

## CAPITOLO 5

# IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

### 5.1 GENERALITÀ

Come evidente, scopo di un impianto di riscaldamento è quello di mantenere, all'interno degli ambienti, temperature dell'aria e temperature medie radianti compatibili con condizioni di benessere degli occupanti. A questo scopo si possono adottare svariate soluzioni, dalle soluzioni più antiche, stufe, caminetti, fino agli attuali **impianti autonomi** (per singole unità abitative) o infine fino agli impianti di riscaldamento **centralizzati** (per interi edifici) di cui ci occuperemo brevemente.

Un **impianto di riscaldamento centralizzato** è costituito da un **generatore di calore**, alimentato da un **combustibile liquido o gassoso** e dotato di **camino** per l'evacuazione all'esterno dei prodotti della combustione (fumi), di un **sistema di distribuzione** del fluido termovettore, e di **terminali** per fornire ai singoli ambienti la potenza termica necessaria al controllo della temperatura interna. Gli impianti di riscaldamento possono essere classificati secondo il **fluido termovettore**.

Si possono distinguere in:

- impianti ad acqua calda a circolazione naturale o forzata;
- impianti a vapore;
- impianti ad aria calda.

Negli impianti industriali frequentemente viene utilizzata acqua surriscaldata e cioè acqua mantenuta sotto pressione a temperatura superiore a 100 [°C].

Gli **impianti centralizzati** più comuni negli edifici residenziali sono gli impianti ad acqua calda con circolazione forzata.

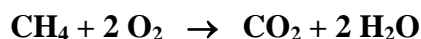
Gli impianti di **riscaldamento autonomo**, attualmente molto diffusi, sono costituiti da un piccolo generatore di calore già munito di pompa di circolazione che viene installato in un ambiente dell'unità immobiliare.

Si può osservare che gli impianti presentano, nel loro piccolo, componenti molto simili a quelli degli impianti più grandi per cui possono essere considerati come impianti centralizzati a livello di ogni singola unità abitativa.

Per descrivere i vari componenti di questi impianti, si richiamano prima brevemente alcuni concetti fondamentali relativi ai processi di combustione.

## 5.2 PROCESSI DI COMBUSTIONE

Si ricorda che per **combustione** s'intende la reazione chimica tra un combustibile e l'ossigeno atmosferico. Un esempio può essere (combustione del metano):



La reazione si "legge" nel seguente modo, e cioè una mole di **CH<sub>4</sub>** reagisce con due moli di **O<sub>2</sub>** (reagenti) per formare una mole di **CO<sub>2</sub>** e due moli di **H<sub>2</sub>O** (prodotti). In base al significato fisico di moli si può anche ragionare in termini di masse, e cioè si può dire che:

**16** [kg] di **CH<sub>4</sub>** reagiscono con **2 · 32** [-kg] di **O<sub>2</sub>** per formare **44** [kg] di **CO<sub>2</sub>** e **2 · 18** [kg] di **H<sub>2</sub>O**. La reazione per avvenire completamente richiede una ben precisa quantità d'ossigeno e quindi d'aria.

La quantità di aria strettamente necessaria alla combustione è detta **aria teorica**; tuttavia, anche se per far avvenire rapidamente e completamente la combustione è sempre necessario fornire aria in **eccesso**.

Come già illustrato, l'**energia potenziale chimica** dei reagenti (**CH<sub>4</sub>** e **O<sub>2</sub>**) è **più elevata** di quella dei prodotti della reazione (**CO<sub>2</sub>** e **H<sub>2</sub>O**) per cui la **variazione d'energia potenziale chimica** si ritrova sotto forma di **energia termica**. Come si ricorderà l'energia termica prodotta dalla combustione di **1 kg** di combustibile è detta **potere calorifico H** del combustibile [J/kg].

Si può ricordare che se i fumi vengono raffreddati sotto la **temperatura di rugiada**, il vapore acqueo presente nei fumi potrà in parte condensare, consentendo il recupero di calore di condensazione. Come già osservato vi sono quindi due poteri calorifici e cioè il **potere calorifico inferiore H<sub>i</sub>** e il **potere calorifico superiore H<sub>s</sub>**: il primo risulta minore in quanto non tiene conto del recupero di calore di condensazione; recupero che, ovviamente, diviene possibile solo raffreddando notevolmente i fumi (moderne **caldaie a condensazione**).

Nella seguente tabella è riportato il valore del potere calorifico inferiore **H<sub>i</sub>** di alcuni comuni combustibili.

Tipo di combustibile	H <sub>i</sub> [kJ/kg]
Gasolio	41900
Gas naturale	34500
Legna da ardere	18200

Se la combustione avviene con un'insufficiente quantità d'aria, la reazione non si completa e si ha formazione d'ossido di carbonio (CO), gas notevolmente nocivo. Il controllo adeguato della combustione risulta, quindi, di grande importanza sia per massimizzare la quantità di energia termica ottenuta, sia per evitare la formazione di ossido di carbonio.

### 5.3 GENERATORI DI CALORE

Nei generatori di calore si possono distinguere due componenti fondamentali: il **bruciatore** e la **caldaia** vera e propria. Il **bruciatore** consente di immettere nella camera di combustione della caldaia la quantità di combustibile richiesta assicurando che questa si mescoli opportunamente con l'aria necessaria (ad esempio un combustibile liquido viene spruzzato sotto forma di minute goccioline). La potenza termica prodotta dalla combustione viene ceduta all'acqua che circola nell'intercapedine della caldaia.

Indicando con  $q_{mc}$  la **portata di combustibile** bruciata, la potenza termica generata nella camera di combustione, e cioè la **potenza al focolare**  $\phi_{foc}$ , risulta:

$$\phi_{foc} = q_{mc} \cdot H_i$$

La **combustione** all'interno della caldaia è detta **atmosferica**, se si verifica a pressione atmosferica e i fumi vengono evacuati per tiraggio naturale attraverso il camino; è detta invece **pressurizzata** quando l'aria viene forzata all'interno della caldaia mediante l'azione di un opportuno ventilatore.

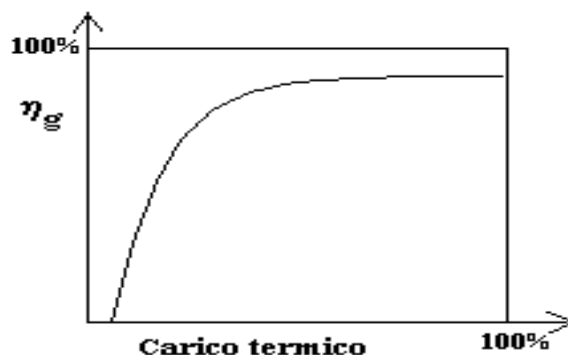
Una caratteristica molto importante di un generatore di calore è rappresentata dal suo **rendimento**  $\eta_p$ , definito come rapporto tra il flusso termico effettivamente trasferito al fluido  $\phi_f$  e quindi utilizzabile, e il flusso termico totale liberato dalla combustione nella caldaia  $\phi_{foc}$ .

Risulta, quindi:

$$\eta_p = \phi_f / \phi_{foc}$$

Il flusso termico trasferito al fluido  $\phi_f$  dovrà, evidentemente, essere sufficiente per coprire il totale fabbisogno termico dell'edificio.

E' opportuno osservare che il rendimento  $\eta_p$  assume valori elevati (dell'ordine di circa 0.9) solo in condizioni di un funzionamento **a regime** del generatore. Il rendimento **medio nella stagione di riscaldamento** risulta, in genere, notevolmente inferiore a causa di numerosi fattori, tra i quali particolare importanza riveste il carico medio cui è sottoposto come rappresentato indicativamente in figura.



Nel caso di sopradimensionamento di un generatore questo opererà spesso a carico ridotto e quindi anche con ridotti valori medi di rendimento.

In generale può operarsi una distinzione tra caldaie: in ghisa e in acciaio.

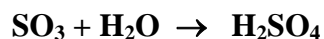
Le caldaie in ghisa sono generalmente costituite da un certo numero di elementi anulari componibili mediante opportuni giunti. Il vano interno rappresenta la camera di combustione, mentre l'acqua (fluido termovettore) circola nell'intercapedine disposta intorno alla camera stessa.

Le caldaie in ghisa, essendo componibili, si prestano particolarmente per la sostituzione o la messa in opera di generatori di calore in locali poco accessibili, potendo essere assemblate in loco.

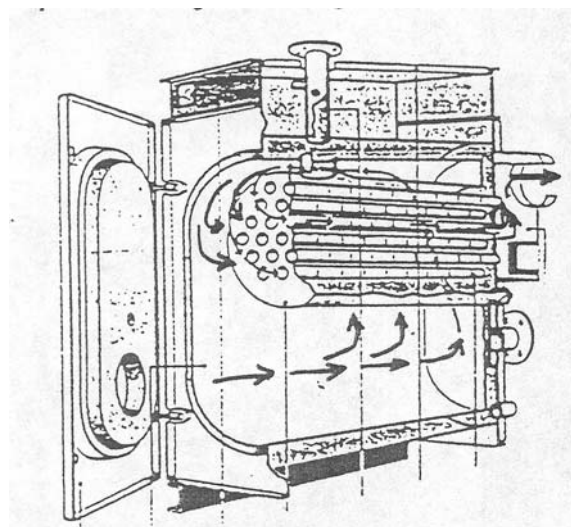
Le caldaie in acciaio (cfr esempio in figura) sono fornite solitamente in blocco unico.

Esse sono in generale costituite da un recipiente contenente l'acqua da riscaldare, all'interno del quale passano canali attraversati dai fumi della combustione. In generale la caldaia in ghisa è più fragile, ma più resistente alla corrosione.

In entrambi i tipi di caldaia bisogna far sì che la temperatura dell'acqua all'ingresso non risulti mai inferiore a circa 55 [°C], perché in questo caso il vapore acqueo contenuto nei fumi potrebbe condensare sulla superficie interna della caldaia determinando processi di corrosione. Infatti, in presenza di condensa le tracce di **zolfo (S)** presenti nel **gasolio**, che si ritrovano nei fumi sotto forma di  $SO_3$ , danno luogo alla formazione di **acido solforico** secondo la reazione chimica:



Per evitare la formazione di condensa si provvede a miscelare l'acqua di ritorno nella caldaia più fredda con una piccola portata di acqua calda prelevata all'uscita della caldaia (acqua di mandata calda) che viene fatta circolare mediante una piccola pompa anticondensa.

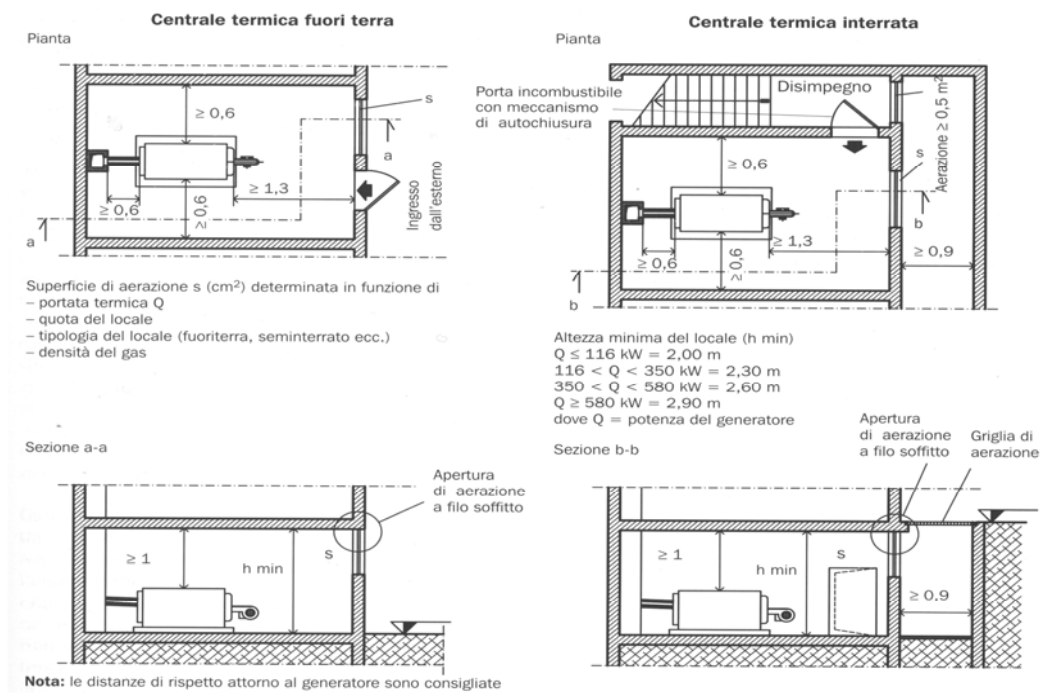


## 5.4 CENTRALE TERMICA

La centrale termica è il locale ove è installato il generatore di calore (o i generatori di calore). La centrale termica di un impianto centralizzato può essere situata all'interno o all'esterno dell'edificio: se questo ha una forma complessa conviene una posizione baricentrica, per meglio equilibrare la rete di distribuzione del fluido termovettore.

La centrale termica è oggetto di molte prescrizioni legislative volte ad assicurare la sicurezza, alcune delle quali sono sintetizzate nelle seguenti figure.

La prima figura illustra le caratteristiche di centrali termiche fuori terra e interrata nel caso d'utilizzo di combustibili gassosi.

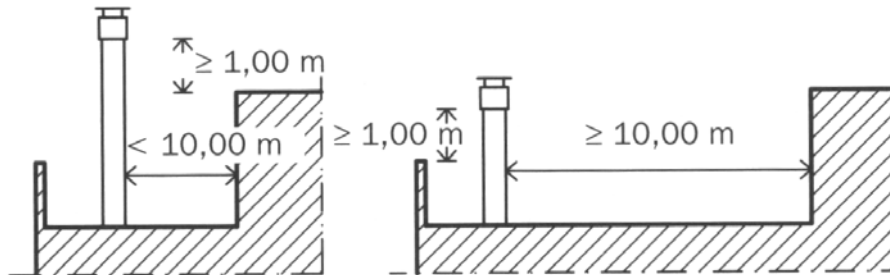


I fumi prodotti nella combustione vengono evacuati tramite un opportuno condotto o camino. È essenziale che il locale comunichi con l'esterno mediante aperture di sezione adeguata al flusso d'aria necessario per garantire una corretta combustione (confrontare con le prescrizioni riportate nelle precedenti figure).

Quanto appena ricordato deve essere particolarmente tenuto presente nel caso degli impianti autonomi installati in locali d'abitazioni. In questi casi si registrano, infatti, purtroppo con una certa frequenza, eventi luttuosi dovuti a combustioni difettose, che spesso conseguono alla mancanza delle necessarie aperture d'aerazione.

## 5.5 CAMINO

Per camino s'intende il condotto che smaltisce i fumi prodotti nella combustione immettendoli nell'atmosfera, in genere a livello del tetto dell'edificio. Anche a questo riguardo esistono disposizioni legislative, del tipo di quelle che, a solo carattere indicativo, sono illustrate nella seguente figura.



Nel camino, a seguito della ridotta densità dei fumi, si verifica un moto ascensionale spontaneo (tiraggio naturale). Se il camino non è adeguato a questa funzione la combustione non si verifica correttamente e anche il migliore generatore vedrà diminuire il suo rendimento e verranno prodotte sostanze inquinanti (CO ed incombusti). Talvolta è necessario usare un propulsore per garantire un adeguato smaltimento della portata di fumi prodotti (tiraggio meccanico). È anche bene osservare che, qualora il combustibile sia gas naturale (metano), è in genere inevitabile la condensazione di parte del vapore acqueo presente nei fumi lungo le pareti interne del camino stesso, per cui è opportuno che queste siano a tenuta d'acqua per evitare che l'acqua condensata possa impregnare di umidità la muratura circostante. La progettazione del camino deve essere finalizzata ad un efficace e completo scarico nell'atmosfera dei fumi prodotti dalla combustione e può essere portata a termine mediante codici di calcolo normalizzati. Può essere interessante applicare l'equazione di Bernoulli.

La portata di fumi  $q_{mf}$  [kg/s], in funzione della potenzialità termica della caldaia, è data da:

$$q_{mf} = q_{mc} + q_{ma} \quad [\text{kg/s}]$$

ove:

$$\begin{aligned} q_{mc} &= \text{consumo di combustibile} && [\text{kg/s}] \\ q_{ma} &= \text{aria necessaria alla combustione} && [\text{kg/s}] \end{aligned}$$

La portata di combustibile  $q_{mc}$  è legata alla potenzialità termica del generatore da:

$$q_{mc} = \Phi_{foc} / H_i$$

La portata d'aria necessaria alla combustione  $q_{ma}$  si valuta con le equazioni che descrivono il processo di combustione (aria teorica) tenendo conto dell'eccesso d'aria necessario nei vari casi. A titolo indicativo, la combustione di **1** [kg] di gasolio porta alla

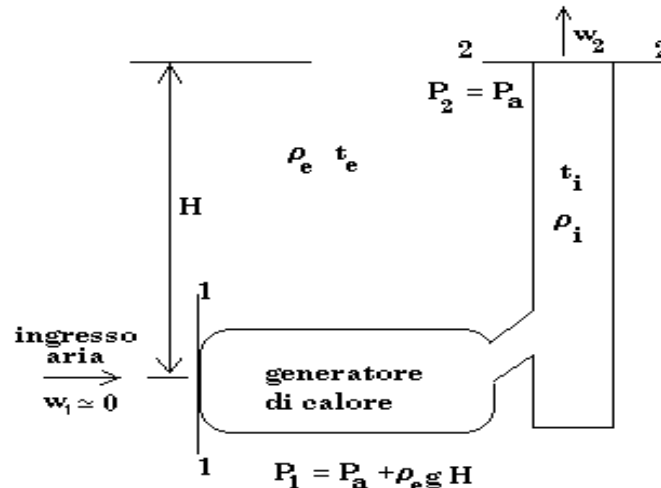
formazione (a circa 120 [°C]) di un volume di fumi pari a circa 30 [m<sup>3</sup>]. La portata dei fumi  $q_{mf}$  può, quindi, essere espressa, almeno in prima approssimazione, da:

$$q_{mf} = \rho_f \cdot q_{vf} \approx \rho_f \cdot 30 \cdot q_{mc} \quad [\text{kg/s}]$$

ove con  $q_{vf}$  si è indicata la portata volumetrica.

In riferimento allo schema in figura, si possono considerare le seguenti ipotesi semplificative:

- il condotto del camino ha una sezione costante;
- temperatura e densità dei fumi all'interno del camino sono costanti  $t_i = t_f$  e  $\rho_i = \rho_f$  ;
- i fumi sono considerati aria



ove :

- $\rho_e$  = densità dell'aria esterna;
- $t_e$  = temperatura dell'aria esterna;
- $P_a$  = pressione atmosferica;
- $H$  = altezza del camino;
- $w_1$  e  $w_2$  = velocità aria in ingresso e uscita dal camino.

Si ipotizza che a valle della sezione 1 si verifichi, a causa della combustione, **una brusca variazione della temperatura e densità dei fumi** (aria) che raggiungono di colpo i valori  $t_f$  e  $\rho_f$ . L'equazione di Bernoulli in relazione alle sezioni 1 e 2 fornisce:

$$gh_p = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2) + \frac{P_2 - P_1}{\rho_i} + gh_{a1,2}$$

Nel caso di tiraggio naturale (assenza di propulsore) si ha  $gh_p = 0$  e si può porre:

- $z_2 - z_1 = H$ ;
- $w_1 \cong 0 \rightarrow w_2 = w$  (sezione del camino costante);
- $P_2 - P_1 = -\rho_e g H$  essendo  $P_2 = P_a$  e risultando  $P_1 = P_a + \rho_e g H$ ;

Sostituendo nell'equazione di Bernoulli, si ha:

$$0 = gH + \frac{1}{2}w^2 - \frac{\rho_e g H}{\rho_f} + gh_{a1,2}$$

Il termine  $h_{a1,2}$ , che rappresenta le perdite di carico concentrate e distribuite nel condotto del camino, è a sua volta dato da:

$$gh_{a1,2} = \frac{w^2}{2} \left[ \frac{L}{D} \lambda(Re) + \sum_i \xi_i \right]$$

ove  $L$  rappresenta la lunghezza del condotto.

Se si considera  $L \cong H$  si ottiene per la velocità dei fumi all'uscita del camino:

$$w = \sqrt{\frac{2gH(\rho_e - \rho_f)}{\rho_f} \frac{1}{\left[ 1 + \frac{H}{D} \lambda(Re) + \sum_i \xi_i \right]}}$$

La densità dei fumi  $\rho_f$  dipende dal generatore (informazione del costruttore) e l'altezza  $H$  è pressoché pari all'altezza dell'edificio per cui nell'espressione figurano come incognite  $w$  e  $D$ . Per dimensionare il camino occorre una seconda equazione e cioè l'equazione di continuità (nota la portata dei fumi  $q_{mf}$ ):

$$q_{mf} = w (\pi D^2 / 4) \cdot \rho_f \quad [\text{kg/s}]$$

Nel caso di sezione rettangolare si può fare riferimento alla sezione circolare di diametro equivalente  $D_{eq}$  così ottenuta:

$$D_{eq} = 4 (\text{area della sezione} / \text{perimetro bagnato})$$

ove il perimetro bagnato rappresenta il contorno della sezione considerata a contatto con il fluido.

Si avrà, quindi, nel caso di sezione rettangolare di lati  $a$  e  $b$ :

$$D_{eq} = \frac{4ab}{2(a+b)}$$

Alcune considerazioni sulle grandezze che intervengono ad **aumentare la velocità di uscita** dei fumi e cioè a **migliorare il tiraggio** del camino:

- aumento dell'altezza  $H$ ;
- più alta è la temperatura dei fumi, maggiore sarà la differenza tra le densità interna ed esterna ( $\rho_e - \rho_f$ );
- un buon isolamento termico del condotto, riducendo lo scambio termico con l'esterno, mantiene caldi i fumi, come ipotizzato nell'esempio ( $t_f$  e  $\rho_f$  costanti);
- diminuzione delle perdite di carico  $h_{a1,2}$ .



## 5.6 ALIMENTAZIONE DEL COMBUSTIBILE

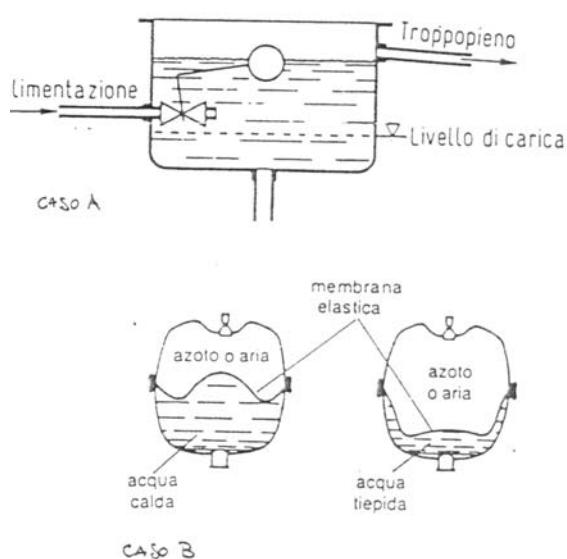
Nel caso di combustibili liquidi lo stoccaggio avviene in serbatoi generalmente in lamiera. Quelli interrati sono in genere di forma cilindrica, mentre quelli disposti all'interno di locali prossimi alla centrale termica sono parallelepipedi. I serbatoi devono essere a perfetta tenuta e provvisti di passo d'uomo per la pulizia.

Se il terreno circostante un serbatoio interrato può imbevversarsi d'acqua, occorre ricordare che un serbatoio vuoto o semivuoto galleggia, per cui in tali casi esso va debitamente ancorato ad apposita fondazione. I serbatoi sono soggetti a precise norme di sicurezza. Nel caso di combustibili gassosi, essi sono trasportati mediante reti urbane di distribuzione fino al contatore. Anche in questo caso occorre tener conto di precise norme di sicurezza.

## 5.7 TUBAZIONE DI SICUREZZA E VASO D'ESPANSIONE

L'acqua fredda contenuta in un impianto di riscaldamento, all'atto dell'avviamento dell'impianto, si riscalda portandosi alle tipiche temperature di funzionamento dell'impianto. In conseguenza di questo riscaldamento si verifica una variazione percentuale di volume della fase liquida  $\Delta V/V$  dell'ordine del 3%. Se l'impianto di riscaldamento fosse ermeticamente sigillato in strutture rigide tale effetto produrrebbe la rottura delle tubazioni per cui occorre predisporre un apposito volume di sfogo.

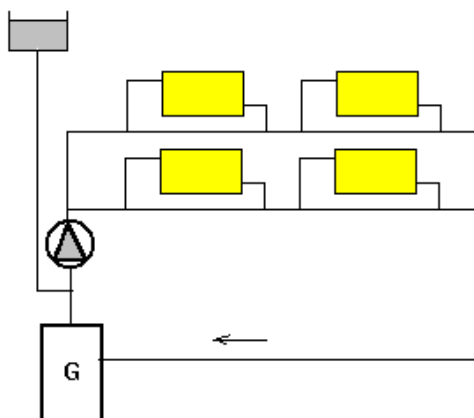
Il componente utilizzato a questo scopo è detto vaso di espansione. Esistono due tipi di vaso di espansione, quelli aperti (caso **A**) e quelli chiusi (caso **B**).



I primi sono posizionati nel punto più alto del circuito: la loro capacità deve essere proporzionale all'intero volume d'acqua  $V$  contenuta nell'impianto.

In linea largamente indicativa, il volume totale dell'acqua presente in un impianto è dell'ordine dei 10-20 [l/kW] e quindi il volume utile del vaso di espansione (volume compreso tra il troppo pieno e il livello di carica) deve essere pari a circa il 3% di tale quantità.

In figura è rappresentato lo schema di un impianto con vaso d'espansione aperto. La posizione più opportuna per il collegamento con il circuito è immediatamente a monte della

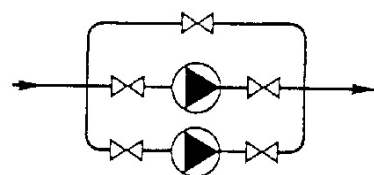


pompa di circolazione. Il tubo di collegamento del vaso d'espansione con la caldaia può essere adibito anche a funzione di tubazione di sicurezza. In tal caso il tubo, come richiesto dalle vigenti prescrizioni legislative, deve essere caratterizzato da diametro opportuno in relazione alla potenzialità della caldaia e alla lunghezza della tubazione stessa. Non devono essere presenti elementi di intercettazione del fluido che possano

incidentalmente occludere la tubazione stessa. Nell'impianto in figura queste due funzioni sono svolte dalla stessa tubazione. Lo scopo della tubazione di sicurezza è il seguente: in caso di guasto delle pompe di circolazione, la circolazione dell'acqua si arresta; se inoltre in questa circostanza il termostato adibito a bloccare il funzionamento del bruciatore non funzionasse a dovere, il bruciatore continuerebbe a funzionare e pertanto la pressione all'interno della caldaia aumenterebbe pericolosamente. La tubazione di sicurezza dovrà essere dimensionata per consentire uno sfogo continuo alla quantità di vapore prodotta, evitando livelli di pressione nella caldaia incompatibili con la sua resistenza meccanica. Qualora non sia possibile ricorrere al vaso di espansione aperto, si può utilizzare un vaso di espansione chiuso (fig. precedente, caso **B**), posizionato nel locale caldaia. Esso consente di assorbire le variazioni di volume dell'acqua presente nell'impianto grazie alla presenza di un volume di gas comprimibile. Una valvola di sicurezza (scarico termico) tarata sostituisce in questo caso la tubazione di sicurezza, consentendo lo sfogo, in caso di guasto, del vapore all'esterno.

## 5.8 POMPE DI CIRCOLAZIONE

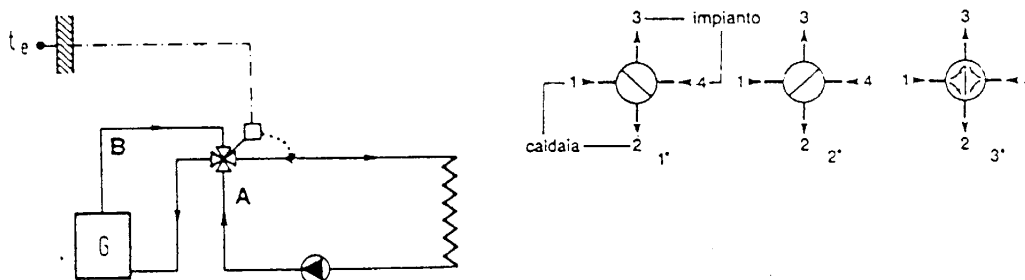
Le pompe di circolazione hanno lo scopo di far circolare l'acqua nella rete di distribuzione e sono in genere disposte a valle del generatore di vapore nel modo rappresentato in figura. Tale disposizione (due pompe) consente di utilizzare una sola pompa tenendo l'altra di riserva. In caso di guasto è possibile eseguire le dovute riparazioni senza fermare l'impianto. In genere è opportuno alternare il funzionamento delle due pompe in modo da usarle in ugual misura.



## 5.9 REGOLAZIONE AUTOMATICA CENTRALIZZATA

Qualora la temperatura esterna sia superiore alla temperatura di progetto, ad esempio nelle stagioni intermedie, è necessario ridurre la potenzialità termica erogata per evitare temperature interne superiori al valore di progetto (20 [°C]). Questo obiettivo viene raggiunto inserendo nel circuito del fluido termovettore una valvola di regolazione a tre o quattro vie.

In figura è schematizzata l'azione di una valvola **miscelatrice** a quattro vie. Un sensore ed un'opportuna centralina di regolazione comandano il settore mobile all'interno della valvola stessa.



Ad esempio nella posizione 1 l'acqua calda in uscita dalla caldaia (acqua di mandata) circola solo nel circuito (B), mentre nella rete di distribuzione (A) circola sempre la stessa acqua, e cioè acqua fredda. Nella posizione 2 viene inviata nella rete di distribuzione acqua calda alla temperatura di mandata. In posizioni intermedie (ad esempio nella posizione 3), si ottiene una regolazione della temperatura dell'acqua inviata nella rete di distribuzione mediante miscelazione adiabatica di parte dell'acqua alla temperatura di mandata con l'acqua più fredda di ritorno.

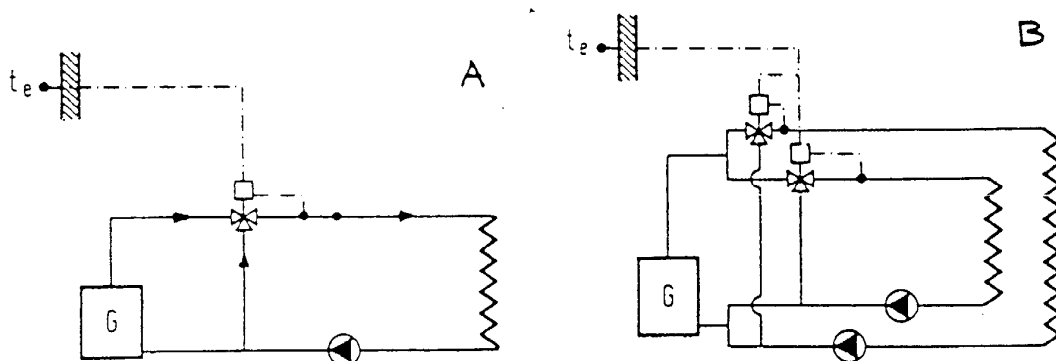
Sulla base dell'equazione di bilancio entalpico dei sistemi aperti si verifica facilmente che la temperatura dell'acqua miscelata che alimenta la rete di distribuzione e quindi gli apparecchi utilizzatori  $t_3$  è data da:

$$t_3 = \frac{q_{m1} \cdot t_1 + q_{m4} \cdot t_4}{q_{m3}}$$

Si può osservare che la valvola, mentre regola la temperatura  $t_3$  dell'acqua che alimenta gli apparecchi utilizzatori, mantiene costante la portata  $q_{m3}$  che circola nella rete di distribuzione (A).

Nella centralina di regolazione è memorizzata un'opportuna correlazione per regolare opportunamente  $t_3$  in relazione alla temperatura esterna rilevata. Una simile regolazione della

temperatura di mandata si ottiene anche con una valvola miscelatrice a tre vie, rappresentata nel seguente schema (A). Nella figura (B) è illustrato l'impiego di due miscelatrici a tre vie, per inviare **acqua a differente temperatura** a due diverse reti di distribuzione, ad esempio per alimentare zone di un edificio caratterizzate da esigenze termiche differenti.

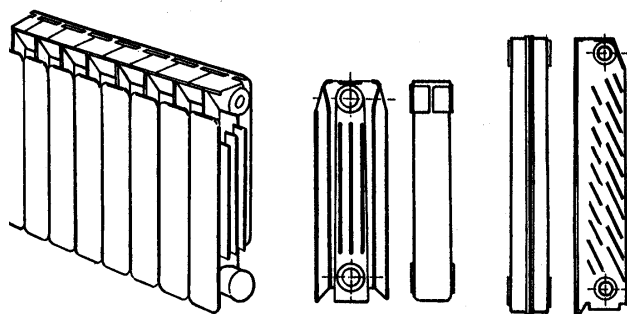


## 5.10 TERMINALI UTILIZZATORI

Il fluido termovettore, fluendo attraverso opportuni apparecchi utilizzatori o terminali utilizzatori, fornisce a ciascun locale il flusso termico che è necessario per il suo riscaldamento.

### Corpi scaldanti

Questi componenti, detti comunemente ma impropriamente radiatori, scambiano calore solo in parte per irraggiamento (30 % circa) mentre la parte prevalente del flusso termico è ceduta all'aria interna per convezione (70% circa) e da qui l'impropria definizione di "radiatore". Essi sono formati da elementi componibili (ghisa, alluminio, acciaio) collegati fra di loro in modo da ottenere la potenzialità termica desiderata.



Il più diffuso tipo di corpo scaldante per abitazioni è il radiatore in alluminio che ha

consentito l'utilizzo di sezioni dotate di alette esterne che possono arrivare a costituire una superficie continua sul lato posto in vista nell'ambiente. Questi corpi scaldanti sono ottenuti per pressofusione, oppure da barre estruse, ed offrono una notevole gamma di altezze, ed anche di colori. L'unione di più elementi consente di dimensionare la superficie di scambio in proporzione alle necessità del locale servito.

I corpi scaldanti sono di solito installati su mensole, a muro nel sottofinestra, e richiedono un certo spazio (da 8 a 12 centimetri) sia sotto che sopra per permettere la circolazione dell'aria calda. Essi vengono intercettati con apposite valvole, sia sull'andata che sul ritorno e possono essere muniti di scarichi o sfoghi a seconda della posizione che occupano nel circuito. Un altro tipo di corpo scaldante sono le piastre ottenute da lastre metalliche in acciaio, saldate tra loro in modo da costituire una rete di piccoli condotti entro cui viene fatto circolare il fluido termovettore. Differiscono dalle tipologie sopra descritte perché non sono componibili con elementi modulari, ma sono costituite da un monoblocco che una volta scelto e installato non può essere ampliato o ridotto. Esse sono di aspetto piano all'esterno, di spessore modesto e di basso costo.

Indicando con  $t_i$  e  $t_u$  rispettivamente le temperature di mandata (ingresso) e di ritorno (uscita) dell'acqua il flusso termico (ceduto all'ambiente) può essere espresso:

$$\Phi_{im} = -q_m \cdot (h_u - h_i) = -q_m \cdot c \cdot (t_u - t_i)$$

In genere si impone una temperatura d'uscita dell'acqua  $t_u = (t_i - 10)$  [°C] per cui la portata d'acqua che dovrà alimentare il corpo scaldante sarà:

$$q_m = \frac{\Phi_{im}}{c \cdot (t_i - t_u)} = \frac{\Phi_{im}}{c \cdot (10)}$$

Ovviamente sarà necessario dimensionare la superficie di scambio del corpo scaldante per consentire lo scambio termico  $\Phi_{im}$ . A questo fine si osserva che l'acqua che fluisce all'interno del corpo scaldante è caratterizzata da una temperatura media :

$$t_m = \frac{t_i + t_u}{2}$$

per cui, essendo  $t_a$  la temperatura dell'aria interna, si può scrivere:

$$\Phi_{im} = K_c \cdot S \cdot (t_m - t_a)$$

ove:

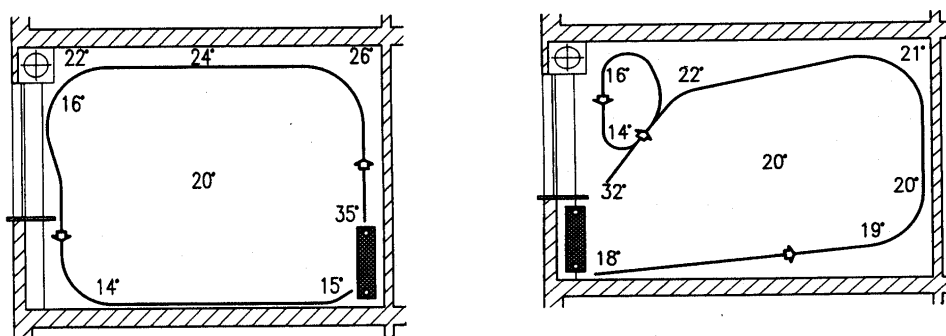
$K_c$  = trasmittanza termica caratteristica del corpo scaldante ( $K_c \approx 8$  [W/m<sup>2</sup>K]).

Questa espressione consente di ottenere la superficie di scambio  $S$  necessaria, e quindi scegliere il corpo scaldante, una volta noto il fabbisogno termico invernale del locale. (**N.B.** si

ricorda che il fabbisogno termico invernale, come già ampiamente discusso in precedenza, viene a sua volta valutato sulla base del bilancio termico dell'ambiente).

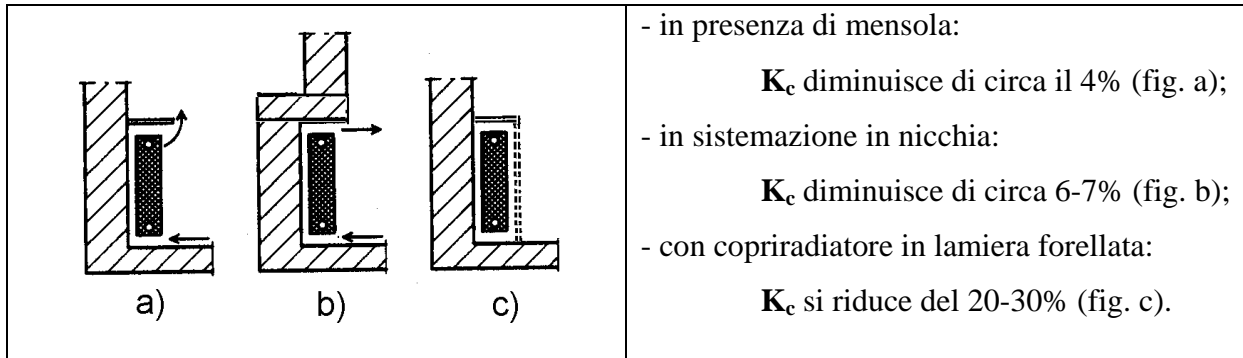
Spesso il flusso termico  $\Phi_{im}$  o resa [W] di un elemento di radiatore nelle sue varie configurazioni (alto, basso, a più colonne) viene fornita dalle varie case costruttrici con omologazione di un Istituto autorizzato, considerando l'acqua calda entrante a  $t_i = 85$  [°C] e uscente a  $t_u = 75$  [°C] con una  $t_a = 20$  [°C] (differenza media di temperatura tra l'acqua e l'aria pari a circa 60 [°C]). Nel caso di differenze di temperature diverse si moltiplica la resa per un coefficiente correttivo. Per quanto riguarda l'ingombro in larghezza di un corpo scaldante, questo risulta indicativamente dell'ordine di 1000 [W/m].

La sistemazione dei terminali d'impianto che maggiormente soddisfa le esigenze di una corretta distribuzione del calore ne prevede l'installazione sotto finestra. In tal modo, la corrente d'aria più calda che viene a crearsi in prossimità del corpo scaldante contribuisce a contrastare le più sensibili variazioni di temperatura media radiante che si verificano in prossimità della superficie vetrata migliorando la sensazione di benessere.



E' utile ricordare che :

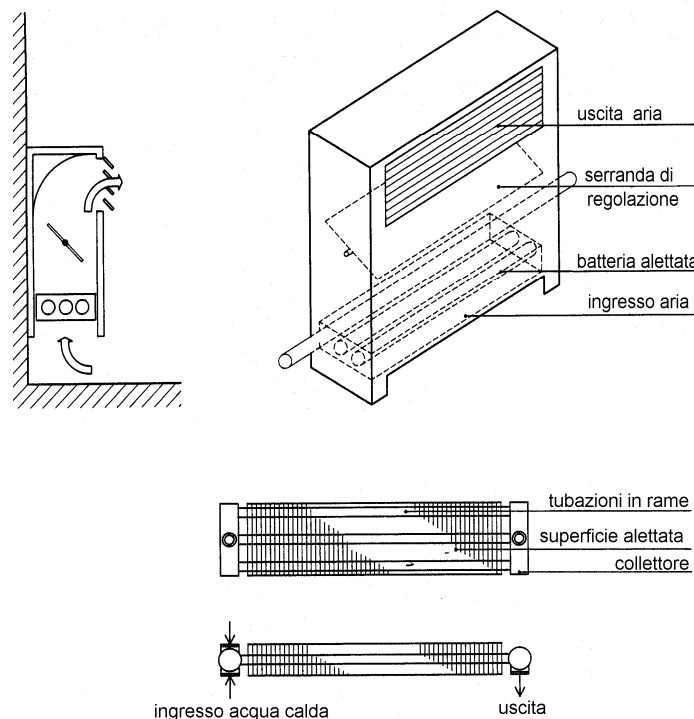
- 1) nel prevedere la misura dei corpi scaldanti, si deve aggiungere almeno 7 ÷ 10 [cm] per l'attacco e relativa valvola; all'altezza vanno aggiunti, in basso, almeno 10 [cm] per il passaggio dell'aria e per la pulizia e, in alto, almeno 15 [cm] per consentire il libero movimento ascensionale dell'aria calda; alla profondità vanno aggiunti almeno 3 [cm] di distanza dal filo della parete finita a cui si addossa il corpo scaldante;
- 2) sovente i corpi scaldanti vengono posti entro nicchie più o meno profonde, talvolta costituite da veri e propri mobiletti di copertura e provviste di schermature anteriori; in tali casi, pur considerando le stesse distanze precisate al punto 1), occorre tener presente che:



## Termoconvettori

I termoconvettori sono batterie di tubo alettato, in acciaio o in rame-alluminio, che, sistemate entro un contenitore metallico, provocano un tiraggio dell'aria calda uscente dall'alto e un richiamo di aria fredda dal basso. La resa di questi corpi scaldanti aumenta oltre che con l'aumentare della temperatura dell'acqua di alimentazione, con l'altezza del "camino" che li ospita.

La bassa inerzia termica dei termoconvettori li rende adatti a seguire prontamente rapide variazioni di fabbisogni termici, quando siano combinati con un idoneo sistema di regolazione automatica. Lo scambio termico prevalente in questo apparecchio è quello convettivo mentre il contributo radiativo, molto modesto, arriva al massimo al 10%. La batteria alettata è realizzata per lo più in rame con alette in rame o in alluminio oppure in acciaio.



Nei locali riscaldati con termoconvettori si verifica di frequente il fenomeno della stratificazione dell'aria perché, soprattutto nelle stagioni intermedie, lo scambio termico richiesto per il fabbisogno termico è tanto modesto da limitare l'innescò della convezione naturale e quindi della circolazione dell'aria. Normalmente i valori di temperatura di mandata dell'acqua sono compresi tra 60 e 70 [°C], evitando valori più elevati per limitare i forti gradienti di temperatura che si stabilirebbero tra pavimento e il soffitto. Anche per i vari tipi di termoconvettori è prevista l'omologazione delle rese e la procedura per il loro dimensionamento è simile a quella descritta per i radiatori e le piastre.

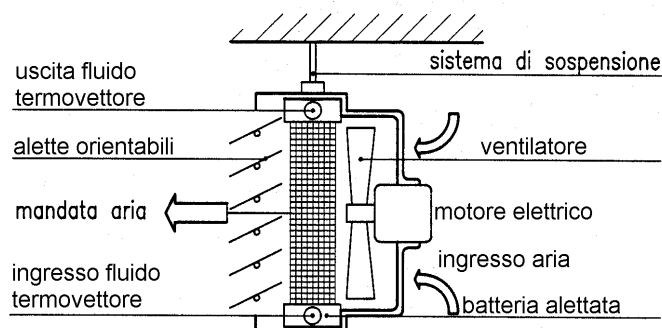
L'impiego dei termoconvettori ha avuto una larga diffusione negli anni sessanta per via del loro basso costo. Attualmente non sono di impiego frequente, in quanto sostituiti dai radiatori assai meno ingombranti, tuttavia il loro utilizzo diventa addirittura indispensabile, quando si utilizza come fluido vettore il vapor d'acqua. Il termoconvettore, infatti, non offre pericolose superfici calde a contatto degli utilizzatori.

Si riescono a realizzare flussi termici dell'ordine di 4000-5000 [W/m]. Per aumentare l'effetto convettivo, si può ricorrere a soluzioni costruttive che prevedono la presenza di un opportuno ventilatore: in tal caso si parla di ventilconvettori.

### Aerotermini e ventilconvettori

Per aumentare le rese termiche e diminuire quindi le superfici di scambio, gli ingombri e i costi, si è pensato di forzare il passaggio dell'aria attraverso una batteria a tubi alettati mediante elettroventilatore. La versione industriale di questa apparecchiatura prende il nome di aerotermino; quella civile di ventilconvettore.

- **Aerotermino:** tale componente ha una ventola elicoidale montata direttamente sull'albero di un motore elettrico che può variare il numero dei giri.



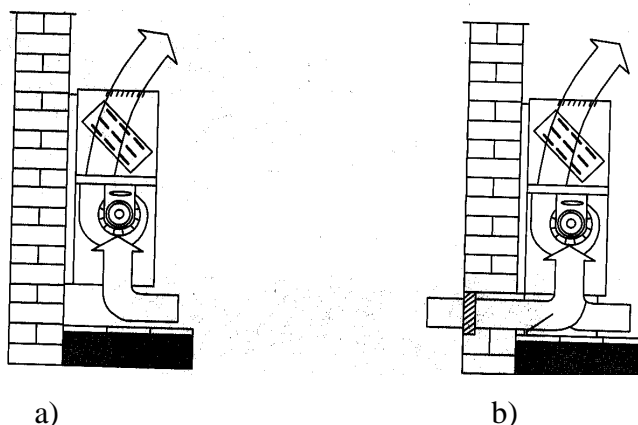
La batteria alettata è posta di fronte alla ventola e il tutto è contenuto in un cassoncino metallico, dotato di alette orientabili, che viene posizionato a diverse altezze e che



proietta l'aria orizzontalmente o verticalmente.

La rumorosità è piuttosto elevata, ma accettabile in un ambiente industriale. La batteria, in questo caso con evidente maggior resa, può essere alimentata da vapore o da acqua surriscaldata anziché da acqua calda.

- **Ventilconvettore:** questo terminale d'impianto è costituito da un cassoncino metallico, posto di solito a pavimento sotto le finestre e che contiene un filtro, una batteria alettata rame-alluminio e un elettroventilatore centrifugo, a più velocità. Il mobiletto, solitamente a forma di parallelepipedo, è provvisto di due aperture: una, in basso, per l'ingresso dell'aria ambiente da riscaldare ed una in alto, generalmente frontale, per la fuoriuscita dell'aria calda. I ventilconvettori possono funzionare a tutta aria di ricircolo (fig. a) oppure mediante serrandina telecomandata che consente l'immissione di aria esterna fino ad un 30% circa della portata totale (fig. b). In quest'ultimo caso, possono attivare una ventilazione degli ambienti nelle medie stagioni, quando non è richiesto né il riscaldamento né il raffreddamento.

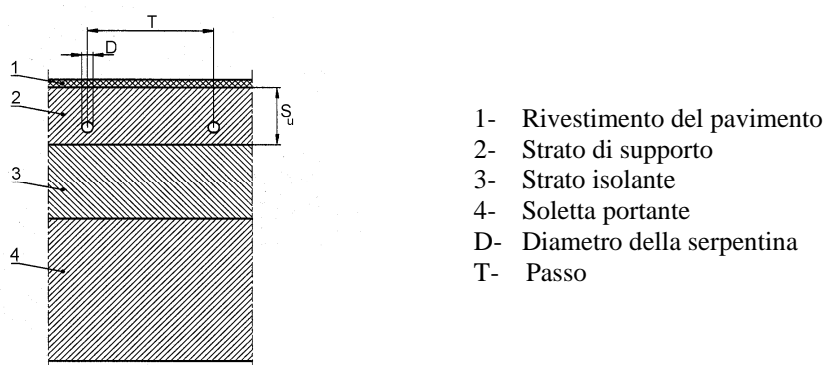


Poiché siamo in presenza di piccole potenzialità e quindi di piccole portate si può ottenere una buona silenziosità di funzionamento. Questo apparecchio, se dotato di una bacinella per la raccolta della condensa, può essere impiegato anche per il raffrescamento estivo.

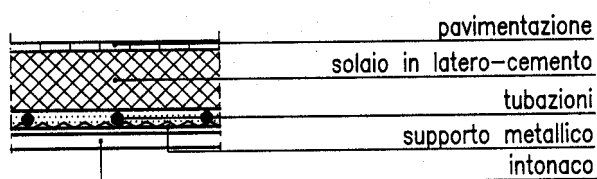
A parte il loro maggior costo di installazione e di manutenzione, rispetto agli altri corpi scaldanti, i ventilconvettori presentano il vantaggio di una bassa inerzia termica, della regolazione per ciascun locale e della utilizzazione anche per raffrescamento estivo. La temperatura di uscita dell'aria da un ventilconvettore è di circa 35-50 [°C], mentre la temperatura dell'acqua può variare da 50 a 75 [°C].

## Pannelli radianti

Essi si differenziano nettamente dai sistemi precedentemente accennati e consistono essenzialmente nel caso di applicazioni civili in una serpentina di tubi incorporata nelle strutture dell'edificio, ad esempio pavimenti o soffitti (vedi figure). Per quanto riguarda la qualificazione "radianti" questa vuole significare che una parte consistente del calore viene emessa per radiazione. Indicativamente per i pannelli a soffitto il contributo radiativo è del 65% circa mentre per quelli a pavimento scende a circa il 50%. Le seguenti figure mostrano tipici schemi illustrativi sia nella configurazione a pavimento che a soffitto.



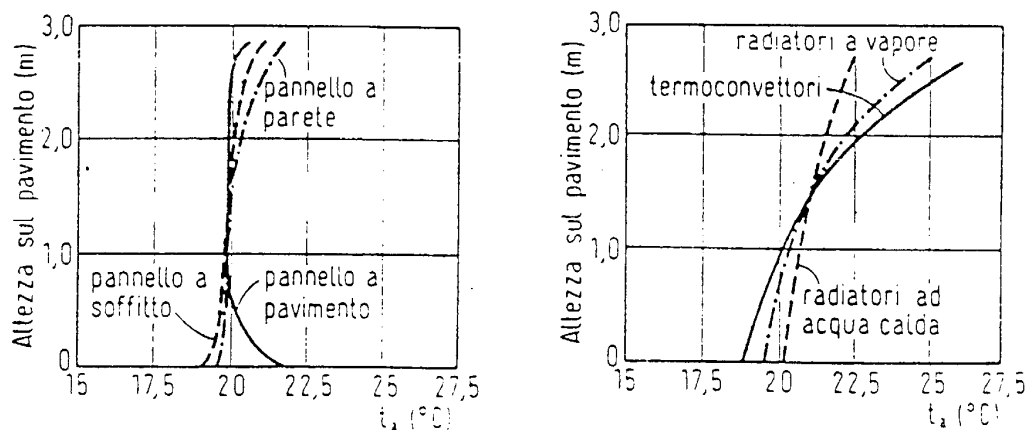
Pannelli a pavimento



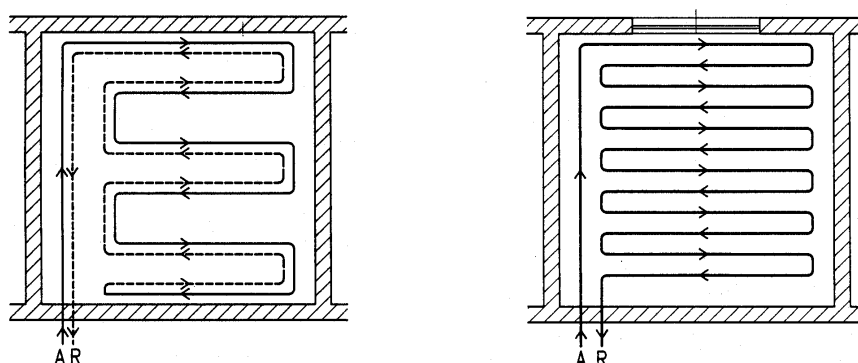
Pannelli a soffitto

L'utilizzo dei pannelli determina temperature medie radianti leggermente superiori a quelle usuali e consente di ottenere condizioni di benessere termico con temperature dell'aria interna 1-2 [°C] minori di quanto non possa ottenersi con le altre soluzioni descritte.

Questo fatto può consentire un risparmio energetico rispetto all'utilizzo dei corpi scaldanti. Un'importante caratteristica dei pannelli radianti è quella di consentire una riduzione della stratificazione dell'aria calda negli ambienti rispetto a tutte le altre soluzioni impiantistiche come illustrato nelle seguenti figure (vedi figure).



Negli edifici industriali e in minor misura anche in alcune applicazioni civili, si utilizzano i pannelli radianti del tipo sospeso, particolarmente adatti in ambienti di grandi altezze (chiese, capannoni, ecc.). I materiali utilizzati per le tubazioni sono oggi costituiti, per la grande maggioranza degli impianti, da polietilene ad alta densità, da polipropilene (PP), materiali che possono resistere a temperature moderate (50 [°C]) con un elevato coefficiente di sicurezza, anche per 20 anni. I pannelli vengono alimentati con acqua a temperatura inferiore a quella richiesta da impianti a radiatori sia per limitare le temperature massime superficiali (circa 25-28 [°C] per il pavimento e circa 30-35 [°C] per il soffitto) a valori adatti al mantenimento di condizioni ambiente confortevoli, sia per evitare pericolose sollecitazioni nella struttura portante dell'edificio. Questi terminali d'impianto sono, quindi, particolarmente adatti per l'utilizzo dell'energia termica prodotta tramite pompe di calore o collettori solari ed offrono inoltre il vantaggio di non avere corpi scaldanti in vista. Le conformazioni delle serpentine da annegarsi nella struttura, in parte legate al materiale utilizzato per la loro realizzazione, possono essere del tipo rappresentate in figura.



Ovviamente, con questo sistema, è necessario che la temperatura media dell'acqua che circola nei pannelli sia alquanto moderata, dell'ordine di 40 [°C] per quelli a soffitto e di 30 [°C] per

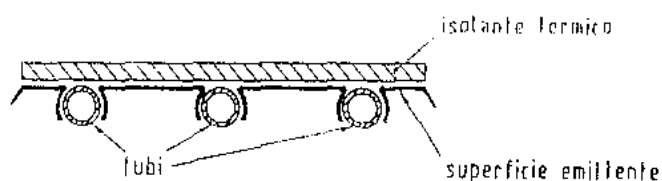
quelli a pavimento. Si osserva, quindi, che in un edificio in cui siano presenti sia corpi scaldanti, sia pannelli radianti, è necessario alimentare i due circuiti con acqua a due diverse temperature, la qual cosa può ottenersi con due valvole miscelatrici per controllare indipendentemente le temperature dei relativi circuiti. I pannelli radianti sono in genere caratterizzati da una notevole inerzia termica, e quindi si prestano particolarmente quando sia opportuno il funzionamento continuativo dell'impianto di riscaldamento (per esempio in ospedali). La messa in opera di pannelli radianti richiede manodopera specializzata (si pensi agli inconvenienti che si possono presentare nel caso di perdite).

Un notevole vantaggio presentato da tale sistema rispetto ai corpi scaldanti è il seguente: se in un edificio ove siano state realizzate ripartizioni interne o tramezzature di grandi ambienti si deve procedere ad una loro modifica, nel caso di corpi scaldanti è necessario che ogni nuovo ambiente venga adeguatamente riscaldato e quindi bisogna in generale modificare anche la rete di distribuzione dell'acqua, mentre nel caso di pannelli radianti questo problema non si presenta.

Altre soluzioni prevedono la posa in opera di pannelli sospesi alimentati con vapore o acqua surriscaldata (temperatura  $> 100$  [°C]) per esaltare l'effetto irraggiamento.

Questi pannelli presentano una ridotta inerzia termica e pertanto, anche per ragioni estetiche, si prestano particolarmente al riscaldamento di ambienti industriali ove la temperatura dell'aria viene tenuta a circa  $14 - 15$  [°C].

La figura seguente mostra un esempio di pannello radiante sospeso: ove i tubi, percorsi dal fluido a temperature relativamente alte ( $120$  [°C]) sono solidamente collegati a lamiere d'acciaio, superiormente coibentate, tali da formare una "striscia" radiante applicabile anche a capannoni, o strutture similari, molto alti.



## 5.11 RETE DI DISTRIBUZIONE

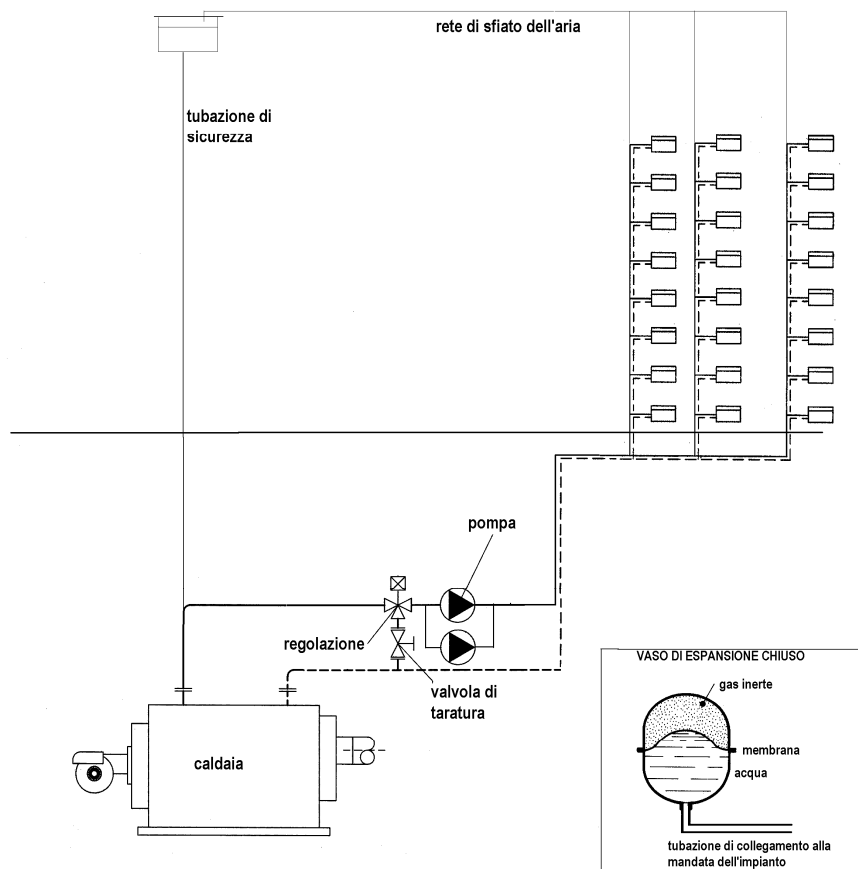
Gli impianti di riscaldamento a circolazione forzata dell'acqua vengono usualmente classificati in relazione al tipo di rete di distribuzione dell'acqua, rete che è costituita da tubazioni di andata (caldaia - corpi scaldanti) e tubazioni di ritorno (corpi scaldanti - caldaia).

Si usa attuare una distinzione tra:

- sistema a due tubi;
- sistema monotubo;
- collettori complanari.

### Sistema a due tubi

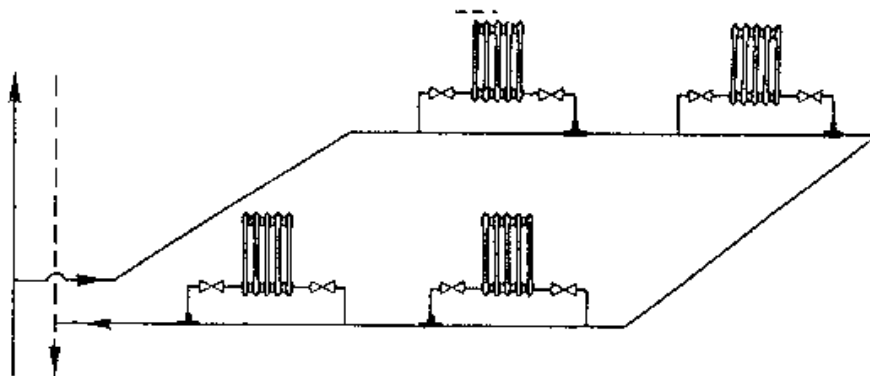
Negli impianti centralizzati a due tubi per edifici a più piani, di tipo tradizionale, di solito la centrale termica è sistemata in apposito locale del piano cantinato, la distribuzione orizzontale delle tubazioni corre nello scantinato stesso e le colonne montanti alimentano, direttamente ad ogni piano, uno o più corpi scaldanti. Questo tipo di distribuzione viene detto dal basso o a sorgente o a candela.



Come mostrato in figura, ad ogni colonna montante è collegato un solo terminale d'impianto.

### Sistema monotubo

Al fine di ridurre lo sviluppo delle colonne montanti, si può utilizzare il cosiddetto sistema monotubo nel quale, a ciascuna colonna montante, si collegano da quattro a sei corpi scaldanti (vedi figura).



È opportuno osservare che con questa disposizione la temperatura dell'acqua che alimenta i singoli corpi scaldanti è progressivamente minore, fatto di cui il progettista dovrà tener conto al fine del calcolo della superficie di scambio dei corpi scaldanti.

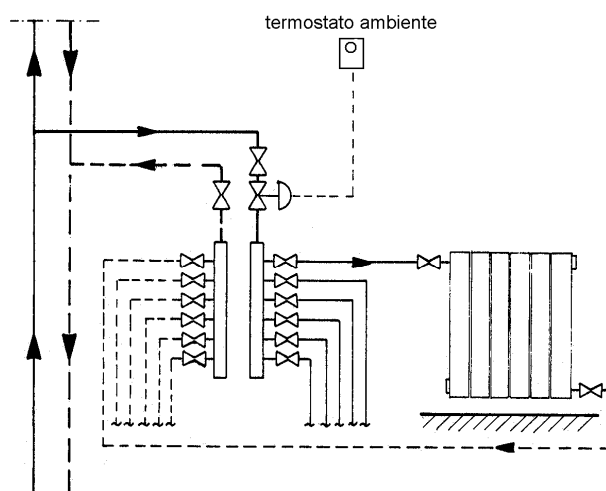
Ad esempio, nel caso in cui si voglia che i corpi scaldanti del circuito forniscano agli ambienti lo stesso flusso termico, occorrerà incrementare via via la loro superficie di scambio per compensare la progressiva diminuzione della temperatura dell'acqua.

### Collettori complanari

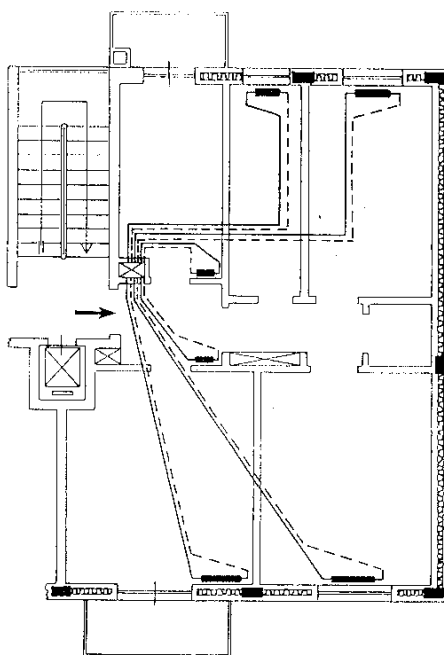
Questi sistemi di distribuzione, molto usati negli edifici esistenti (fino agli anni 90) è oggi abbandonata poiché la legislazione attuale richiede che, per ogni singola unità abitativa, debba essere consentita la **contabilizzazione** dell'energia termica utilizzata.

La tipologia d'impianto attualmente più adottata è quella a collettori complanari che consente sia la riduzione del numero di colonne montanti che la possibilità di procedere facilmente ad una ripartizione dei costi di riscaldamento in modo proporzionale all'energia termica effettivamente consumata dai vari utenti (contabilizzazione del calore).

L'impianto è caratterizzato da uno speciale doppio collettore (vedi figura) che, a partire dalle colonne montanti di mandata e ritorno, presenta numerosi attacchi per la mandata e il ritorno dell'acqua di alimentazione ai singoli radiatori.



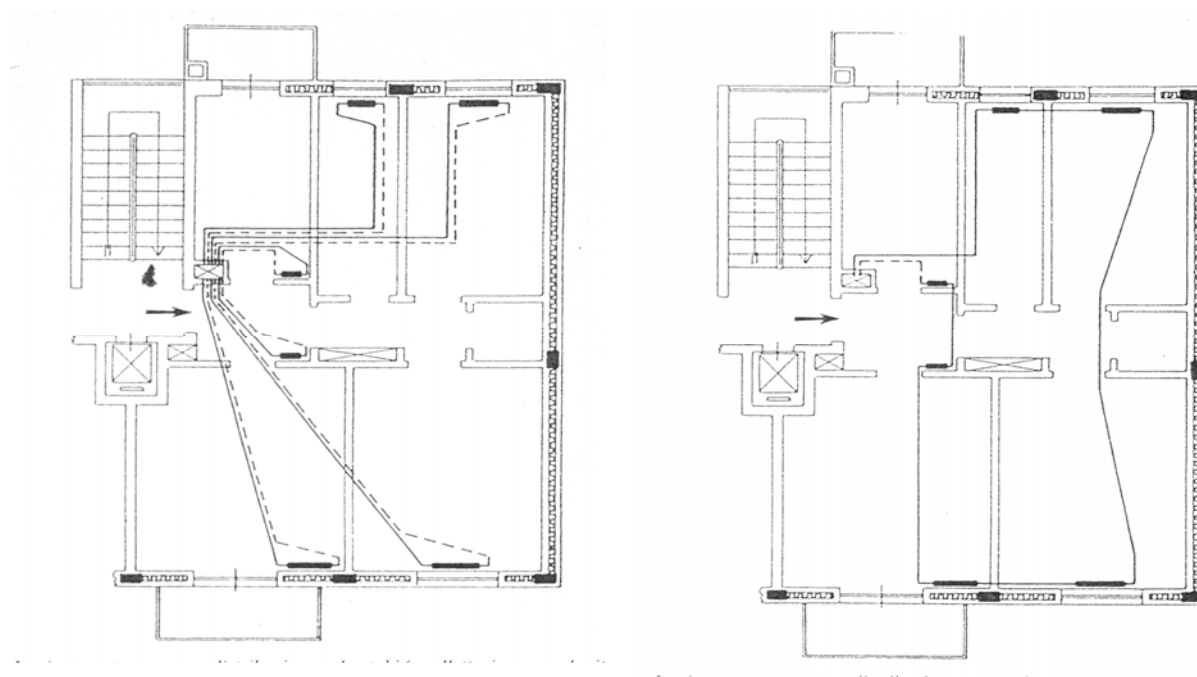
Gli impianti moderni presentano quindi poche colonne montanti, situate di solito nei vani delle scale, cui si allacciano i collettori con distribuzioni orizzontali ai singoli piani, situate generalmente sotto il pavimento dei singoli appartamenti, ed allacciati tutti i corpi scaldanti degli appartamenti stessi. Nella figura è riportato un esempio di distribuzione orizzontale per alloggio singolo.



Tutti i corpi scaldanti di un appartamento per esempio possono essere serviti mediante una rete orizzontale di sottili tubi di rame (mandata e ritorno) che collegano i corpi scaldanti agli attacchi previsti sul collettore, posto al centro dell'appartamento al fine di contenere la lunghezza delle tubazioni e per equilibrare dal punto di vista delle perdite di carico il circuito. Il collettore si allaccia alle colonne montanti di mandata e di ritorno dell'acqua.

In conseguenza di questa disposizione, a differenza degli altri sistemi, è possibile valutare e quindi contabilizzare l'energia termica che è utilizzata per il riscaldamento d'ogni singola unità immobiliare. Infatti, misurando la portata complessiva d'acqua calda in ingresso al collettore e le due temperature d'ingresso e uscita, si può valutare il complessivo flusso termico utilizzato nell'appartamento attuando facilmente una corretta **contabilizzazione** dell'energia termica utilizzata.

Questa esigenza ha incentivato ed ancora incentiva l'adozione, non sempre tecnicamente giustificata, degli impianti autonomi. Il sistema a collettori complanari si presta particolarmente, grazie anche all'ormai generalizzato utilizzo di tubi in rame o plastica, di rapida messa in opera, agli edifici di nuova costruzione o anche alle ristrutturazioni qualora vengano rifatti i pavimenti. Nel caso di impianti autonomi la rete di distribuzione a collettori è in prevalenza di tipo orizzontale sia a due tubi che monotubo (vedasi figure seguenti).



Impianto autonomo con distribuzione a due tubi a collettori o a margherita.      Impianto autonomo con distribuzione monotubo.

Il sistema a collettori monotubo si presta particolarmente nelle ristrutturazioni di vecchi edifici perché la tubazione che alimenta i corpi scaldanti può essere fatta passare sotto battiscopa evitando/riducendo interventi sui pavimenti sovente di valore artistico.



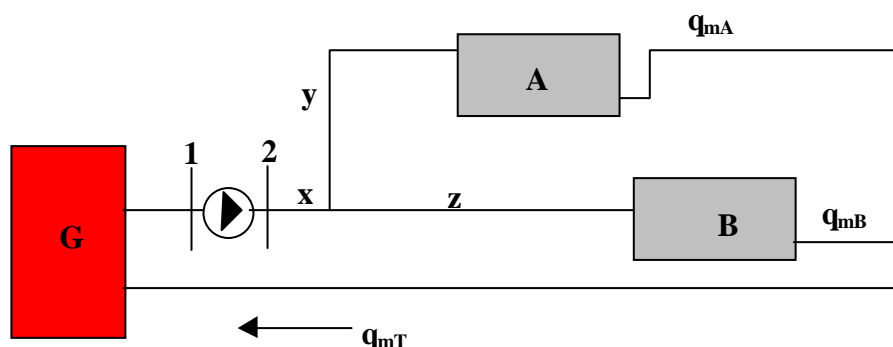
## 5.12 CENNI SUL DIMENSIONAMENTO DELLA RETE DI DISTRIBUZIONE

La rete di distribuzione deve essere progettata per far sì che l'acqua calda circoli in ogni diramazione della rete, in accordo col progetto.

In genere, per evitare fastidiosi sibili e vibrazioni, è opportuno evitare che la velocità dell'acqua nei tubi superi valori pari a 1.5 [m/s].

È opportuno fare qualche cenno sul dimensionamento della rete.

Si consideri il semplice schema riportato in figura ove si è ipotizzata la presenza di soli due corpi scaldanti **A** e **B**.



Il calcolo dei disperdimenti termici dei due locali fornisce il relativo fabbisogno termico  $\varphi_A$  e  $\varphi_B$ . Si può scrivere:

$$\varphi_A = q_{mA} c (t_i - t_u)$$

$$\varphi_B = q_{mB} c (t_i - t_u)$$

Le portate d'acqua calda necessaria da inviare ad ogni locale  $q_{mA}$  e  $q_{mB}$  si ricavano imponendo  $(t_i - t_u) = 10$  [°C] mentre le superfici di scambio  $S_A$  e  $S_B$ , come già visto, si ottengono:

$$\varphi_A = K_c \cdot S_A \cdot (t_m - t_a)$$

$$\varphi_B = K_c \cdot S_B \cdot (t_m - t_a)$$

ove:

$t_a$  = temperatura dell'aria interna,

$t_m$  = temperatura media dell'acqua nel corpo scaldante

$K_c$  = trasmittanza termica caratteristica del corpo scaldante ( $K_c \approx 8$  [W/m<sup>2</sup>K]).

Nella figura a lato il circuito è ridotto all'essenziale.

Il primo tratto di tubazione è indicato con la lettera **x**, i due tratti in parallelo **y**, **z**, mentre il tratto successivo con **w**. Il problema che deve essere affrontato è ora quello di far sì che la portata totale attraverso la pompa  $q_{mT}$ :

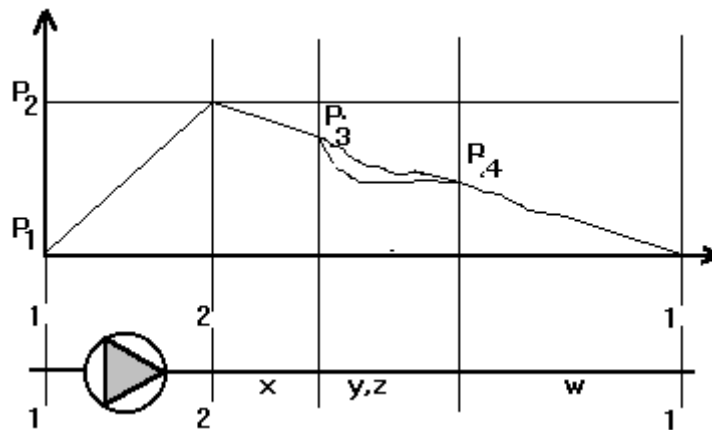
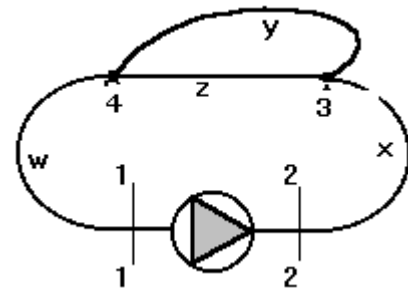
$$q_{mT} = q_{mA} + q_{mB}$$

si ripartisca come previsto nei rami che alimentano i radiatori **A** e **B** suddividendosi nei rami **y** e **z** in accordo con il progetto dell'impianto.

Si può scrivere, con ovvio significato dei simboli:

$$P_4 - P_3 = \Delta P_y = \Delta P_z$$

e cioè come rappresentato in figura si avrà la stessa variazione di pressione tra i nodi **3** e **4** lungo il tratto **y** e **z**.



In termini dell'equazione di Bernoulli

$$gh_p = g(z_4 - z_3) + \frac{1}{2}(w_4^2 - w_3^2) + \frac{P_4 - P_3}{\rho} + gh_{a34}$$

ed essendo tra **3** e **4** nulli i termini  $gh_p$ ;  $g(z_4 - z_3)$ ;  $\frac{1}{2}(w_4^2 - w_3^2)$ , si ottiene:

$$0 = \frac{P_4 - P_3}{\rho} + gh_{a34}$$

In riferimento ai singoli tratti **y** e **z** si può quindi scrivere:

$$\Delta P_y = -\rho gh_{ay}$$

$$\Delta P_z = -\rho gh_{az}$$

e cioè:

$$h_{ay} = h_{az}$$

ove i termini di perdita di carico  $h_{ay}$ ,  $h_{az}$  dipendono dalle geometrie delle tubazioni e dalle portate dei due tratti. Infatti, le perdite di carico (distribuite e concentrate  $\sum_i \xi_i$ ) in un tubo di lunghezza  $l$  e diametro  $D$  sono esprimibili nella forma:

$$gh_a = \frac{w^2}{2} \left[ \frac{l}{D} \lambda(\text{Re}) + \sum_i \xi_i \right]$$

E quindi se  $y$  e  $z$  sono caratterizzati da tubazioni di diametro  $D_y$ ,  $D_z$ , lunghe rispettivamente  $l_y$ ,  $l_z$ , con perdite di carico localizzate  $\sum_i \xi_{yi}$  e  $\sum_j \xi_{zj}$  la relazione  $h_{ay} = h_{az}$  (**equilibrio delle perdite di carico**) diviene:

$$\frac{(q_{mA} / A_y \rho)^2}{2} \left[ \frac{l_y}{D_y} \lambda_y(\text{Re}_y) + \sum_i \xi_{yi} \right] = \frac{(q_{mB} / A_z \rho)^2}{2} \left[ \frac{l_z}{D_z} \lambda_z(\text{Re}_z) + \sum_j \xi_{zj} \right]$$

ove:

$$A_y = \frac{\pi D_y^2}{4} \quad e \quad A_z = \frac{\pi D_z^2}{4}$$

Poiché le portate  $q_{mA}$  e  $q_{mB}$  che devono transitare lungo  $y$  e  $z$ , (lunghezze  $l_y$ ,  $l_z$ ) sono imposte l'equazione sopra ottenuta potrà essere soddisfatta solo con opportuni valori  $D_y$ ,  $D_z$  e  $\sum_i \xi_{yi}$ ,  $\sum_j \xi_{zj}$ .

Ad esempio, se si volesse  $q_{mA} \sim q_{mB}$  e fosse per i due tratti  $\sum_i \xi_{yi} \sim \sum_j \xi_{zj}$  col tubo  $y$  più lungo ( $l_y > l_z$ ) l'equilibrio delle perdite di carico richiederà che il tratto  $y$  sia realizzato con tubo di diametro maggiore ( $D_y > D_z$ ).

La **potenza della pompa** è data da:

$$W = \frac{1}{\eta} \cdot q_{mT} \cdot \frac{P_2 - P_1}{\rho}$$

ove  $\eta$  = rendimento pompa

Si può osservare che la **potenza della pompa** è determinata, oltre che dalla **totale portata d'acqua**  $q_{mt}$  attraverso la pompa, anche dalla prevalenza della pompa ( $P_2 - P_1$ ) necessaria per eguagliare le cadute di pressione per attrito lungo il circuito. Si può osservare che la prevalenza richiesta sarà determinata dalle perdite di carico che caratterizzano il circuito più sfavorito e cioè quello che alimenta il corpo scaldante più lontano dalla centrale termica.

### ESERCIZI ED ESEMPI

- 1) Il generatore di calore di un impianto di riscaldamento ad acqua calda, a regime, consuma  $q_{mc} = 25 \text{ [kg/h]}$  di gasolio. L'acqua tra ingresso e uscita del generatore subisce una variazione di temperatura  $\Delta t = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$ . La portata d'acqua è  $q_m = 7200 \text{ [kg/h]}$ . Si valuti il rendimento istantaneo  $\eta_g$  del generatore (calore specifico acqua  $c = 4.186 \text{ [kJ/(kgK)]}$ ).

La potenza termica resa al fluido termovettore è

$$\varphi_u = q_m \cdot c \cdot \Delta t = \frac{7200}{3600} [\text{kg/s}] \cdot 4.186 \text{ [J/(kgK)]} \cdot 30 \text{ [K]} = 251 \text{ [kW]}$$

La potenza termica al focolare  $\varphi_{foc}$  è:

$$\varphi_{foc} = q_{mc} \cdot H_i$$

Il potere calorifico inferiore del gasolio è  $H_i = 41.8 \text{ MJ/kg}$  per cui risulta:

$$\varphi_{foc} = \frac{25}{3600} [\text{kg/s}] \cdot 41.8 \cdot 10^6 [\text{J/kg}] = 290300 \text{ [W]} = 290.3 \text{ [kW]}$$

Il rendimento è, quindi:

$$\eta_p = \frac{\varphi_u}{\varphi_{foc}} = \frac{251}{290.3} = 0.86$$

- 2) Il fabbisogno termico invernale di un locale è  $\varphi_{im} = 1600 \text{ [W]}$  e viene fronteggiato con un corpo scaldante. Se si impone un raffreddamento dell'acqua attraverso il corpo scaldante  $\Delta t = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$ , quale portata d'acqua  $q_m$  dovrà passare attraverso il corpo scaldante. Valutare anche la superficie di scambio  $S$  necessaria nell'ipotesi che la temperatura di ingresso dell'acqua sia  $t_i = 90 \text{ [}^\circ\text{C]}$ , la temperatura ambiente  $t_a = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$  e la trasmittanza del corpo scaldante  $K_c = 8 \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$ .

La potenza termica ceduta dal corpo scaldante è :

$$\varphi_{im} = q_m \cdot c \cdot \Delta t$$

e quindi risulta:

$$q_m = \frac{\varphi_{im}}{c \cdot \Delta t} = \frac{1600}{4186 \cdot 10} = 0.038 \text{ [kg/s]} = 137 \text{ [kg/h]}$$

Si può scrivere:

$$\varphi_i = K_c \cdot S \cdot (t_m - t_a)$$

ove  $t_m$  è la temperatura media dell'acqua tra ingresso e uscita del corpo scaldante e cioè:

$$t_m = \frac{90 + 80}{2} = 85 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Risulta:

$$S = \frac{\phi_i}{K_c \cdot (t_m - t_a)} = \frac{1600}{8 \cdot (85 - 20)} = 3.07 \text{ [m}^2\text{]}$$

- 3) Un corpo scaldante è costituito da una piastra in alluminio quadrata (dimensioni altezza  $a = 0.6 \text{ [m]}$  e larghezza  $b = 0.6 \text{ [m]}$ ). La temperatura media dell'acqua tra ingresso e uscita del corpo scaldante  $t_m = 85 \text{ [}^\circ\text{C]}$ . Si determini la trasmittanza termica  $K_c$ .

Il processo di trasmissione del calore tra l'acqua calda (temperatura media dell'acqua tra ingresso e uscita  $t_m = 85 \text{ [}^\circ\text{C]}$ ) è di tipo combinato: infatti si ha **convezione termica** acqua-parete (coefficiente convettivo  $\alpha_{caq}$ ), **conduzione termica** attraverso lo spessore  $s_p$  della piastra (conducibilità termica  $\lambda_p$ ) e infine **convezione** con aria ed irraggiamento sul lato esterno (coefficiente liminare  $\alpha_e$ ).

La resistenza termica specifica totale relativa a tale processo di trasmissione del calore, è:

$$R'_t = \frac{1}{\alpha_{caq}} + \frac{s_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_e} \cong \frac{1}{\alpha_e}$$

- $\alpha_{caq}$  in convezione forzata acqua-parete è numericamente grande ( $1/\alpha_{caq} \approx 0$ );
- la resistenza conduttive della lastra metallica è assai piccola ( $s_p/\lambda_p \approx 0$ ).

Pertanto, la trasmittanza termica è:

$$K_c = \frac{1}{R'_t} \approx \alpha_e = \alpha_c + \alpha_{irr}$$

Nell'**esempio** svolto in **Capitolo 2** si era valutato per questa situazione in regime laminare coefficiente medio di scambio  $\alpha_c \approx 5 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$ . Nell'**esempio** svolto in **Capitolo 3** si era valutato anche il coefficiente di irraggiamento  $\alpha_{irr}$  per la piastra sia verniciata ( $\epsilon_{ve} = 0.95$ ) che in alluminio lucido ( $\epsilon_{al} = 0.04$ ).

I valori ottenuti erano rispettivamente  $\alpha_{irr} = 7.2 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$  e  $\alpha_{irr} = 0.33 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$ .

Pertanto, si avrà :

$$\text{piastra verniciata } (\epsilon_{ve} = 0.95) \Rightarrow K_c \approx 12 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

$$\text{piastra lucida } (\epsilon_{al} = 0.04) \Rightarrow K_c \approx 5.5 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

Si può osservare che nell'impiego pratico la situazione non è del tutto analoga a quella considerata (una faccia della piastra sarà rivolta verso la parete ove la piastra è montata), spesso la geometria differisce dalla piana). Pertanto, per calcoli tecnici un valore tecnicamente adottabile risulta  $K_c = 8 \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$ .

I risultati ottenuti, seppur di carattere indicativo, evidenziano comunque la notevole influenza che il tipo di finitura superficiale esercita sulla prestazione termica di un corpo scaldante