 3.4.1 Impianti a tutt'aria moncondotto



CTA = centrale di trattamento dell'aria. In questo tipo di impianto si ha un solo canale dove viene inviata l'aria, con batterie alettate, che sono solitamente separate dal generatore di calore e dal gruppo frigorifero. In quest'ultimo, solitamente il condensatore per piccole e medie potenze é ad aria, mentre per potenze significative é servito da una torre di raffreddamento ad acqua.

Nel funzionamento invernale, si ha miscelazione tra aria ambiente ed aria esterna che subisce un processo di preriscaldamento, saturazione adiabatica e postriscaldamento.

Nel funzionamento estivo invece si ha miscelamento adiabatico tra l'aria ambiente e l'esterno, una deumidificazione in batteria fredda a temperatura minore di quella di rugiada dell'aria, ed un postriscaldamento per evitare di immettere aria troppo fredda nell'ambiente, causa di stratificazione e di fastidio per gli occupanti. Gli impianti monocondotto rappresentano per semplicità e costi gli analoghi degli impianti a due tubi per gli impianti ad acqua.

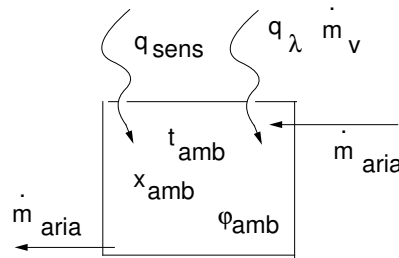


Qui vengono bilanciati sia il carico sensibile che quello latente tramite *trasformazioni* sull'aria che viene immessa nel locale. Questi impianti operano dunque solo sull'aria, e controllano sia la temperatura che l'umidità. Il carico sensibile in questo tipo di impianti dipende da trasmissione, radiazione e sorgenti interna, non dalla ventilazione, in quanto il ricambio d'aria é controllato attivamente in centrale. L'aria esterna di ricambio é trattata direttamente nella CTA, prima di essere immessa

nell'ambiente. Il carico latente invece dipende come sempre dal numero di persone occupanti e dalla loro attività'. In realtà le persone gravano leggermente anche sul carico sensibile, con scambio termico di tipo convettivo e radiativo, e vengono infatti considerate come sorgenti interne. Poiché non si conoscono le percentuali di convezione e irraggiamento delle persone, si prende tutto come carico convettivo.

Ora, effettuando un bilancio energetico sull'aria che circola nell'ambiente, in regime stazionario, si ha:

$$(\Phi_p)_{tot} = (\Phi_p)_s + (\Phi_p)_\lambda = Q_s + Q_\lambda$$



Fissate le condizioni ambiente  $t_A, \phi_A$ , si possono cambiare le condizioni dell'aria in ingresso secondo 3 variabili, per equilibrare i carichi:

1. Portata  $\dot{m}_{AI}$
2. Temperatura  $t_I$
3. Umidità specifica  $x_I$

Se viene fissata una di queste tre variabili, anche le altre due vengono determinate di conseguenza, poiché ci sono 2 equazioni che regolano i bilanci. Nell'ipotesi infatti che all'uscita (o ripresa) dell'aria si abbia  $t_A, \phi_A$ , perfetto miscelamento tra aria ambiente ed immessa, si fa un bilancio energetico ed uno di massa:

$$q_{tot} = q_s + q_\lambda = \dot{m}_{AI}(h_A - h_I)$$

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{AI}(x_A - x_I)$$

Il rapporto tra queste 2 equazioni dà la pendenza della *retta d'esercizio* nel diagramma di Carrier:

$$\frac{q_{tot}}{\dot{m}_v} = \frac{(h_A - h_I)}{(x_A - x_I)}$$

La retta di esercizio è definita come il luogo dei punti di immissione che soddisfano sia il bilancio sensibile che latente.

La portata e la temperatura dell'aria di immissione devono soddisfare delle limitazioni. La **portata** ha 3 requisiti da soddisfare:

1. **Rinnovo d'aria minimo**, funzione del numero di persone e dell'attività svolta. L'aria di rinnovo è presa dall'esterno.

$$\dot{m}_{AI} \geq \dot{m}_{rinn,min}$$

2. **Condizioni all'ingresso di  $t_I$ :**

$$q_s = \dot{m}_{AI}c_p(t_{amb} - t_I)$$

$$\dot{m}_{AI} = \frac{|q_s|}{c_p \Delta t}$$

con  $\Delta t \leq 20K$  in inverno e  $\Delta t \leq 10K$  in estate, dunque

$$\dot{m}_{AI, inverno} = \frac{|q_{s, inv}|}{20 c_p}$$

$$\dot{m}_{AI, estate} = \frac{|q_{s, est}|}{10 c_p}$$

e dunque il secondo requisito si puo' scrivere come

$$\dot{m}_{AI} \geq \max\{\dot{m}_{AI, inverno}, \dot{m}_{AI, estate}\}$$

3. **Qualita' dell'aria interna**, per evitare stratificazione e ristagni d'aria. Va garantita una portata d'aria di lavaggio:

$$\dot{m}_{lavaggio} \geq 3 \text{ volumi/ora}$$

cioe'

$$\dot{m}_{AI} \geq 0,34V_{locale} 3$$

In definitiva, si avranno 3 valori di portata da superare: si prende come  $\dot{m}_{AI}$  la maggiore delle 3:

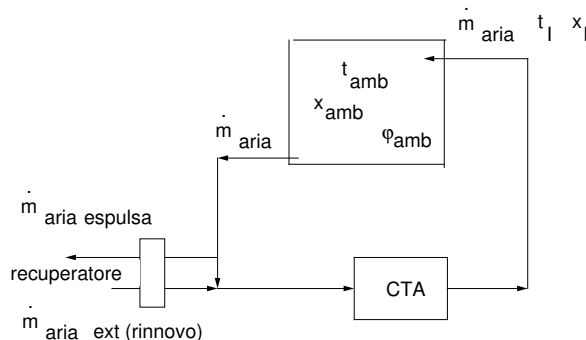
$$\dot{m}_{AI} \geq \max\{\dot{m}_{rinn, min}, \dot{m}_{AI, inverno}, \dot{m}_{AI, estate}, \dot{m}_{lavaggio}\}$$

Puo' facilmente succedere che si ottenga

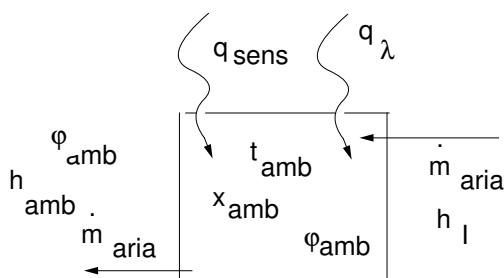
$$\dot{m}_{AI} > \dot{m}_{rinn, min}$$

ovvero che la portata necessaria al comfort termico sia maggiore di quella minima di rinnovo. Se la differenza tra i due valori é consistente, si ricicla parte dell'aria interna, gia' climatizzata, per risparmiare energia:

$$\dot{m}_{AI} = \dot{m}_{rinn, min} + \dot{m}_{ricircolo}$$



Il ricircolo viene fatto soventemente, ma é vietato in alcuni casi (es. ospedali). La portata d'aria é uguale in estate e in inverno, dato che i ventilatori sono gli stessi. Il carico totale sull'ambiente é equilibrato in questo modo:



$q_s < 0$  in inverno,  $q_s > 0$  in estate,  $q_\lambda > 0$  sempre. Il calore sensibile vale

$$q_s = \dot{m}_{AI}(h_{amb} - h_I)$$

In inverno, in assenza di contributi latenti,

$$q_s^- = \dot{m}_{AI}c_p(t_{amb} - t_I)$$

$$|q_s| = \dot{m}_{AI}c_p(t_I - t_{amb})$$

con  $t_{amb}$  fissata. Se succede che

$$\dot{m}_{AI} > \dot{m}_{AI, inverno, min}$$

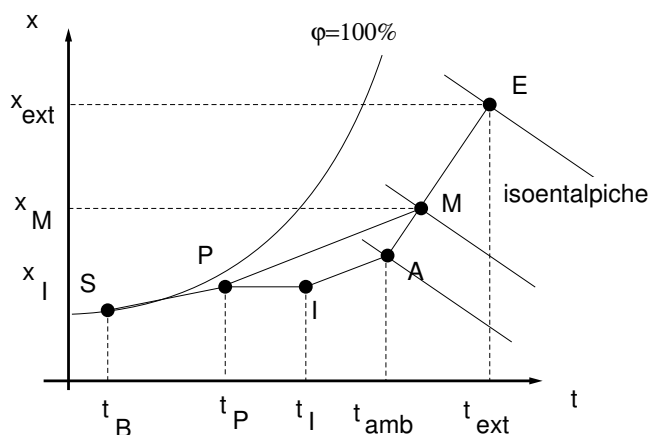
la temperatura di immissione dell'aria  $t_I$  cala. Se si arriva ad avere

$$\dot{m}_{AI} \approx 2 \dot{m}_{AI, inverno, min}$$

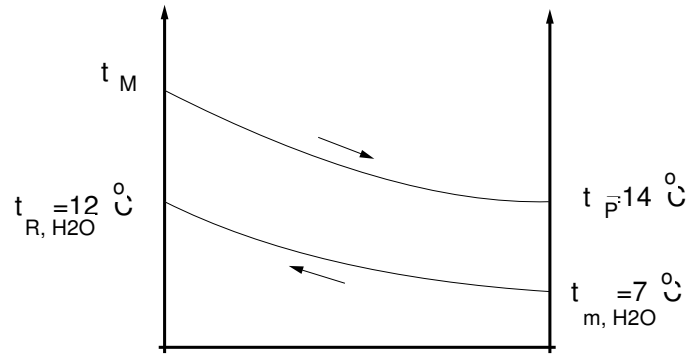
si possono adottare ventilatori a 2 velocita', con motori elettrici a 4 e 8 poli. in questo modo si utilizzerà la velocita' piu' alta in estate e quella piu' bassa in inverno.

### 3.4.2 Ciclo di condizionamento estivo di un impianto monocondotto

1. Deumidificazione e raffreddamento su batteria fredda
2. Postriscaldamento su batteria calda per evitare di immettere aria troppo fredda)

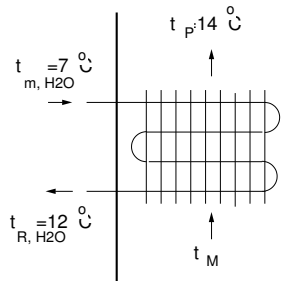


dove M é il punto di miscelazione, AI la retta di esercizio, ovvero il luogo dei punti che definiscono le condizioni necessarie all'aria da miscelare a quella esterna per avere all'interno le condizioni desiderate.

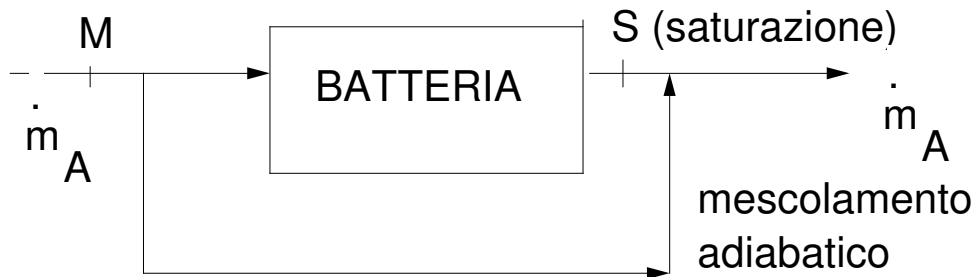


con  $t_p$  temperatura di uscita dell'aria dalla batteria, comunque sempre maggiore della temp. di mandata dell'acqua:

$$t_p \geq t_{mand,H_2O}$$



Il  $\Delta t_{H_2O} = t_{rit,H_2O} - t_{mand,H_2O}$  é fissato al valore di 5 K.



Il punto P nel diagramma di Carrier garantisce che  $x = x_I$ . In realta' si sposta un po' a destra, perche' l'aria non esce satura dalla batteria. Si definisce inoltre una  $\dot{m}_{BP}$  la portata di BY-PASS di aria che passa senza attraversare la batteria di saturazione. Il rapporto

$$BF = \frac{\dot{m}_{BP}}{\dot{m}_{AI}}$$

viene detto *fattore di by-pass*, e puo' anche essere visto come il rapporto tra i segmenti PS e MS nel diagramma. Per il mescolamento adiabatico si puo' scrivere il bilancio:

$$\dot{m}_{AI}h_P = \dot{m}_{BP}h_M + h_S(\dot{m}_{AI} - \dot{m}_{BP})$$

$$\dot{m}_{AI}(h_P - h_S) = \dot{m}_{BP}(h_M - h_S)$$

da cui si ottiene

$$BF = \frac{(h_P - h_S)}{(h_M - h_S)} \approx \frac{(t_P - t_S)}{(t_M - t_S)}$$

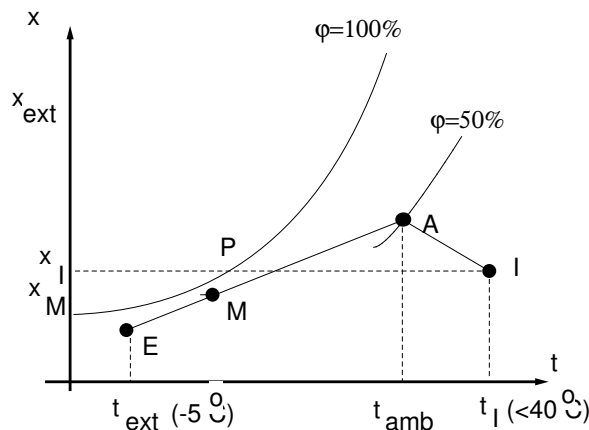
BF é un fattore riportato nei cataloghi e specifica quanto vicino alla condizione di saturazione una batteria puo' portare l'aria in uscita.

$$BF = 0,67^n \quad 0 < BF < 1$$

con n numero di ranghi della batteria. Sono migliori le batterie con piccoli valori di BF, che diminuisce all'aumentare del numero di ranghi. Il valte di  $t_P$  invece é dato dall'intersezione di M col punto di rugiada della batteria  $t_B$ . Da questo si ottiene il valore di BF col quale si puo' scegliere la batteria di saturazione.

### 3.4.3 Ciclo di condizionamento invernale di un impianto monocondotto

1. Preriscaldamento su batteria calda
2. Umidificazione ad acqua o vapore
3. Postriscaldamento su batteria calda



Nel caso del condizionamento invernale, la retta di esercizio dell'impianto ha pendenza negativa, dato che il carico termico é fornito all'ambiente. Come ipotesdi partenza per il dimensionamento invernale, si poe che

$$\dot{m}_{AI,inverno} = \dot{m}_{AI,estate}$$

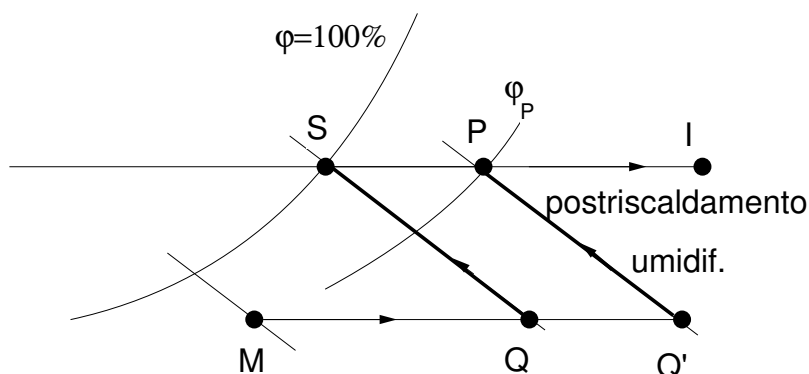
Bisogna equilibrare sia i carichi sensibili  $Q_s$  che latenti  $Q_\lambda$ . Le condizioni di immissione I saranno definite come

$$t_I = t_{amb} + \frac{Q_s}{\dot{m}_{AI} C_{p,aria}}$$

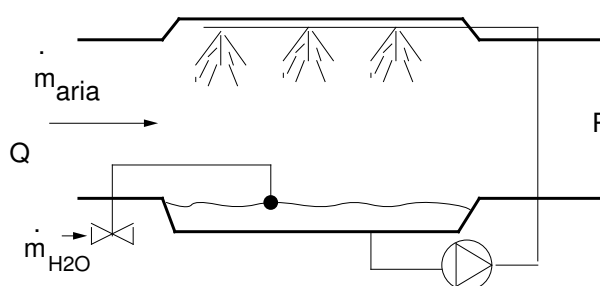
Occorre riscaldare, ma anche *umidificare* (contrariamente al funzionamento estivo). L'umidificazione puo' essere effettuata sia sd acqua che a vapore, a seconda delle esigenze. In ogni caso l'acqua viene additivata per evitare batteri ed incrostazioni.

- **Umidificazione ad acqua:** E' un processo *isoentalpico*:



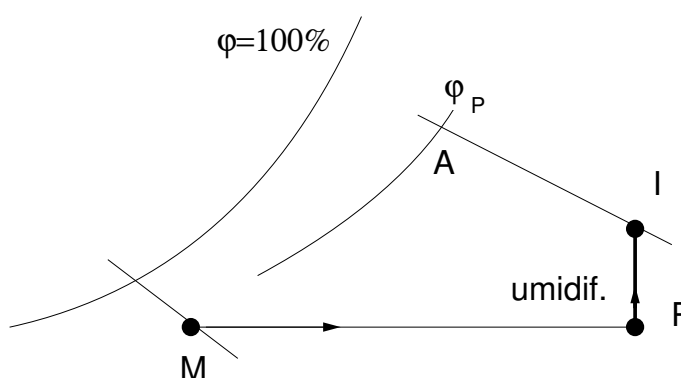


viene usato un *umidificatore adiabatico*, adiabatico perché non ci sono scambi di calore con l'esterno. L'aria entra nelle condizioni Q, e deve essere portata alle condizioni P. Per avere una buona umidificazione anche senza arrivare a saturazione (punto S), occorre preriscaldare l'aria.



L'umidità relativa dell'aria in uscita da un saturatore adiabatico è di circa 90/95%.

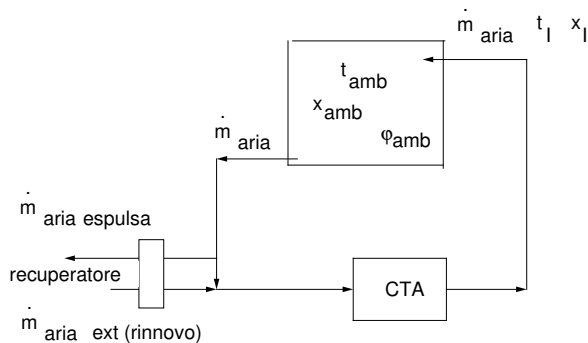
- **Umificazione a vapore:** E' un processo *isotermo*:



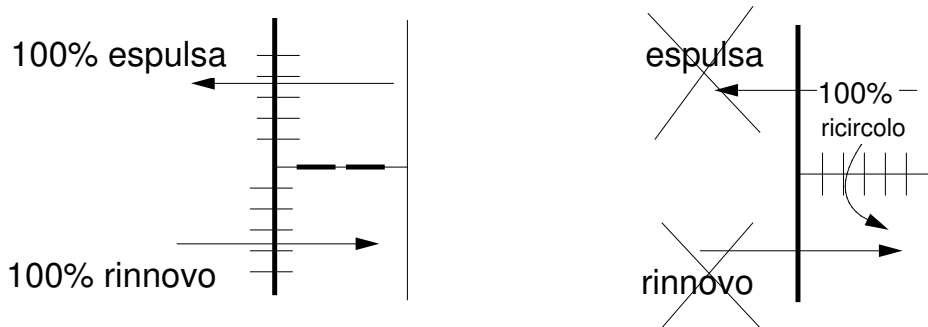
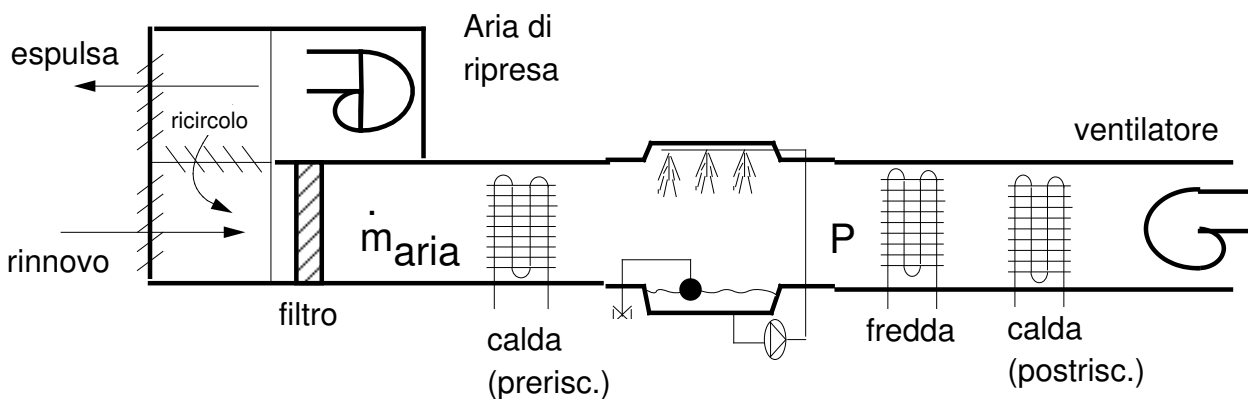
Questo processo, più igienico rispetto a quello ad acqua, viene utilizzato ad esempio negli ospedali.

### 3.4.4 Dimensionamento dei componenti dell'impianto

Lo schema di un impianto globale di condizionamento può essere rappresentato come segue:



Nella **centrale trattamento aria** sono presenti varie batterie, calde e fredde, l'umidificatore, il ventilatore, i filtri (che introducono perdite di carico) e le serrande, collegate ad un unico comando motorizzato, con cui si decide la percentuale di aria da riciclare (con i 2 casi estremi di assenza di ricircolo e assenza di rinnovo)

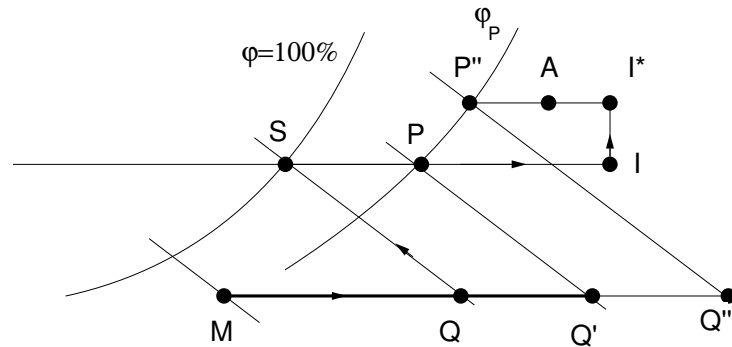


Ora, bisogna dimensionare i diversi componenti, indicando le potenze da scambiare in ciascuna batteria. Seguendo lo schema della CTA si considera:

1. **Batteria calda di preriscaldamento: invernale** Il **preriscaldamento** serve principalmente per regolare l'**umidità** dell'aria in ingresso. Questa prima fase infatti sposta il punto Q nel diagramma di Carrier: alto preriscaldamento implica aria più umida, e viceversa. Questa fase è dunque regolata da un sensore che rileva l'umidità relativa del locale climatizzato:

$$\Delta\phi = \phi_{prog} - \phi_{amb}$$

da cui nasce una d.d.p che comanda la valvola di regolazione della batteria.



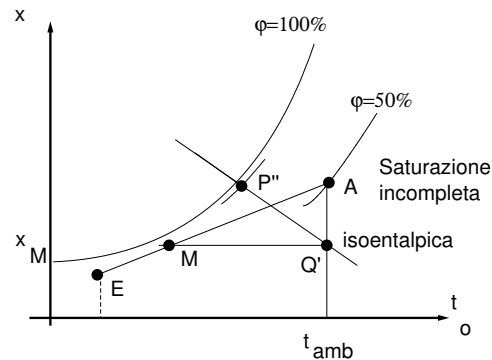
Lo schema indica le condizioni di progetto di questa prima batteria. Il punto M di mescolamento tra l'aria interna di ricircolo e quella esterna di rinnovo puo' spostarsi se variano le condizioni esterne. quindi, la batteria puo' trovarsi a funzionare anche a condizioni piu' gravose (che vanno individuate) di quelle di progetto. M piu' gravoso e' il valore piu' basso possibile, fissato a  $-5^\circ$ . Inoltre, il carico sensibile  $Q_\lambda$  di norma e' positivo, ma puo' succedere che sia nullo. In questo caso, bisogna immettere piu' vapore nell'aria, per spostare in alto il punto di immissione I. Per far cio' bisogna attuare un preriscaldamento piu' consistente, arrivando a Q'' all'ingresso dell'umidificatore. Dunque

$$Q_\lambda = 0 \rightarrow x_I = x_{amb}$$

$$Q \rightarrow Q''; P \rightarrow P''$$

Dunque, nella condizione piu' sfavorevole

$$Q_{prerisc,MAX} = \dot{m}_{AI}(h_{P''} - h_M) = \dot{m}_{AI}c_{p,aria}(t_{P''} - t_M)$$



$$Q_{prerisc,MAX} = \dot{m}_{AI}[c_{p,aria}t_{P'} + x_M(r_o + c_{pv}t_{P'}) - c_{pa}t_M - x_M(r_o + c_{pv}t_M)]$$

$$Q_{prerisc,MAX} = \dot{m}_{AI}[c_{p,aria}(t_{P'} - t_M) + x_M c_{pv}(t_{P'} - t_M)]$$

$$Q_{prerisc,MAX} = \dot{m}_{AI}[c_{p,aria umida}(t_{P'} - t_M)]$$

dove

$$c_{p,aria umida} = c_{p,aria} + x c_{pv} = 1,006 + x 1,875 [kJ/kgK]$$

Poiche'  $c_{pv}$  del vapore é maggiore di quello dell'aria, ma  $x \approx 1\%$  é molto basso, si ha che

$$c_{p,aria\ umida} \approx c_{p,aria}$$

con buona approssimazione dunque

$$Q_{prerisc,MAX} = \dot{m}_{AI}[c_{p,aria}(t_{P'} - t_M)]$$

Per quanto riguarda il **lato acqua**, si prendono i seguenti valori tipici:

$$t_{mand} = 70^\circ C, \Delta t = (t_{mand} - t_{rit}) = 10\ K$$

Nell'ipotesi di scambio adiabatico tra aria ed acqua, la potenza ceduta dal liquido sara' quella assorbita dall'aria:

$$Q_{prerisc,MAX} = \dot{m}_{H_2O}c_{p,H_2O}\Delta t$$

da cui si ricava la portata d'aria nella batteria di preriscaldamento:

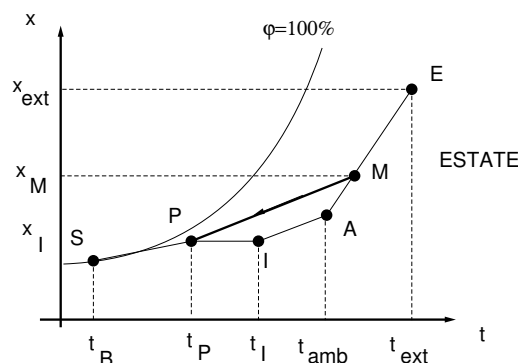
$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{|Q_{prerisc,MAX}|}{c_{p,H_2O} \cdot 10}$$

Questa é acqua calda che proviene dalla caldaia.

## 2. Saturatore adiabatico: invernale

Questo componente si dimensiona in funzione della *portata d'aria*  $\dot{m}_{AI}$ . Entrano in gioco anche i salti di umidita' specifica, ma in misura minore rispetto alla portata. Eventualmente, sui cataloghi, accanto alla portata, si puo' trovare la velocita' dell'aria. Si trova subito la portata d'acqua necessaria all'umidificazione:  $x_M =$  punto di progetto,  $\Delta x = (x_{amb} - x_M)$ . Dato conseguente da verificare é il rendimento (o efficienza) del saturatore, che porta ad un  $x$  piu' bassa del voluto. In questo caso bisognera' entrare con aria piu' calda, facendo lavorare di piu' il preriscaldatore. I due componenti insieme devono soddisfare anche la condizione piu' gravosa di assenza di carico latente e temperatura esterna molto rigida.

- Batteria fredda: estivo** Tale batteria serve per l'asportazione di calore ed umidita', ed é controllata dallo stesso sensore di umidita' relativa che d'inverno comanda il preriscaldamento (che d'estate é spento)



Per questa batteria la condizione di progetto é la piu' gravosa. D'estate si devono asportare sia i carichi sensibili che quelli latenti, e cio' viene fatto nella stessa batteria fredda. Il flusso termico scambiato da tale batteria risulta

$$|Q_{fredda}^-| = \dot{m}_{AI}(h_M - h_P) - \dot{m}_L h_L$$

con energia associata al liquido trascurabile:

$$\dot{m}_L h_L \approx 0$$

dunque

$$|Q_{fredda}^-| = \dot{m}_{AI}(h_M - h_P)$$

conscondo il fattore di by-pass

$$BF = \frac{(h_P - h_S)}{(h_M - h_S)}$$

$$(h_M - h_P) = (h_M - h_S) + (h_S - h_P)$$

$$(h_M - h_P) = (h_M - h_S)(1 - BF)$$

Occorre sempre verificare attraverso il BF che la batteria garantisca il punto P dove era stato fissato. Se BF é troppo alto, P si sposta verso destra nel diagramma, con x e φ superiri a quelle previste. Questo incide sulle condizioni I con aria in ingresso piu' umida del previsto, e conseguente ambiente piu' umido e meno confortevole.

Di solito anche la batteria fredda é alimentata con acqua, anche se a volte si hanno batterie ad espansione diretta. Dal **lato acqua** dunque

$$t_{mand} = 7^{\circ}C, \Delta t = |t_{mand} - t_{rit}| = 5 K, t_{rit} = 12^{\circ}C$$

noto il  $|Q_{fredda}^-|$  si calcola la portata d'acqua nella batteria:

$$|Q_{fredda}^-| = \dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} \Delta t$$

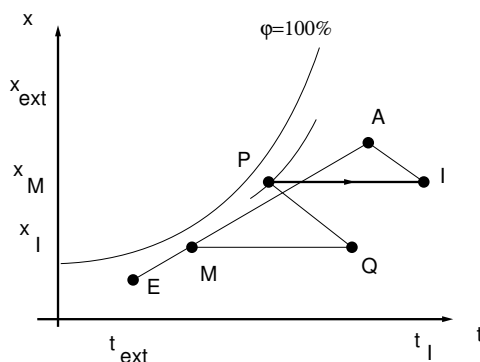
$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{|Q_{fredda}^-|}{c_{p,H_2O} 5}$$

4. **Batteria calda di postriscaldamento: invernale ed estivo** Il **postriscaldamento** regola la temperatura dell'ambiente climatizzato. D'inverno serve a compensare i carichi sensibili, e dunque sara' regolato in funzione di questi. D'estate serve a non immettere aria troppo fredda. Questa fase é dunque definita da un *termostato ambiente*:

$$\delta t = t_{prog} - t_{amb}$$

si forma una d.d.p che muove la valvola di regolazione.

Il dimensionamento della batteria invece dipende dalle condizioni piu' gravose per il postriscaldamento, che di solito vengono raggiunte nell'uso **invernale**:



La condizione piu' gravosa si ha quando il segmento PI sul diagramma é massimo, ovvero quando il carico latente é massimo e dunque l'umidificazione minima.

$$Q_{postrisc,max} = \dot{m}_{AI}(h_I - h_P) \approx \dot{m}_{AIC_p}(t_I - t_P)$$

Dal lato acqua invece

$$t_{mand} = 70^{\circ}C, \Delta t = (t_{mand} - t_{rit}) = 10 K$$

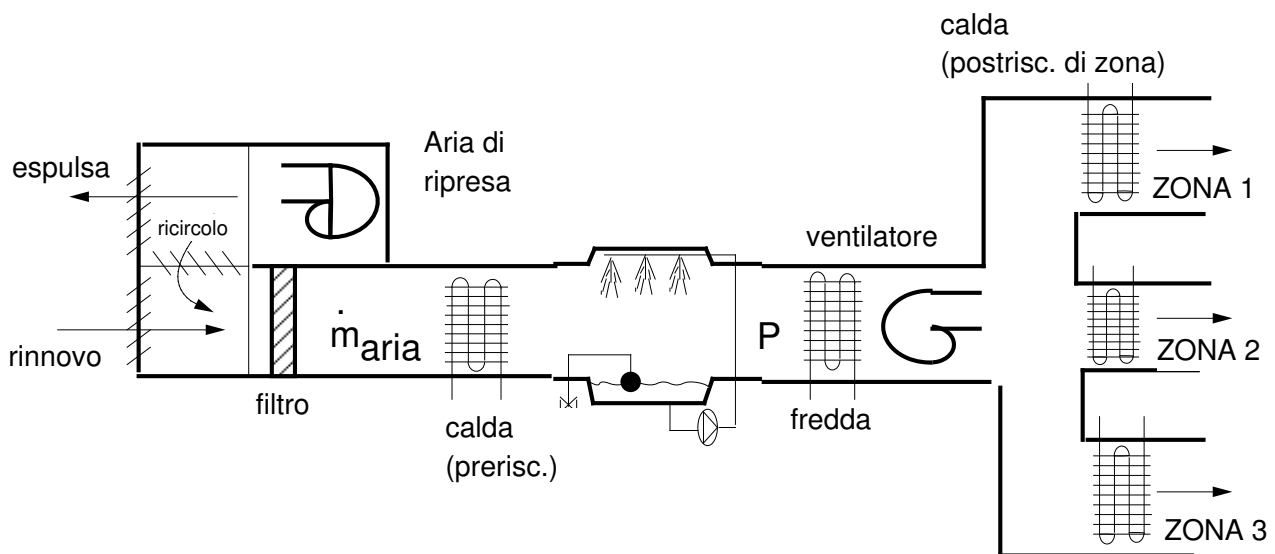
e dunque

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{postrisc,MAX}}{c_{p,H_2O} 10}$$

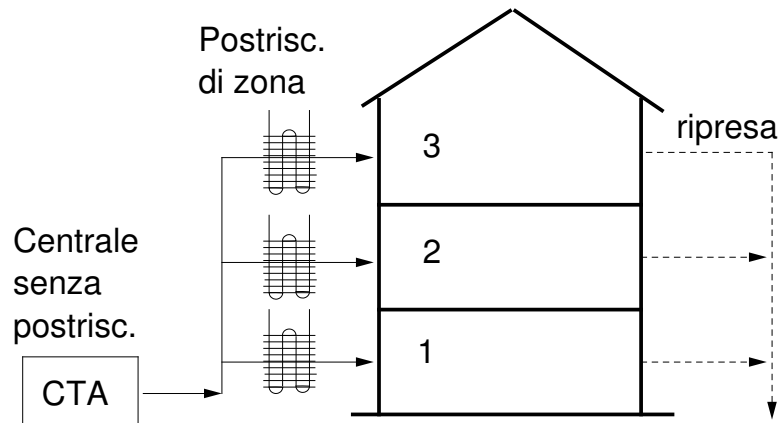
L'impianto a tutt'aria monocondotto regola bene anche condizioni diverse da quelle di progetto, e risulta l'ideale per un solo ambiente, o per piu' ambienti in condizioni analoghe. Per ambienti con carichi e condizioni diversi si deve passare ad altri tipi di impianti.

### 3.4.5 Impianti monocondotto multizona

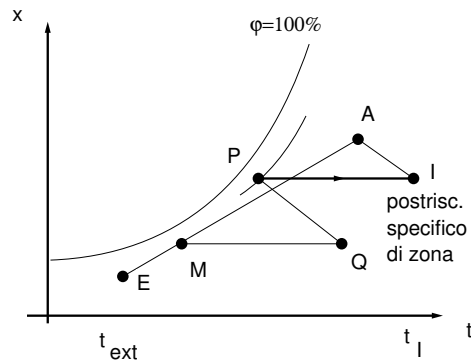
L'impianto a tutt'aria monocondotto puo' anche essere di tipo *multizona*, per avere una regolazione diversificata e piu' efficace.



Le zone possono essere definite in base all'orientamento dei vari locali, che presentano carichi termici diversi e dunque necessitano di aria a temperatura differenziata. Si verifica un unico carico latente per tutto l'edificio, mentre il carico sensibile, regolato dal postriscaldamento, puo' essere diverso nelle diverse zone.



Quindi, nella CTA d’inverno avviene solo preriscaldamento ed umidificazione, mentre si ha un postriscaldamento diverso in ogni zona.



Questo sistema funziona quindi molto bene solo se nelle diverse zone varia solo il carico sensibile, mentre quello latente è pressoché omogeneo nell’intero edificio, poiché l’umidificazione è centralizzata, ed avviene nella CTA. Se invece il  $Q_{\lambda}$  varia, a parità di condizioni dell’aria immessa si avrà nel j-esimo locale:

$$\varphi_j \text{ AUMENTA se } Q_{\lambda,j} > Q_{\lambda,medio}$$

$$\varphi_j \text{ DIMINUISCE se } Q_{\lambda,j} < Q_{\lambda,medio}$$

Per il **dimensionamento** si valuta per ogni j-esimo locale la portata di aria come nel caso di impianto monocondotto normale:

$$\dot{m}_{AI,j} \geq \max\{\dot{m}_{rinn,min,j}, \dot{m}_{AI,inverno,j}, \dot{m}_{AI,estate,j}, \dot{m}_{lavaggio,j}\}$$

La portata totale sarà

$$\dot{m}_{AI} = \sum \dot{m}_{AI,j}$$

Bisogna valutare che la percentuale di aria di rinnovo, unica per tutto l’edificio, soddisfi le esigenze di tutti i singoli locali: in pratica, si calcola, per ogni locale, il rapporto:

$$R_j = \frac{\dot{m}_{rinn,min,j}}{\dot{m}_{AI,j}}$$

e si sceglie il maggiore  $R_{j,max}$ , imponendo che sia il rapporto globale, esteso a tutti i locali:

$$R_{j,max} = R_{j,tot} = \frac{\dot{m}_{rinn,tot}}{\dot{m}_{AI}}$$

e dunque:

$$\dot{m}_{rim,tot} = R_{j,max} \dot{m}_{AI}$$

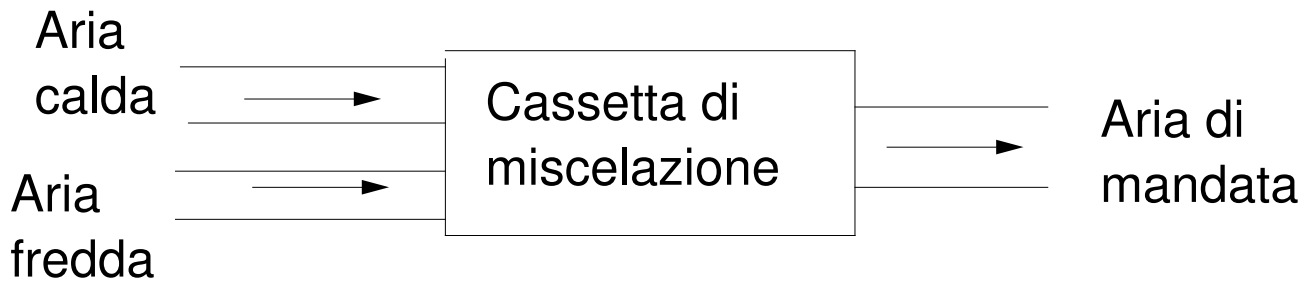
Dimensionando l'impianto rispetto al locale piu' sfavorito si ha pero' un sovraconsumo di energia, perche' il rinnovo d'aria sara' maggiore del minimo necessario in quasi tutti i locali.

Un discorso simile vale per il bilanciamento dei carichi latenti: mentre la  $t_I$  é diversa per ogni locale, la  $x_I$  é unica, ed é definita in modo da bilanciare il  $Q_{\lambda,tot,max}$ , ovvero il massimo contemporaneo dei carichi latenti, di norma piu' piccolo della somma dei massimi. Inoltre, mentre il carico sensibile varia in funzione dell'ora, il carico latente puo' essere preso pressoché costante nell'arco della giornata. Solamente gli edifici molto compatti, con basso rapporto S/V, hanno locali centrali con  $Q_S$  che dipende poco dall'ora del giorno, in quanto non dipende dall'irraggiamento solare, ma solo dall'illuminazione. I vani non raffrescati (es scale) vanno trattati come locali aventi  $t = t_{media,est} \approx 30^{\circ}C$ .

Gli impianti monocondotto multizona, pur presentando dei vantaggi di precisione della regolazione, non consentono risparmi se i singoli  $Q_{\lambda,j}$  calano, dato che il valore da bilanciare é centralizzato. La soluzione puo' essere l'impianto a 2 canali.

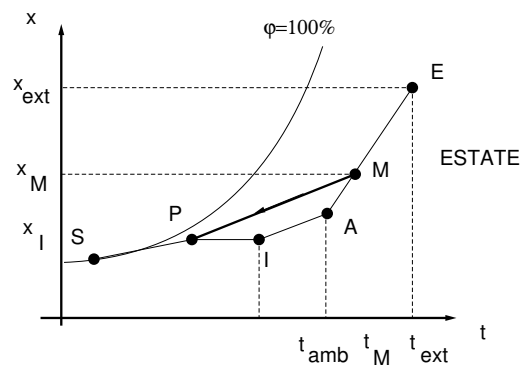
### 3.4.6 Impianti a tutt'aria a 2 canali

Gli impianti monocondotto sono piu' economici ma meno efficienti di quelli a 2 condotti, in cui aria calda ed aria fredda arrivano al locale climatizzato in due condotti separati, e vengono miscelate solo al momento dell'immissione nell'ambiente. Questo consente una regolazione molto precisa locale per locale, agendo sulla miscelazione delle due correnti, sia dei carichi sensibili che di quelli latenti.



Il principio di questo tipo di impianti é quello di regolare la temperatura ambiente senza incidere sulla portata e senza l'uso del postriscaldatore di zona, miscelando le due correnti.

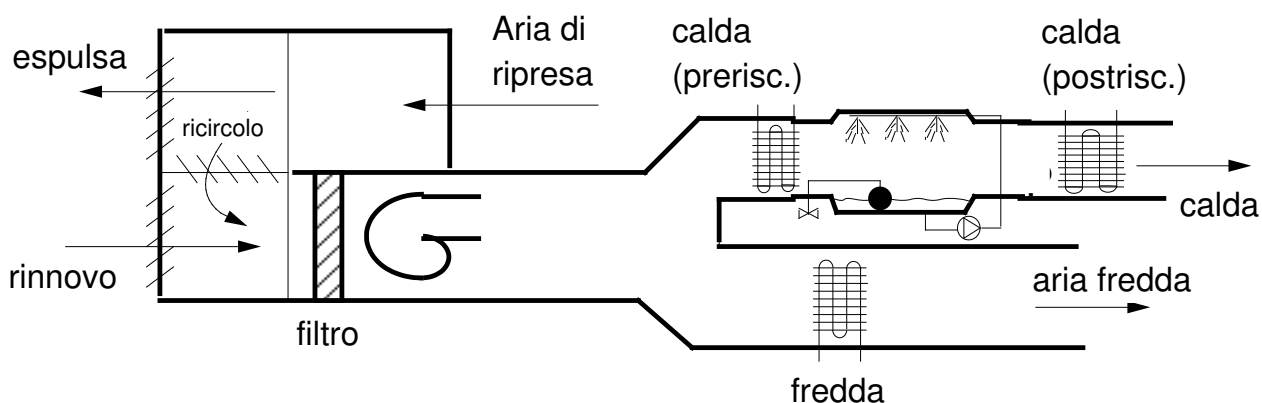
Negli impianti a tutt'aria, la situazione che determina il dimensionamento é sempre quella estiva. Con una CTA in cui avviene la miscelazione ricircolo/rinnovo in condizioni adiabatiche, si ha:



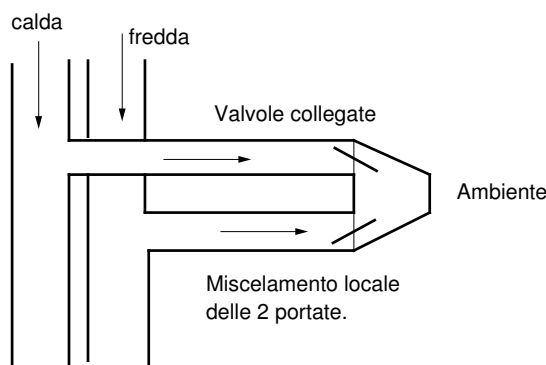


L'aria M va raffreddata in condizioni tali da garantire all'ingresso l'umidità voluta. Si suppone di separare in 2 la portata alle condizioni M:

- Portata da raffreddare
- Portata da usare per il postriscaldamento.

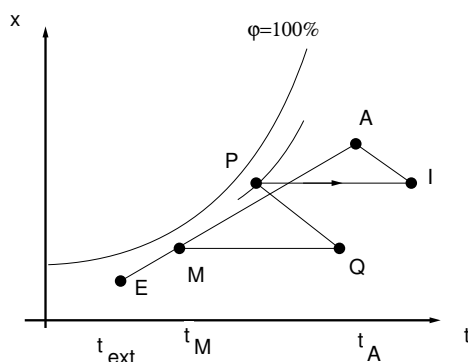


In prossimità dell'uscita nell'ambiente, avviene la miscelazione:



$$\dot{m}_{AI,j} = \dot{m}_{AI,calda,j} + \dot{m}_{AI,fredda,j}$$

Anche nel funzionamento invernale questo impianto presenterà un canale di aria calda ed uno di aria fredda, solo che il punto M si troverà ad una temperatura inferiore di quella ambiente:



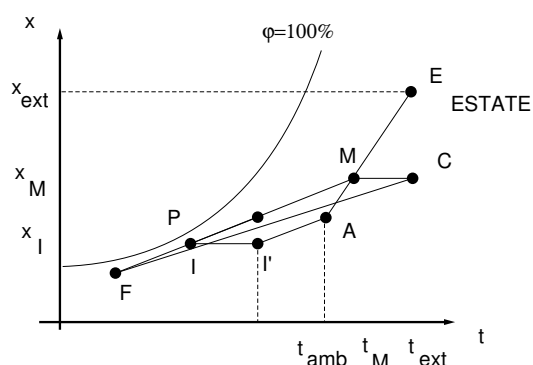
Si ha un preriscaldamento, una umidificazione adiabatica ed un postriscaldamento, come nel monocondotto. Nel caso si compia una umidificazione a vapore si può evitare il postriscaldamento, risparmiando su una batteria calda. Una particolare attenzione va posta al **funzionamento parzializzato** di questo tipo di impianto:

● **Funzionamento estivo in regolazione:**

Nel caso in cui il carico sensibile diminuisca, la temperatura ambiente tende a diminuire: interviene il termostato ambiente, che rileva

$$\Delta t = t_{amb,prog} - t_{amb}$$

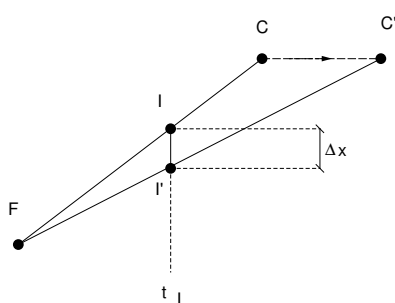
e la traduce in una d.d.p che chiude un po' la serranda dell'aria fredda e apre quella dell'aria calda.



Se diminuiscono i carichi sensibili, si variano le percentuali delle 2 portate. Questo porta ad avere una umidità in ingresso  $x_I$  più alta di quella di progetto, che conduce ad un ambiente più umido del previsto. Si tollera un aumento di  $x_A$  tale che

$$\Delta\phi_A \leq 15\%$$

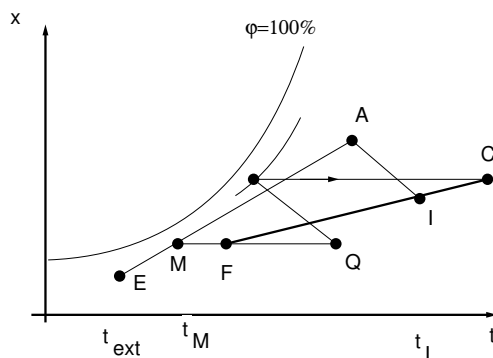
rispetto a quella di progetto  $\phi_A = 50\%$ , ovvero una  $\phi_{A,nuova} = 65\%$ . In estate dunque per il funzionamento parzializzato porta ad uno scarso controllo sull'umidità dei locali. Nel caso questo porti ad una  $\phi_{A,nuova} \geq 65\%$ , con disagio per gli occupanti, si può far intervenire la batteria calda invernale, per spostare il punto  $C$  più a destra ancora:



Quindi, contrariamente all'impianto monocondotto, in questo tipo di impianto d'estate la caldaia è spenta, a meno che l'umidità relativa dei locali non salga a valori inaccettabili.

● **Funzionamento estivo in regolazione:**

Nel caso invernale, se diminuisce il carico sensibile la temperatura degli ambienti tende ad aumentare:



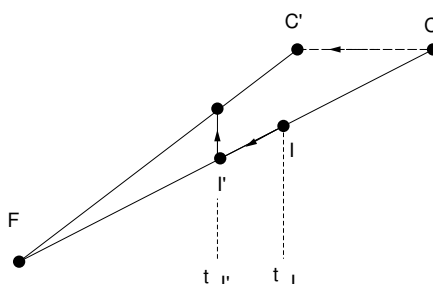
si deve scaldare di meno, quindi  $t_I$  può diminuire (si manda più aria fredda, che non è neanche umidificata). Infatti, il termostato ambiente rileva:

$$\Delta t = |t_{amb,prog} - t_{amb}|$$

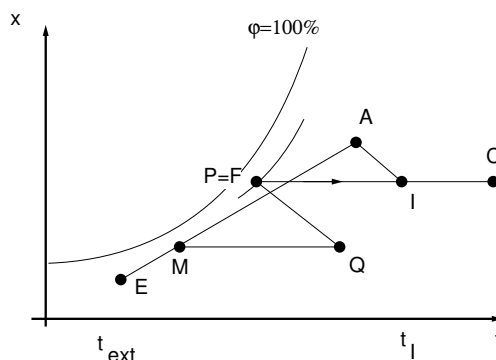
che porta ad una d.d.p. che chiude l'aria calda ed apre quella fredda. Il punto I' scende lungo la retta CM: l'umidità diminuisce, l'aria è più secca. Anche in questo caso si accetta un

$$\Delta \phi_A \leq 15\%$$

per non scendere al disotto di una  $\phi_{A,nuova} = 35\%$ . Se questo accade, e si vuole aumentare un po' l'umidità dell'aria, si può regolare il punto caldo C per avere minor bisogno di aria fredda:



Passando al punto C', si diminuisce il riscaldamento dell'aria nel canale caldo, e si riesce a mantenere l'umidità dell'aria in ingresso a valori accettabili.



In questo caso P diventa il punto freddo; il controllo su I avviene tramite le serrande per spostare la temperatura di immissione, senza modificare l'umidità'.

I carichi latenti sono sempre compensati come media istantanea sui locali. Per soddisfare esigenze diverse nello stesso edificio (controllo dell'umidità specifico per ogni ambiente), si può usare anche un tipo diverso di impianto, rispetto a quello a tutt'aria. Si unisce un impianto a ventilconvettori (ad acqua, dunque) che assorba i carichi sensibili con una distribuzione di aria trattata ai locali che assorba i carichi latenti.

### 3.5 4- Impianti misti aria-acqua

Sono impianti in cui si associano ventilconvettori ad una distribuzione di aria primaria di rinnovo. Vengono perciò anche chiamati **impianti ad aria primaria**.

I diversi ambienti sono soggetti in genere a carichi sia sensibili che latenti. Per bilanciare i primi vanno benissimo gli impianti a ventilconvettori, che però non garantiscono un buon controllo dell'umidità. Per bilanciare adeguatamente anche i carichi latenti è necessario agire sull'aria primaria:

- ARIA: carico LATENTE
- ACQUA: carico SENSIBILE

Negli impianti a tutt'aria, la portata doveva soddisfare 3 diversi valori minimi:

$$\dot{m}_{AI} \geq \max\{\dot{m}_{rinn,min}, \dot{m}_{AI,inverno}, \dot{m}_{AI,estate}, \dot{m}_{lavaggio}\}$$

In questo tipo di impianti invece, l'unica condizione da soddisfare è

$$\dot{m}_{AI} \geq \dot{m}_{rinn,min}$$

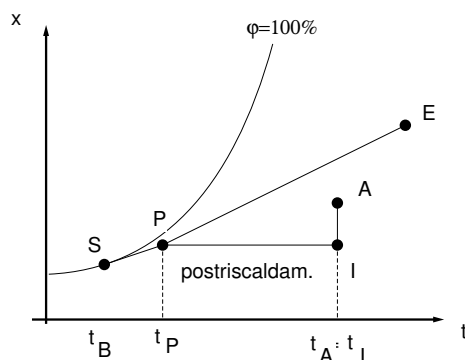
Infatti

- $\dot{m}_{AI,inverno}, \dot{m}_{AI,estate}$  vengono tolti perché i carichi sensibili vengono affidati all'acqua.
- $\dot{m}_{lavaggio}$  serve negli impianti ad aria a rimescolare l'aria nell'ambiente, e deve essere maggiore di 3 volumi/ora, per evitare stratificazioni e ristagni. Ma con l'utilizzo dei ventilconvettori questo avviene automaticamente. Inoltre, se  $Q_S$  viene demandato all'acqua, l'aria primaria deve essere immessa alla temperatura ambiente, per non agire su tale carico, e dunque non si hanno stratificazioni.

E dunque si avrà

$$\dot{m}_{AI} = \dot{m}_{rinn,min}$$

I canali d'aria avranno la sezione più piccola possibile, compatibilmente con le perdite di carico, con una spesa minore rispetto agli impianti a tutt'aria. L'aria dunque subisce i seguenti trattamenti, rappresentati sul diagramma di Carrier seguente:



Si immagina che sia richiesta, per  $t_I = t_A$ , una umidità  $x_I < x_A$ . Sia il carico latente

$$Q_\lambda = \sum_{j=1}^n Q_{\lambda,j} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{v,j} r_o$$

deve essere bilanciato dalla portata

$$\dot{m}_{AI} = \dot{m}_{rinn,min}$$

con

$$\dot{m}_{rinn,min} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{rinn,min,j}$$

il bilanciamento di  $Q_\lambda$  è visto come bilancio sul vapore prodotto. Il bilancio di massa sull'acqua è

$$\dot{m}_{rinn,min}(x_A - x_I) = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{v,j}$$

e dunque

$$x_I = x_A - \frac{\sum_{j=1}^n \dot{m}_{v,j}}{\dot{m}_{rinn,min}}$$

Per passare da E ad I bisogna effettuare una deumidificazione con raffreddamento (tratto EB), e quindi il postriscaldamento PI. Il controllo del carico latente viene fatto anche in questo caso a livello medio sull'intero edificio. Inoltre, essendo immessa dall'esterno negli ambienti la sola aria necessaria al rinnovo, NON si avrà mai ricircolo in questo tipo di impianti.

### 3.5.1 Studio della parte ad acqua dell'impianto

Si vuole calcolare la portata d'acqua necessaria alla batteria per bilanciare il carico sensibile in ogni singolo locale: in **estate**

$$Q_S = \dot{m}_{H_2O} c_{H_2O} (t_{rit} - t_{mand})$$

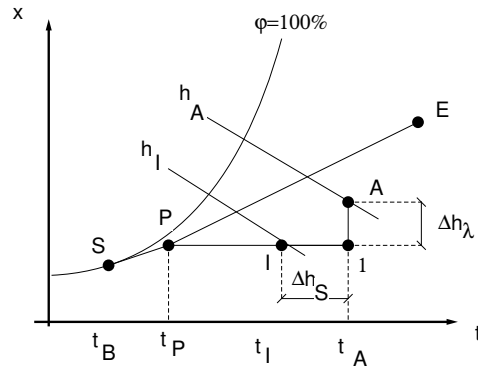
in generale

$$|Q_S| = \dot{m}_{H_2O} c_{H_2O} |\Delta t_{H_2O}|$$

con  $|\Delta t_{H_2O}| = 10K$  in inverno e  $|\Delta t_{H_2O}| = 5K$  in estate. I valori tipici della temperatura di mandata sono  $t_{mand} = 7/14^\circ C$  in estate,  $t_{mand} = 45/70^\circ C$  in inverno. Scegliere una diversa  $t_{mand}$  significa influire sul generatore di calore e sul circuito a monte. In inverno si può avere una caldaia tradizionale o a condensazione, o ancora una pompa di calore. D'estate si influisce sul rendimento del gruppo frigo, più alto con  $t_{mand} = 14^\circ C$ . La scelta di questa temperatura però comporta l'impossibilità da parte dell'acqua di assorbire parte del carico latente.

### 3.5.2 Studio della parte ad aria dell'impianto

L'obiettivo è quello di bilanciare il carico latente totale dell'intero edificio. La CTA va dimensionata su questo valore.



L'aria primaria non ha ricircolo, e quindi si parte direttamente dal punto E. Si separa il carico in 2 contributi: latente, a temperatura costante e sensibile, ad umidita' costante. L'aria deve compensare solo il carico latente. Nel funzionamento **estivo**:

$$Q_{tot} = \dot{m}_{AI}(h_{amb} - h_I)$$

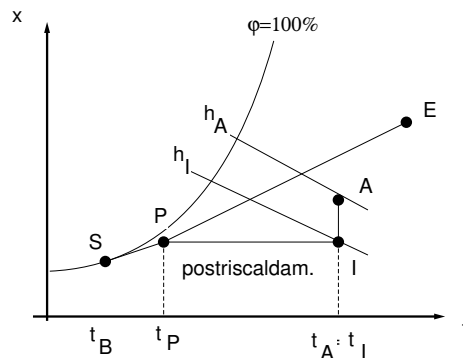
$$Q_{\lambda} = \dot{m}_{AI}(\Delta h_{\lambda})$$

$$Q_{\lambda} = \dot{m}_{AI}(h_A - h_I) = \dot{m}_v r_o$$

Si ricorda che l'unico vincolo sulla portata é

$$\dot{m}_{AI} \geq \dot{m}_{rinn,min}$$

Per l'aria primaria di rinnovo si ha



Tratto PE: batteria fredda; tratto PI: postriscaldamento. Si vede che il postriscaldamento nel caso estivo risulta essere piuttosto elevato (e dispendioso). La scelta delle batterie é simile al caso dell'impianto a tutt'aria, e la portata d'aria é quella definita dal ricambio. Il calore scambiato nella **batteria fredda** risulta:

$$Q_{fr} = \dot{m}_{AI}(h_E - h_P)$$

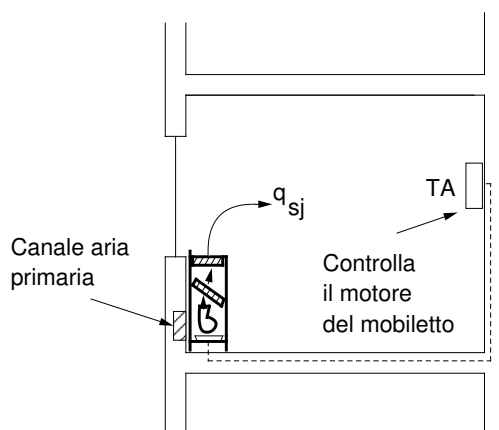
Invece nella **batteria calda** si ha

$$Q_{postrisc} = \dot{m}_{AI}c_{p,aria}(t_{amb} - t_P)$$

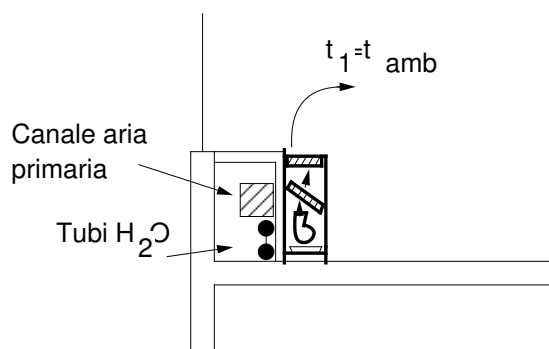
e dunque

$$Q_{postrisc} = \dot{m}_{AI}c_{p,aria}(t_I - t_P)$$

Ci sono diverse possibilità di funzionamento dell'impianto. Si controlla l'umidità media nella ripresa dell'aria. Per la batteria calda basta un controllo su  $t_{mand,H_2O}$ , anche se il controllo del mobiletto è effettuato dal termostato ambiente che impone sempre i  $26^{\circ}C$ . La batteria fredda è controllata dalla  $\phi_{media}$  rilevata opportunamente, mentre quella calda è controllata centralmente in modo da dare  $t_I = t_{set-point} = 26^{\circ}C$ . La  $t_{amb}$  è infine regolata localmente dal ventilconvettore, come negli impianti a sola acqua.



I canali di arrivo dell'aria primaria, comunque più piccoli di quelli di un sistema a tutt'aria, sboccano di norma dietro al mobiletto, che tratta dunque anche quell'aria.

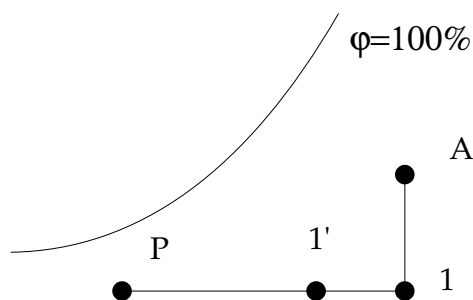


Poiché non c'è pericolo di stratificazione, l'aria può essere mossa anche a velocità bassa.

Come regola generale, un impianto sovradimensionato è più confortevole in tutte le condizioni, ma anche più costoso. Nella pratica, un sottodimensionamento può essere tollerato solo d'estate (che porta un limitato disagio solo nelle ore centrali della giornata), mentre in inverno porterebbe ad un disagio prolungato pericoloso per la salute degli occupanti. Il costo di esercizio inoltre, a parità di carico, nel funzionamento estivo è più del doppio di quello invernale, e lo si può vedere anche dalle trasformazioni nei diagrammi di Carrier. La deumidificazione è infatti molto costosa. Quindi, il sottodimensionamento estivo è molto frequente, anche perché il disagio provocato è più tollerabile. Un funzionamento estivo "economico" può aversi con un postriscaldamento ridotto, che porta all'immissione di aria primaria più fredda di quella ambiente, ma che implica 2 effetti benefici sul risparmio:

- Riduzione dei costi di postriscaldamento
- Assorbimento di parte del carico sensibile da parte dell'aria primaria (più fredda), con conseguente alleggerimento del carico di lavoro sul mobiletto.

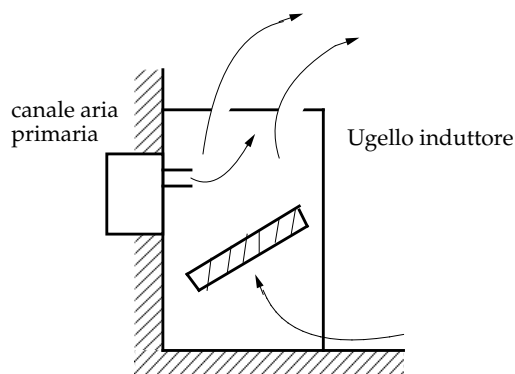
La riduzione del postriscaldamento pero' non puo' essere troppo elevata, perche' l'immissione lenta di aria troppo fredda porta a stratificazione (aria fredda verso il basso).



Se si vuole immettere aria piu' fredda e piu' veloce si puo' passare ad un impianto ad **aria primaria e mobiletti ad induzione**:

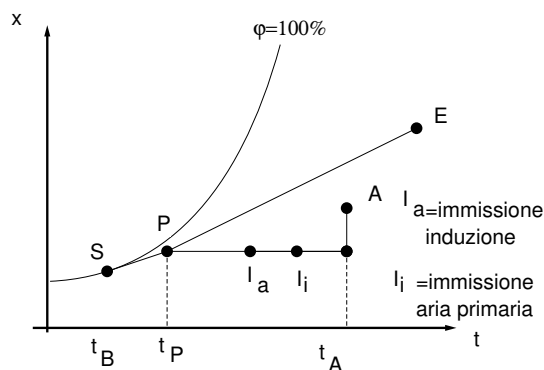
### 3.5.3 Impianto ad aria primaria e mobiletti ad induzione

Nei mobiletti ad induzione il movimento ed il rimescolamento dell'aria avvengono senza l'apporto di un ventilatore. L'aria primaria entra nel mobiletto ed induce il moto dell'aria ambiente. Le due correnti si mescolano ed escono insieme dal mobiletto.



Il calore sensibile viene equilibrato in parte dall'aria primaria, che viene immessa piu' fredda di quella ambiente, e si occupa anche del carico latente. Sono piu' rumorosi dei ventilconvettori, poiche' l'aria si muove piu' velocemente, pur non essendoci il ventilatore. Per il **funzionamento estivo, lato aria**, si ha:

$$|Q_{aria}| = Q_{S,aria} + Q_{\lambda} = \dot{m}_{AI} c_{p,aria} (t_{amb} - t_I)$$



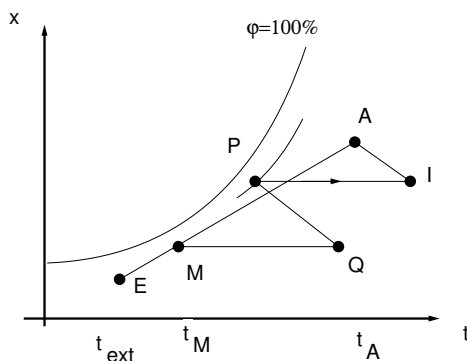


Mentre per il **lato acqua**, resta solo una parte del carico sensibile:

$$Q_{H_2O} = Q_S - Q_{S,aria} = \dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} (\Delta t_{H_2O})$$

con  $\Delta t_{H_2O} = 5K$  in estate, 10 K in inverno.

Per l'**utilizzo in inverno**, non ci sono sostanziali novita': si tratta sempre di preriscaldare, umidificare e postriscaldare:



- Se l'impianto é a ventilconvettori ed aria primaria,

$$t_I = t_{set-point} = t_{amb}$$

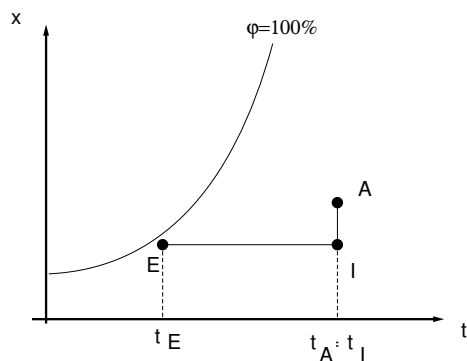
in questo caso, se non c'è una grossa produzione di vapore nell'ambiente, bisogna umidificare di più, aumentando il preriscaldamento.

- Nel caso di induzione totale o parziale, cambia solo il postriscaldamento.

Nel caso infine di una **umidificazione a vapore isoterma** il carico sulla batteria non aumenta poiché'

$$t_I = t_{amb}$$

e dunque cambiando la  $x_I$  il carico termico sulla batteria non cambia:



### 3.6 Canali d'aria

Il moto dell'aria nei canali avviene in **regime stazionario**, si tratta dunque l'aria come un **fluido incompressibile**. Ci sono perdite dovute all'attrito interno al fluido e verso le pareti, entrambi proporzionali al quadrato della velocità del fluido. In generale, le canalizzazioni dell'aria sono

- A sezione costante a tratti (i cambi di sezione sono localizzati).
- Costituite da diversi rami, con diramazioni e confluenze che portano variazioni di portata.

In ogni punto della rete ci sarà un certo valore della *pressione statica* (che si valuta lungo l'asse del condotto, per approssimazione di monodimensionalità). Nelle confluenze e nelle diramazioni tutti i rami hanno lo stesso valore di pressione statica.

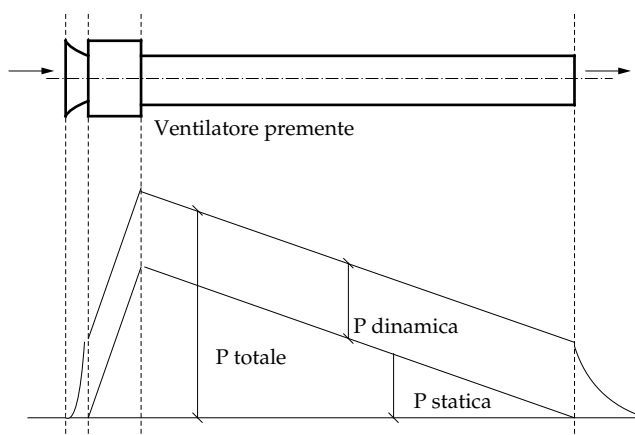
Grazie all'equazione di Bernoulli si può determinare il valore della *pressione dinamica* del fluido:

$$P_{dyn} = \frac{1}{2}\rho v^2 > 0 \text{ [Pa]}$$

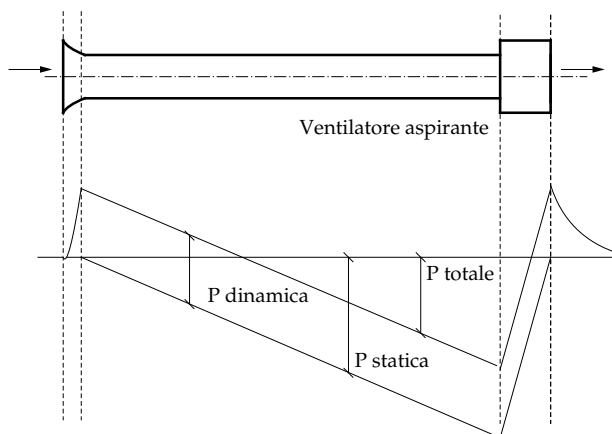
Si definisce *pressione totale* la grandezza

$$P_{tot} = P_{dyn} + P_{stat}$$

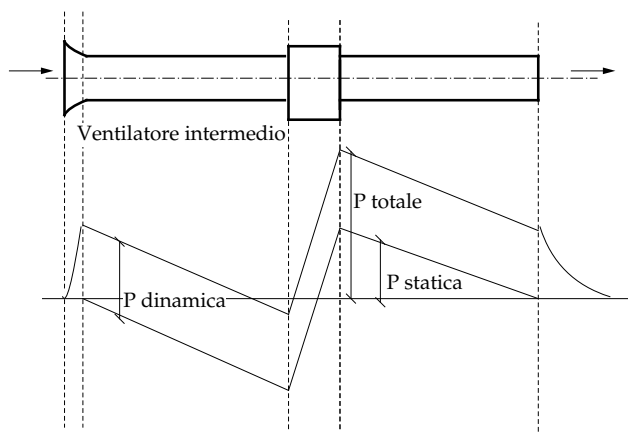
La  $P_{stat}$  viene valutata relativamente alla pressione atmosferica. Si può raffigurare l'andamento delle pressioni lungo i canali d'aria, nel primo caso di *ventilatore premente*:



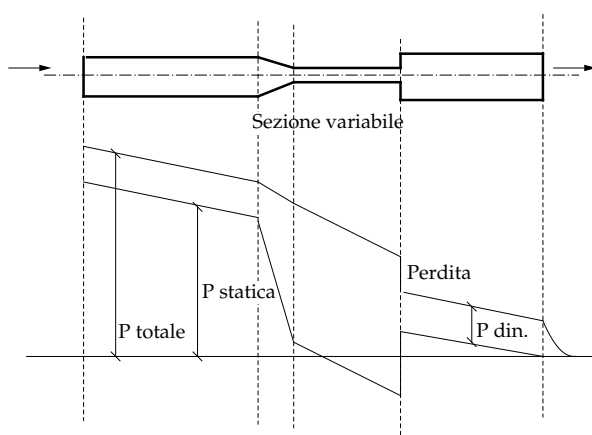
Ci saranno perdite uniformi per attrito, proporzionali a  $v^2$ . Se il fluido deve sboccare a  $P_{atm}$  si deve farlo partire ad una pressione più alta. Nel caso di *ventilatore aspirante*, esso viene posto alla fine del condotto:



Infine, nel caso di ventilatore in posizione intermedia, si ha



Se la sezione del condotto é variabile,



Poiche' la  $P_{tot}$  si mantiene costante sul condotto a meno delle perdite di carico, una diminuzione della sezione produce un aumento della velocita' del fluido e dunque di  $P_{dyn}$ , con conseguente diminuzione della  $P_{stat}$ . Con un successivo aumento di sezione (che comporta una perdita di carico localizzata, ovvero una diminuzione di  $P_{tot}$ ) si recupera la  $P_{stat}$  grazie ad una diminuzione della velocita' e di  $P_{dyn}$ .

$$\Delta P_{stat} = \Delta P_{dyn} - \Delta P_{perdita} \approx \frac{3}{4} \Delta P_{dyn}$$

Quindi

$$\Delta P_{stat} \approx \frac{3}{4} \Delta P_{dyn}$$

$$\Delta P_{stat} \approx 0,75 \left( \frac{1}{2} \rho v_1^2 - \frac{1}{2} \rho v_2^2 \right)$$

con  $v_1, v_2$  valori a monte e a valle di un condotto con variazione di sezione.

### 3.6.1 Calcolo delle perdite di carico

Le perdite di carico nei condotti possono essere **distribuite o concentrate**.

- **Perdite distribuite:**

$$\Delta P_{dist} = \frac{\lambda}{D} \rho \frac{v^2}{2} L = \frac{\lambda}{D} P_{dyn} L$$

dove

$\lambda$  = rugosità del condotto, che dipende dal materiale

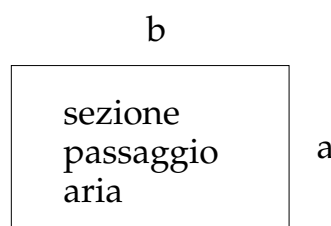
$$\lambda = \lambda\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)$$

dal diagramma di Moody.

$\rho$  = densità del fluido

$L$  è la lunghezza del condotto

$D$  è il diametro di tale condotto se circolare, il *diametro equivalente* se invece la sezione è rettangolare;



$$D_{eq} = 1,3 \frac{(ab)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}}$$

Si deve inoltre avere  $1 \leq \frac{b}{a} \leq 4$ . Una volta noto il  $D_{eq}$ , si entra nei diagrammi per determinare le perdite di carico (non occorre calcolarle con la formula di sopra, sono diagrammate).

- **Perdite concentrate:**

Si possono calcolare con il **metodo diretto**:

$$\Delta P_{conc} = \xi \frac{\rho v^2}{2} [Pa]$$

$$\Delta P_{conc} = \xi_1 \frac{\rho v_1^2}{2} = \xi_2 \frac{\rho v_2^2}{2}$$

dove  $\xi$  si trova tabellato in funzione al tipo di disturbo,  $v_1$  e  $v_2$  sono le velocità a monte ed a valle di tale disturbo.

Oppure con il **metodo delle lunghezze equivalenti**:

$$L_{eq} = f\left(\frac{L}{D}\right)$$

dalle tabelle, in funzione del disturbo. Per la perdita totale si calcola

$$L_{tot} = L_{effettiva} + \sum L_{eq}$$

Per quanto riguarda il Dimensionamento della sezione dei canali d'aria, si può procedere in diversi modi:

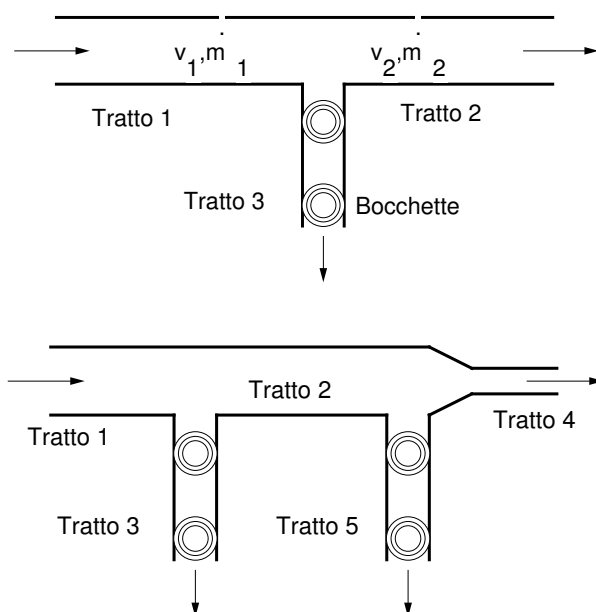
- Metodo di variazione delle velocità, empirico ed inadatto.

- Metodo della perdita di carico uniforme, efficace e molto usato.
- Metodo del recupero di pressione statica, un po' piu' preciso e complesso.
- metodo a velocita' costante, poco usato.

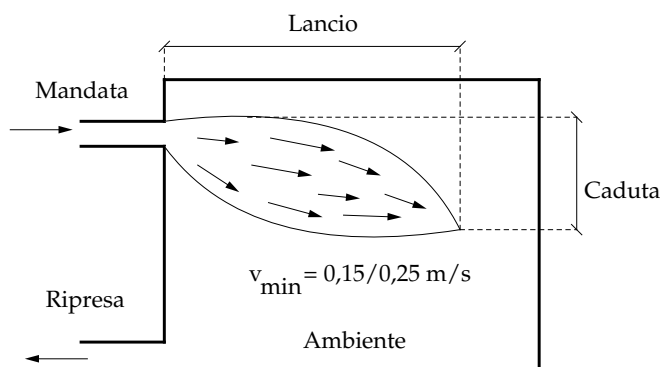
Il punto di partenza per il dimensionamento é sempre la **portata d'aria**, dato di progetto assegnato, e la **velocita'** a valle di ventilatore.

### 3.6.2 Dimensionamento a perdita di carico costante.

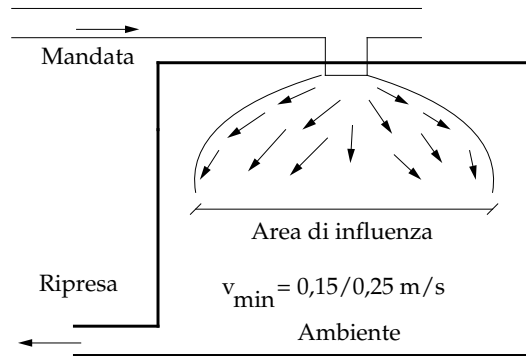
I dati di progetto sono la portata d'aria totale uscente dal ventilatore,  $\dot{m}_{a,tot}$  e la massima velocita' ammissibile  $v_{max}$  per limitare il rumore. Note queste grandezze, si puo' calcolare la sezione del condotto, normalmente rettangolare o circolare. Se la sezione é rettangolare, si determina il  $D_{eq}$  per entrare nei diagrammi delle perdite di carico.



Occorre verificare che sulle bocchette finali ci sia una  $\delta P_{min}$  di progetto (dal catalogo) che garantisca il funzionamento previsto, legato ad una velocita' minima di diffusione dell'aria nel locale. La  $v_{min}$ , prefissata, definisce la *lunghezza di lancio* e la *caduta* della bocchetta. questo vale sia per le bocchette a parete che per i diffusori a soffitto.



Si verifica anche l'area di influenza:



Se dal dimensionamento risulta una  $\delta P \gg \delta P_{min}$  l'aria esce con una velocità troppo alta. Bisogna dunque introdurre una perdita di carico aggiuntiva sulla bocchetta meno sfavorita., aggiungendo una serranda sul canale o sulla bocchetta stessa. Tale serranda a sua volta non può essere troppo chiusa, perché altrimenti diviene rumorosa:

$$\Delta P_{serranda} < 0,2/0,3 \text{ mmCA}$$

per usi civili,

$$\Delta P_{serranda} < 0,6 \text{ mmCA}$$

per applicazioni industriali. se  $\delta P_{serranda}$  non è eccessivo, la correzione risulta accettabile, e la portata sulla bocchetta diminuisce:

$$\dot{m}_{effettiva} = \dot{m}_{progetto} \sqrt{\frac{P_{effettiva}}{P_{progetto}}}$$

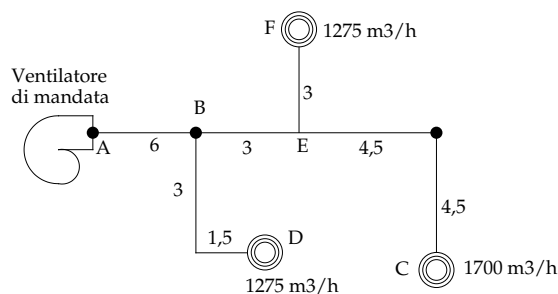
si deve ottenere

$$\dot{m}_{effettiva} - \dot{m}_{progetto} \leq 10\%$$

$$P_{effettiva} - P_{progetto} \leq 20\%$$

Il  $\delta P$  risulta eccessivo quando il salto di pressione supera del 20 % quello di progetto. Fino a questo valore il dimensionamento risulta accettabile.

**Esempio:**



I valori indicati sono le lunghezze equivalenti dei diversi tratti: sono cioè già comprese le perdite di carico localizzate. Per un corretto funzionamento, le bocchette richiedono una  $P_{statica} = 3 \text{ mmCA}$ . Il procedimento da seguire è il seguente:

1. Si sceglie la sezione del tratto AB, conoscendo la portata e ponendo  $v_{max} = 7,5 \text{ m/s}$ :

$$S = \frac{\dot{V}_{AB}}{v_{max}} = \frac{4250}{7,5 * 3600} = 0,158 \text{ m}^2$$

2. Si determina il diametro equivalente di tale sezione, supposta rettangolare:

$$D_{eq} = 1,3 \frac{(500 * 300)^{0,625}}{(500 + 300)^{0,25}} = 426 \text{ mm}$$

3. Si entra nei diagrammi con  $\dot{V}$  e  $D_{ed}$ , e si determinano le perdite di carico specifiche:

$$\frac{\Delta P}{L_{AB}} = 0,175 \text{ mmCA/m}$$

4. Poiche' si sta dimensionando con il metodo della perdita di carico costante, si vorra' mantenere tale valore di perdita anche negli altri tratti. Per esempio, sul tratto EC,  $\dot{V}_{EC} = 1700 \text{ m}^3/\text{h}$ , entro nel diagramma con la stessa perdita di carico specifica, ed ottengo il  $D_{eq}$  di questo tratto, da cui si risale alla sezione rettangolare.

Se si considera una perdita concentrata su EC, come ad esempio una curva a  $90^\circ$ , con il condotto delle dimensioni ricavate si ottiene dalle tabelle una lunghezza equivalente di 2,4 m per tale curva.

Nel nostro esempio il tratto piu' sfavorito e' ABEC:

$$L_{eq} = 6 + 3 + 4,5 + 2,4 + 4,5 = 20,4 \text{ m}$$

Le perdite totali sul canale risultano dunque

$$\Delta P = L_{eq} \left( \frac{\Delta P}{L} \right) = 20,4 * 0,175 = 3,6 \text{ mmCA}$$

Si noti che rispetto ai canali ad acqua le perdite di carico sono di 3 ordini di grandezza inferiori. Si considera anche la perdita di carico della bocchetta:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P + \Delta P_{bocchetta} = 3,6 + 3 = 6,6 \text{ mmCA}$$

Questa e' la prevalenza totale che deve vincere il ventilatore.

Si osserva che al nodo B la pressione statica vale

$$P_B = P_A - \Delta P_{AB} = 6,6 - 0,175 * 6 = 5,55 \text{ mmCA}$$

mentre nella bocchetta D si ha

$$P_D = P_B - \Delta P_{BD} = 5,55 - 0,175 * 10,5 = 3,71 \text{ mmCA}$$

poiche'

$$L_{eq,BD} = L + \Delta L_B + \Delta L = (3 + 1,5) + 3_{(curva)} + 3_{(diramazione)} = 10,5 \text{ m}$$

Ma alla bocchetta e' richiesta una  $P_D = 3 \text{ mmCA}$ , e qui abbiamo un valore di 3,71 mmCA: si puo' mettere una serranda, o mettere il canale piu' piccolo, in modo da avere perdite di carico maggiori. Se si impone  $P_D = 3 \text{ mmCA}$ , si ottiene

$$\Delta P_{canale} = P_B - P_D = 5,55 - 3 = 2,55$$

e dunque

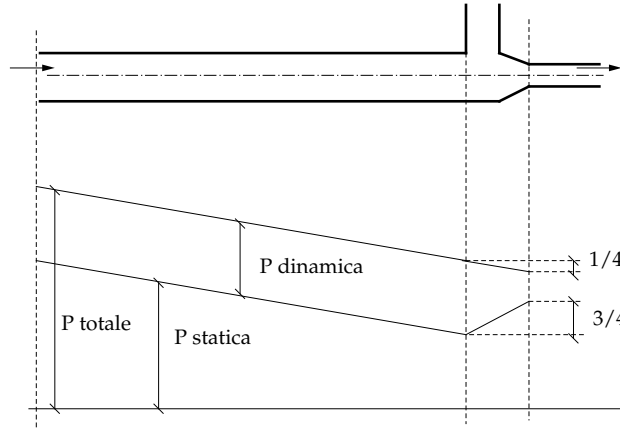
$$\begin{aligned} \left( \frac{\Delta P}{L} \right)^* &= \left( \frac{\Delta P}{L} \right)_{BD} = \frac{P_B - P_D}{L_{eq}} = \\ &= \frac{2,55}{10,5} = 0,243 \text{ mmCA} \end{aligned}$$

con cui si trova la nuova sezione del tratto BD.

In realta' gia inizialmente, individuato il tratto piu' sfavorito, si puo' prendere la perdita di carico tale da garantire il corretto funzionamento della bocchetta.

### 3.6.3 Dimensionamento con recupero di pressione statica.

Ad ogni variazione di portata si fa variare la sezione in modo che parte della pressione dinamica si trasformi in pressione statica. In questo modo si “recupera” il valore di  $P_{stat}$  che si aveva all’inizio del tratto da cui si sta uscendo.



$$\Delta P_{stat} = 0,75 \Delta P_{dyn}$$

Ad ogni cambio di sezione quindi si ha una perdita di  $P_{dyn}$  (il flusso rallenta), per riottenere il valore di  $P_{stat}$  che si ha all’uscita del ventilatore. Questo comporta **canali piu’ grossi** del metodo precedente, ma reti piu’ equilibrate, senza bisogno di serrande. Il ventilatore dovrà fornire una pressione statica tale da garantire il recupero massimo previsto ed il  $\Delta P$  che occorre alla bocchetta.

Come nel caso precedente, i dati di partenza sono la portata d’aria  $\dot{V}$  e la velocità massima  $v_{max}$ . Quindi, per i primi 3 punti, il dimensionamento è uguale al caso precedente. Quello che cambia è il fatto che non si prende lo stesso  $(\frac{\Delta P}{L})$  per tutti i tratti.

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{AB} \rightarrow \Delta P_{stat,AB} = \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{AB} L_{AB}$$

per i tratti che seguono AB, occorrerà recuperare una  $P_{stat} = \Delta P_{stat,AB}$ :

$$\Delta P_{stat,recupero} = \Delta P_{stat,AB}$$

Questo comporterà ad ogni variazione di sezione una perdita di pressione dinamica:

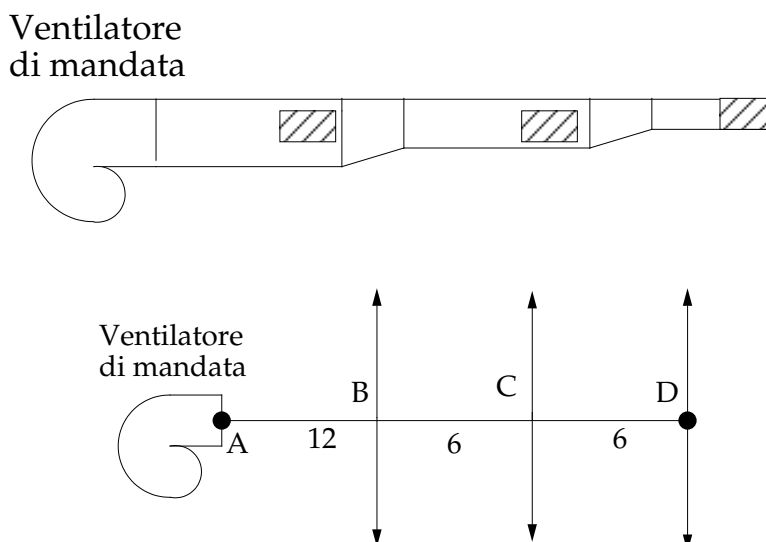
$$\Delta P_{stat} = 0,75 \Delta P_{dyn}$$

Quindi, sfruttando il diagramma 17.2, si entra con la portata d’aria *a valle* della variazione, e si ricava il rapporto

$$\left(\frac{L_{AB}}{Q_2}\right)^{0,61}$$

dove  $L_{AB}$  è la lunghezza dal tratto da cui si esce,  $Q_2 = \dot{V}_2$  è la portata volumica sul tratto in cui si entra. Quindi, nel diagramma 17.3 si entra con il valore del rapporto ricavato dal 17.2, ricavandone la velocità  $v_2$  a valle della diramazione (essendo quella a monte già nota). Quindi, note la portata e la velocità nel nuovo tratto, se ne calcola la sezione come in precedenza, e si procede così fino alla fine del circuito.





### 3.6.4 Dimensionamento a velocità costante.

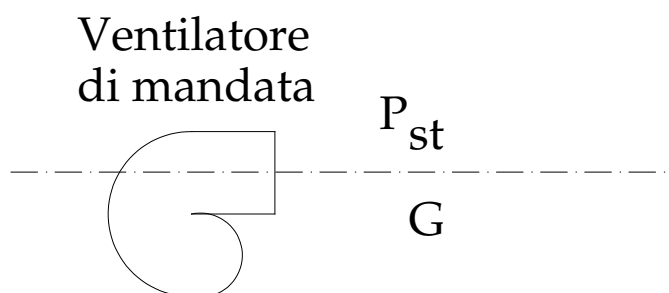
In questo caso si dimensionano tutti i tratti imponendo una velocità prefissata, ad esempio di 7 m/s. Conoscendo le portate, si trovano agevolmente tutte le sezioni, che normalmente sono più più piccole che nei casi precedenti. L'aria infatti si mantiene molto veloce in questi impianti. Ovviamente non si ha né perdita di carico specifica costante né recupero di pressione statica nei cambi di sezione. I condotti più richiesti sono quelli *ad alta velocità* che a parità di portata sono più piccoli.

### 3.6.5 Scelta del ventilatore

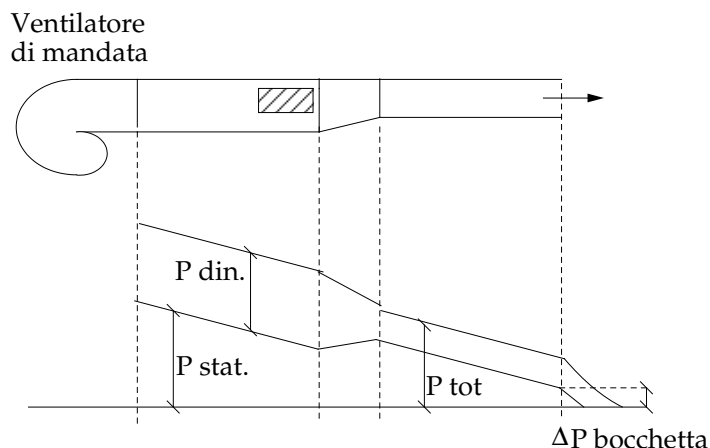
I ventilatori che si trovano nei cataloghi si dividono, a seconda della prevalenza fornita, in:

- **Bassa pressione** se  $P < 900 Pa$
- **Media pressione** se  $900 < P < 1700 Pa$
- **Bassa pressione** se  $1700 < P < 3000 Pa$

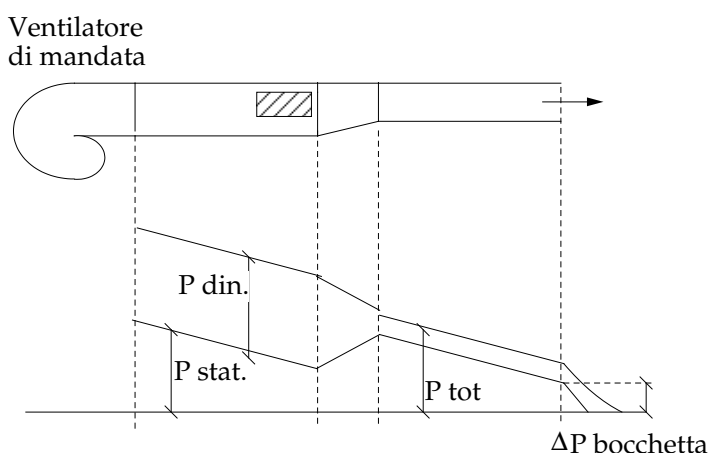
Il ventilatore deve vincere la pressione statica dell'aria che sta innanzi:



Dimensionando la rete di canali, si risale alla  $P_{stat}$  alla mandata del ventilatore partendo dal punto più sfavorito, riferendosi all'andamento delle pressioni all'interno dei canali stessi.

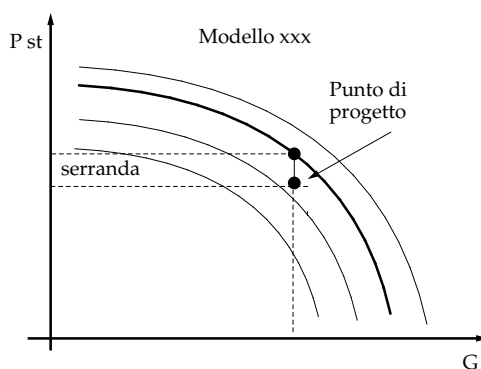


nel caso di dimensionamento a recupero della  $P_{stat}$ :



La  $P_{stat}$  alla mandata del ventilatore sarà in questo caso la somma delle perdite meno i recuperi.

Per la scelta del ventilatore, note portata e pressione, si entra nei grafici delle curve caratteristiche, scegliendo la macchina con la curva che sta al di sopra del nostro punto.



### 3.6.6 Scelta del gruppo frigo

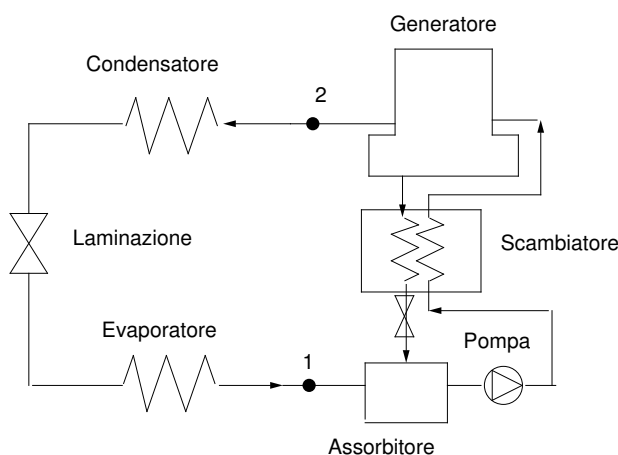
Il gruppo frigo è una macchina che realizza un ciclo frigorifero: nel funzionamento estivo si utilizza lo scambio termico all'evaporatore (ciclo frigorifero diretto), mentre nel funzionamento invernale si sfrutta lo scambio al condensatore (ciclo inverso, o pompa di calore). Si spende energia elettrica per far girare il compressore, e si ottiene fornitura o assorbimento di calore.

Il **compressore**, trattando con fluido frigorifero e non con aria, deve garantire la tenuta ermetica. Un tipo molto utilizzato nei gruppi frigo è il compressore *a scroll* (a spirale): 2 spirali vengono fatte ruotare disassate per creare e muovere volumi variabili di fluido, che viene così compresso in modo più silenzioso che nei tradizionali compressori *a stantuffo*. Questi, comunque ancora utilizzati, vengono di norma forniti assieme al relativo motore elettrico, e possono avere dimensioni molto variabili.

Sono presenti inoltre **2 scambiatori**: uno per l'evaporazione (che scambia calore con l'acqua glicolata) ed uno per la condensazione (ad aria o ad acqua).

### 3.6.7 Gruppi frigo ad assorbimento.

Presentano il vantaggio di usare energia termica invece che elettrica. Questo li rende adatti agli impianti a *cogenerazione*, in cui si ha produzione contemporanea di energia elettrica e calore in un unico impianto. Il calore prodotto può essere utilizzato in inverno per il riscaldamento dell'edificio, mentre d'estate per il suo raffrescamento, proprio grazie ai gruppi frigo ad assorbimento. La cogenerazione ha senso in edifici grandi, con consumi elevati di energia elettrica e calore. Le potenze di questi gruppi frigo possono andare dai 20/30 kW fino ai 3/4000 kW dei più grossi, e le dimensioni totali sono maggiori di quelle dei gruppi frigo tradizionali a compressore.



Il condensatore, la valvola di laminazione e l'evaporatore sono analoghi al gruppo frigo tradizionale. Al posto del compressore sono presenti un assorbitore, un emettitore, una pompa ed un ulteriore scambiatore di calore. Il fluido frigorigeno (acqua) proveniente dall'evaporatore viene assorbito in una soluzione liquida di bromuro di litio (LiBr), che viene pompata in fase liquida alla pressione di condensazione, riducendo così il lavoro meccanico. Successivamente la soluzione viene riscaldata nel generatore, e si separa il vapore d'acqua che poi si condensa nel condensatore. Si riconoscono una zona a bassa ed una ad alta pressione. Quindi, a fronte di un risparmio di lavoro elettrico (pompa anziché compressore) si spende energia termica nel generatore. L'efficienza di tale gruppo frigo è definita come il rapporto

$$\varepsilon = \frac{\text{potenza frigo}}{\text{potenza termica spesa}} \approx 0,9$$

e, come si nota, è piuttosto bassa rispetto a quella di un gruppo frigo tradizionale.