

Impianti di riscaldamento

Corso di Impianti Termotecnici

Marco Manzan

Università di Trieste
Dipartimento di Ingegneria e Architettura

marzo 2020

Utilizzo classico per il riscaldamento, scambia calore per

- irraggiamento circa il 30 %
- per convezione circa il 70 %

La resa termica dipende dalla differenza tra la temperatura media del radiatore e l'aria ambiente

$$\Phi = c(\Delta\theta_m)^n$$

c è un coefficiente tipico del radiatore

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

$\Delta\theta_m$ differenza di temperatura media tra il radiatore e l'aria:

variazione della resa con la temperatura

La differenza tra la temperatura media del radiatore e l'aria si può esprimere come:

$$\Delta\theta_a = \left[\frac{(\theta_m + \theta_r)}{2} - \theta_{aria} \right]$$

θ_m temperatura di mandata dell'impianto

θ_r temperatura di ritorno dell'impianto

secondo UNI EN 442 la resa viene calcolata in condizioni nominali con

$\Delta\theta_a = \Delta\theta_n$ con $\theta_{aria} = 20^\circ$:

$$\left. \begin{array}{l} \theta_m = 85^\circ\text{C} \\ \theta_r = 75^\circ\text{C} \end{array} \right\} \implies \Delta\theta_n = 60\text{ K}$$

$$\left. \begin{array}{l} \theta_m = 75^\circ\text{C} \\ \theta_r = 65^\circ\text{C} \end{array} \right\} \implies \Delta\theta_n = 50\text{ K}$$

temperatura diversa dal valore nominale

$$c = \frac{\Phi_n}{(\Delta\theta_n)^n}$$

$$\Phi(\Delta\theta_a) = c(\Delta\theta_a)^n = \Phi_n \left(\frac{\Delta\theta_a}{\Delta\theta_n} \right)^n$$

Esempio Depliant

Esempio estratto da depliant commerciale FONDITAL

Blitz
SUPER B4



Modello	Profondità	Altezza	Interasse	Larghezza	Diametro connessioni	Contenuto acqua	Potenza ΔT 50K	Potenza ΔT 30K	Esponente	Coefficiente
	mm	mm	mm	mm	pollici	litri/elem.	watt/elem.	watt/elem.	n	K_m
BLITZ SUPER B4 350/100	97	407	350	80	G1	0,24	92,4	48,0	1,2818	0,6139
BLITZ SUPER B4 500/100	97	557	500	80	G1	0,27	124,0	63,7	1,3027	0,7587
BLITZ SUPER B4 600/100	97	657	600	80	G1	0,29	143,5	73,8	1,3015	0,8822
BLITZ SUPER B4 700/100	97	757	700	80	G1	0,35	162,5	82,6	1,3238	0,9155
BLITZ SUPER B4 800/100	97	857	800	80	G1	0,38	178,2	90,3	1,3301	0,9896

Pressione massima di esercizio: 1600 kpa (16 bar)

Equazione caratteristica dal modello $\Phi = K_m \Delta T^n$.

I valori di potenza termica pubblicati sono conformi alla norma europea EN 442-1:2014 e certificati dal Politecnico di Milano, Lab. M.R.T. - Notified body n. 1695.

https://www.fondital.com/it/it/blitz_super_b4

Una volta dimensionato il radiatore si può calcolare la portata d'acqua necessaria

$$\Phi \cdot (\Delta\theta_a) = \Phi_n \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_n} \right)^n = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta\theta_{mr}$$

con

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

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

$\Delta\theta$ salto di temperatura tra ingresso e uscita $\Delta_{mr}\theta = \theta_m - \theta_r$.

La portata necessaria al singolo terminale mi consente di dimensionare la rete di distribuzione tenendo conto di velocità consigliate

- l'entità delle perdite di carico
- la rumorosità
- la corrosione-erosione
- il trascinarsi dell'aria.

Velocità (m/s) consigliate per reti ad acqua calda e refrigerata

	tubazioni principali	tubazioni secondarie	derivazioni ai corpi scaldanti
tubi in acciaio	1,5 - 2,5	0,5 - 1,5	0,2 - 0,7
tubi in rame	0,9 - 1,2	0,5 - 0,9	0,2 - 0,5
tubi in mat. plastico	1,5 - 2,5	0,5 - 1,5	0,2 - 0,7

moto laminare

- è un moto regolare
- si ha per velocità basse
- le perdite di carico sono basse
- basso scambio termico

moto turbolento

- si ha per velocità elevate
- moto caotico
- perdite di carico e scambio termico elevato

relazione tra pressione e velocità in un condotto

$$(p_2 - p_1) + \frac{1}{2}\rho \cdot (u_2^2 - u_1^2) + g \cdot \rho \cdot (z_2 - z_1) + \Delta p_l = 0$$

u velocità

p pressione statica

z quota geodetica

Δp_l perdita di carico

pressione totale

$$P_t = p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2$$

$$P_{t,1} - P_{t,2} = \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \Delta p_l$$

- la differenza di pressione tra ingresso e uscita dipende sia dalle perdite che dalla quota
- la formula vale per impianti a circuito chiuso e a circuito aperto
- per gli impianti a circuito chiuso il termine geodetico sparisce
- Δp_l tiene conto delle perdite lungo il tubo e nelle discontinuità

Fattore d'attrito

$$\frac{\Delta p}{L} = r = F_a \frac{1}{D} \rho \frac{v^2}{2}$$

r [Pa/m] perdita di carico per unità di lunghezza $\frac{\Delta p}{L}$

L lunghezza del condotto

D diametro del condotto

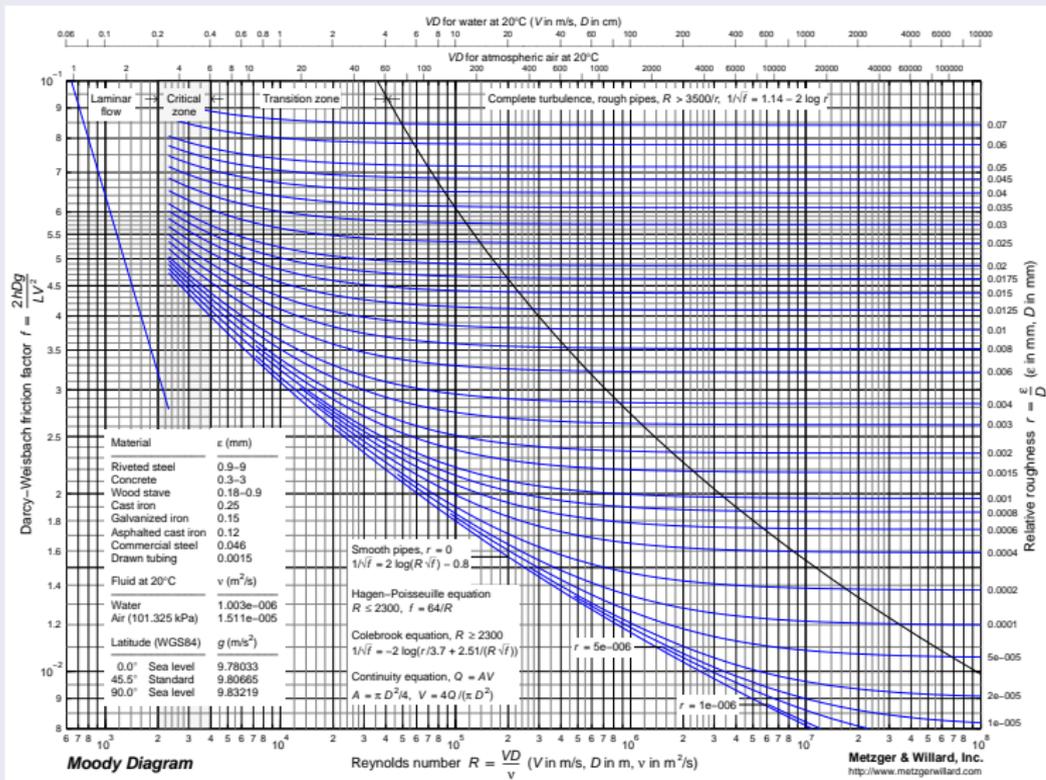
ρ densità del fluido

v velocità del fluido

F_a fattore di attrito

- le perdite di carico sono proporzionali al quadrato della velocità del fluido
- dipendono dal regime di moto, laminare o turbolento
- possono essere calcolate con diagrammi o formule

diagramma di Moody



Può essere ricavato per iterazione con la relazione di Colebrook:

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

dove

k scabrezza del condotto

Re numero di Reynolds

- formula iterativa
- poco pratica nei calcoli
- altre formule sviluppate con minor precisione

Rugosità dei tubi

bassa rugosità

$$0.002 < k < 0.007 \text{ mm}$$

- rame
- materiale plastico

media rugosità

$$0.02 < k < 0.09 \text{ mm}$$

- acciaio
- acciaio zincato

rugosi

$$0.2 < k < 1.0 \text{ mm}$$

- acciaio incrostato
- tubi corrosi
- cemento

Formule Alternative

Swamee-Jain

$$F_a = 0.25 \cdot \left[\log \left(\frac{k/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2}$$

Haaland

$$\frac{1}{F_a} = -1.8 \cdot \log \left[\left(\frac{k/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right]$$

Atsui-saal

$$f^* = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}$$

$$f^* > 0.018 \quad F_a = f^*$$

$$f^* < 0,018 \quad F_a = 0,85 \cdot f^* + 0,0028$$

esistono forme semplificate per il calcolo di F_a in funzione del tipo di tubi
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)

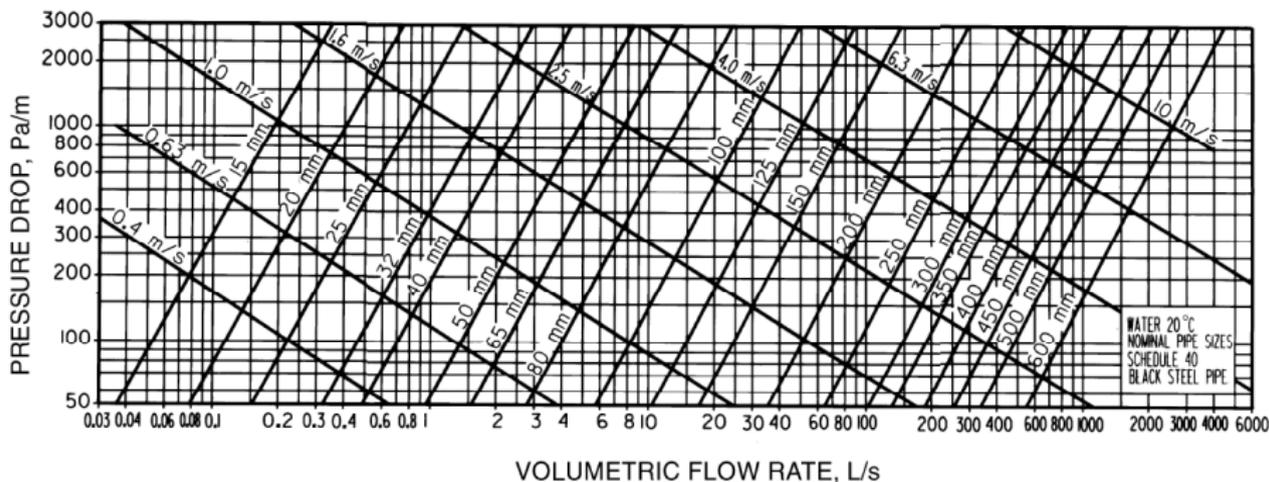
$$F_a = 0,07 Re^{-0,13} D^{-0,14}$$

alta scabrezza $0,2mm < k < 1mm$ si usa la formula di Colebrook

Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

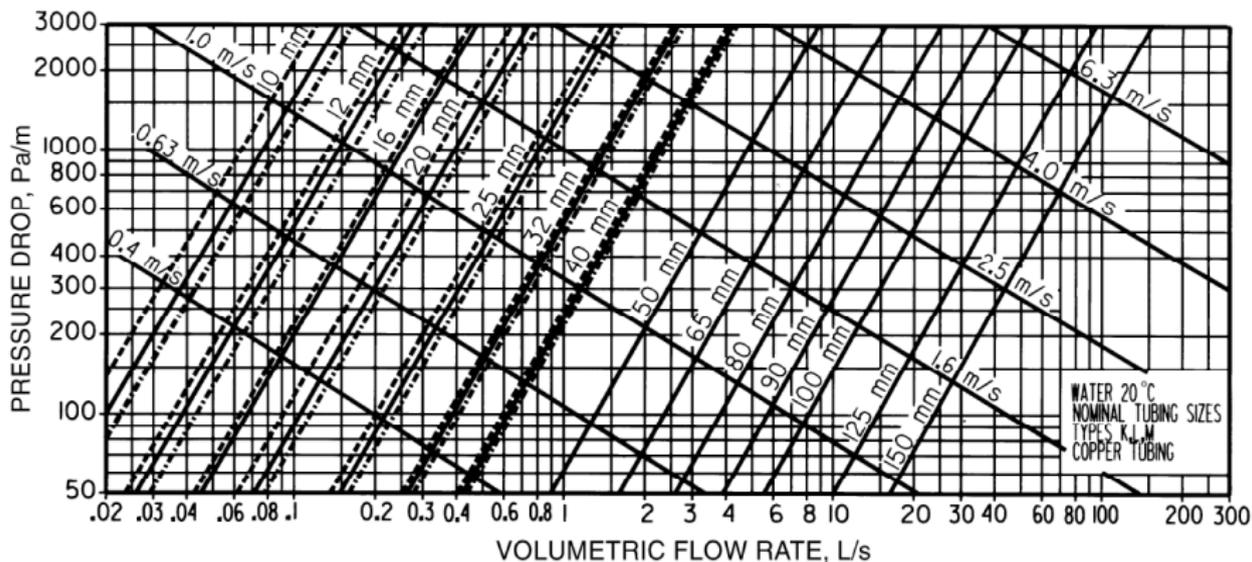
tubi in acciaio



Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

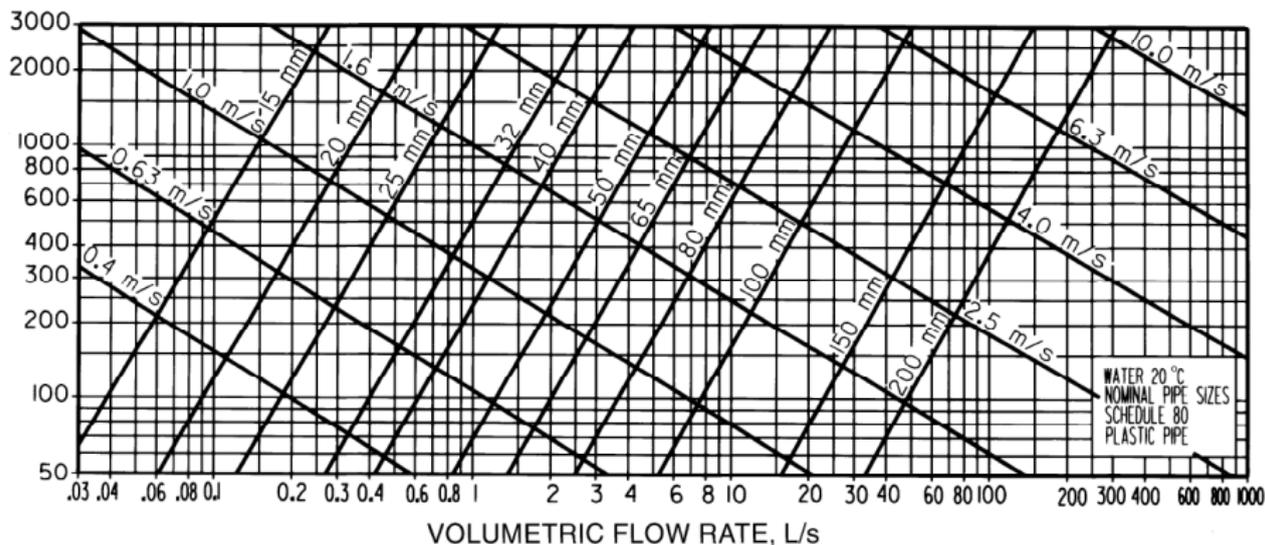
tubi in rame



Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

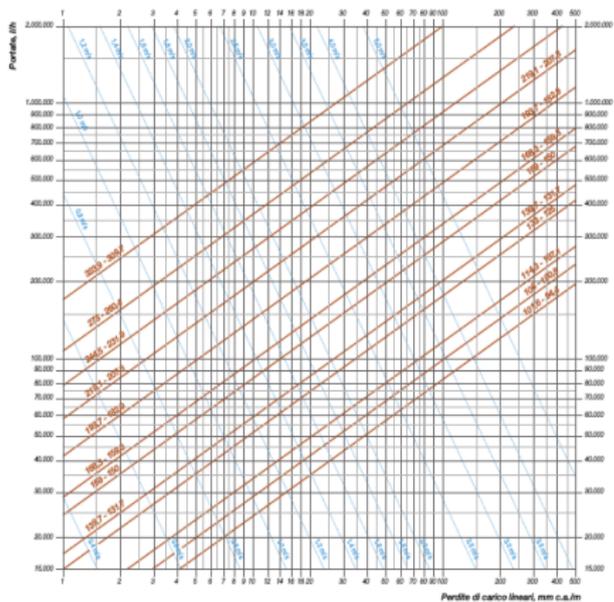
tubi in plastica



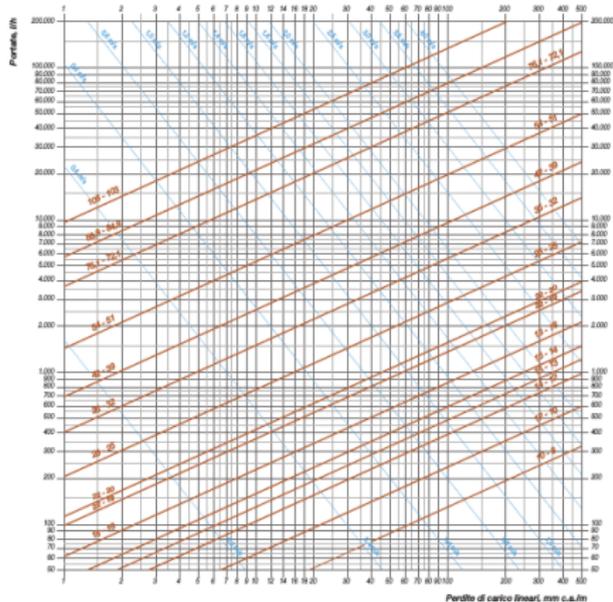
Diagrammi scelta dei tubi

fonte Caleffi

Perdite di carico continue TUBI IN ACCIAIO (mm) - Temperatura acqua = 50°C



Perdite di carico continue TUBI IN RAME - Temperatura acqua = 50°C



- Nei circuiti idraulici sono presenti discontinuità come curve, gomiti, valvole ecc..
- Per tener conto degli effetti concentrati si introducono le perdite di carico concentrate

Metodi di Calcolo

- metodo diretto
- metodo delle lunghezze equivalenti
- portate nominali, determinazione del k_v e k_{v001}

perdita di carico concentrata

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2}$$

ξ coefficiente di perdita localizzata

perdita di carico totale

$$\Delta z = L \cdot r + \left(\sum \xi \right) \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2}$$

Coefficienti perdita di carico localizzata

quaderni caleffi

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8-16 mm	18-28 mm	30-54 mm	>54 mm
Diametro esterno tubi acciaio		3/8"-1/2"	3/4"-1"	1 1/4"-2"	>2"
Tipo di resistenza localizzata	Simbolo				
Curva stretta a 90° <i>r/d = 1,5</i>		2.0	1.5	1.0	0.8
Curva normale a 90° <i>r/d = 2,5</i>		1.5	1.0	0.5	0.4
Curva larga a 90° <i>r/d > 3,5</i>		1.0	0.5	0.3	0.3
Curva stretta a U <i>r/d = 1,5</i>		2.5	2.0	1.5	1.0
Curva normale a U <i>r/d = 2,5</i>		2.0	1.5	0.8	0.5
Curva larga a U <i>r/d > 3,5</i>		1.5	0.8	0.4	0.4
Allargamento			1.0		
Restringimento			0.5		
Diramazione semplice con T a squadra			1.0		
Confluenza semplice con T a squadra			1.0		
Diramazione doppia con T a squadra			3.0		
Confluenza doppia con T a squadra			3.0		
Diramazione semplice con angolo inclinato (45°-60°)			0.5		
Confluenza semplice con angolo inclinato (45°-60°)			0.5		
Diramazione con curve d'invito			2.0		
Confluenza con curve d'invito			2.0		

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8-16 mm	18-28 mm	30-54 mm	>54 mm
Diametro esterno tubi acciaio		3/8"-1/2"	3/4"-1"	1 1/4"-2"	>2"
Tipo di resistenza localizzata	Simbolo				
Valvola di intercettazione diritta		10.0	8.0	7.0	6.0
Valvola di intercettazione inclinata		5.0	4.0	3.0	3.0
Saracinesca a passaggio ridotto		1.2	1.0	0.8	0.6
Saracinesca a passaggio totale		0.2	0.2	0.1	0.1
Valvola a sfera a passaggio ridotto		1.6	1.0	0.8	0.6
Valvola a sfera a passaggio totale		0.2	0.2	0.1	0.1
Valvola a farfalla		3.5	2.0	1.5	1.0
Valvola a ritengo		3.0	2.0	1.0	1.0
Valvola per corpo scaldante tipo diritto		8.5	7.0	6.0	—
Valvola per corpo scaldante tipo a squadra		4.0	4.0	3.0	—
Detentore diritto		1.5	1.5	1.0	—
Detentore a squadra		1.0	1.0	0.5	—
Valvola a quattro vie		6.0		4.0	
Valvola a tre vie		10.0		8.0	
Passaggio attraverso un radiatore					3.0
Passaggio attraverso una caldaia					3.0

lunghezza "virtuale" del tubo

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

L_{tot} lunghezza fittizia da usare nei calcoli

L lunghezza effettiva della tubazione

L_E lunghezze equivalenti delle diverse discontinuità

Perdita di carico totale

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

metodo diretto

$$\Delta p_c = \xi \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2$$

$$\Delta p_c = r \cdot L_E$$

$$r = \xi \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2 \cdot D}$$

$$L_E = \frac{\xi \cdot D}{F_A}$$

Coefficiente volumico di portata K_v

$$G = K_v \sqrt{\Delta p} \quad G \text{ [m}^3\text{/h]; } \Delta p \text{ [bar]}$$

portate e pressioni ridotte $K_{v0,01}$

$$G = K_{v0,01} \sqrt{\Delta p \cdot 100} \quad G \text{ [l/h]; } \Delta p \text{ [bar]}$$

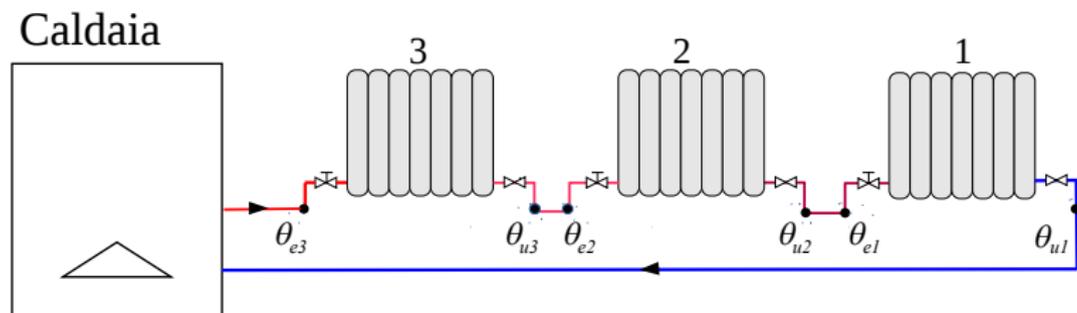
K_v portata in $\text{m}^3\text{/h}$ ottenuta con $\Delta p = 1$ bar.

$K_{v0,01}$ portata in l/h ottenuta con $\Delta p = 0,01$ bar.

Tipologie di distribuzione:

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

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



Temperature

$$\Delta\theta_{a3} = (\theta_{e3} + \theta_{u3}) / 2 - \theta_{aria}$$

$$\Delta\theta_{a2} = (\theta_{e2} + \theta_{u2}) / 2 - \theta_{aria}$$

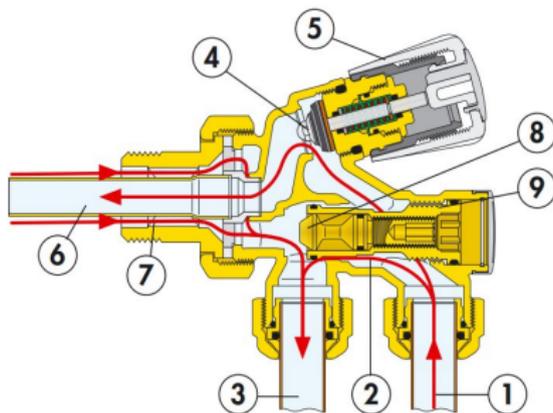
$$\Delta\theta_{a1} = (\theta_{e1} + \theta_{u1}) / 2 - \theta_{aria}$$

$$\Delta\theta_{a3} > \Delta\theta_{a2} > \Delta\theta_{a1}$$

- basso costo di installazione e di tubazioni
- se si chiude un radiatore si blocca il flusso anche agli altri, essendo posti in serie
- utilizzo valvole a quattro vie o by-pass per ogni terminale
- il salto termico avviene in tutto l'anello
- i salti termici medi tra radiatore ed aria dipende dalla posizione del terminale
- devo alzare le portate e di conseguenza le perdite di carico.

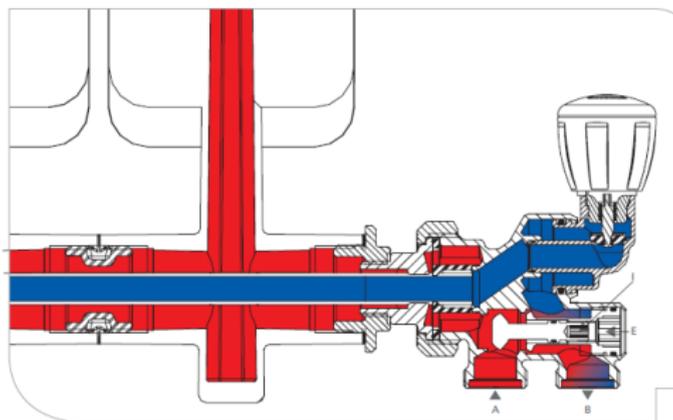
Valvola a 4 vie

- Garantisce un rapporto costante tra la portata nel corpo scaldante e quella nell'anello.
- si realizzano 2 percorsi, uno attraverso il radiatore e l'altro di by-pass.

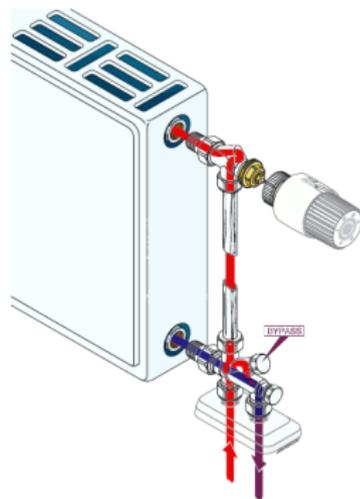


fonte Caleffi

Valvola a 4 vie



fonte Giacomini



fonte IVAR

Si analizza un anello per volta:

- 1 Si calcola la potenza Φ_A da fornire a tutto l'anello, somma delle potenze termiche Φ_T di ogni terminale.

$$\Phi_A = \sum_J \Phi_T$$

- 2 Si sceglie la $\Delta\theta_A$, salto termico nell'anello compreso tra 10 e 15 K.
- 3 Si calcola la **portata nell'anello**, G_A :

$$G_A = \frac{\Phi_A}{c \cdot \Delta\theta_A}$$

- 4 in funzione della portata si determina il diametro del tubo

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

$$\Delta p_A = r_A \cdot L_A + \sum_i \Delta p_i + \sum_j \xi_j \cdot \rho \cdot \frac{v_A^2}{2}$$

Δp_A perdita di carico globale sull'anello

r_A perdita di carico per unità di lunghezza nel tubo principale dell'anello

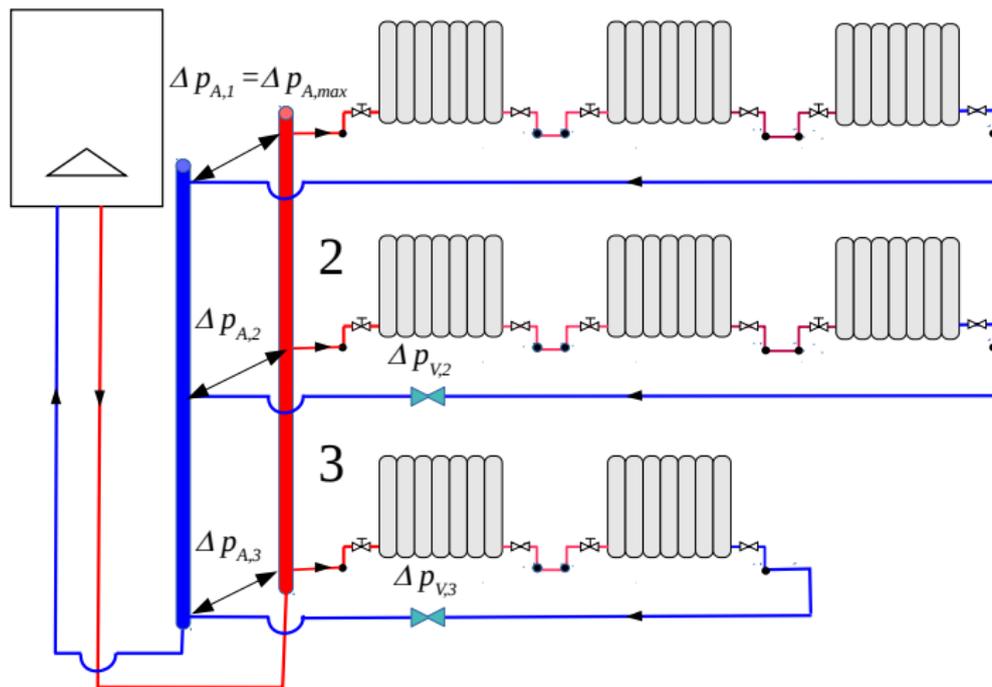
L_A Lunghezza del tubo nell'anello.

Δp_i perdita di carico sul singolo terminale

ξ_j coefficiente di perdita di carico localizzata

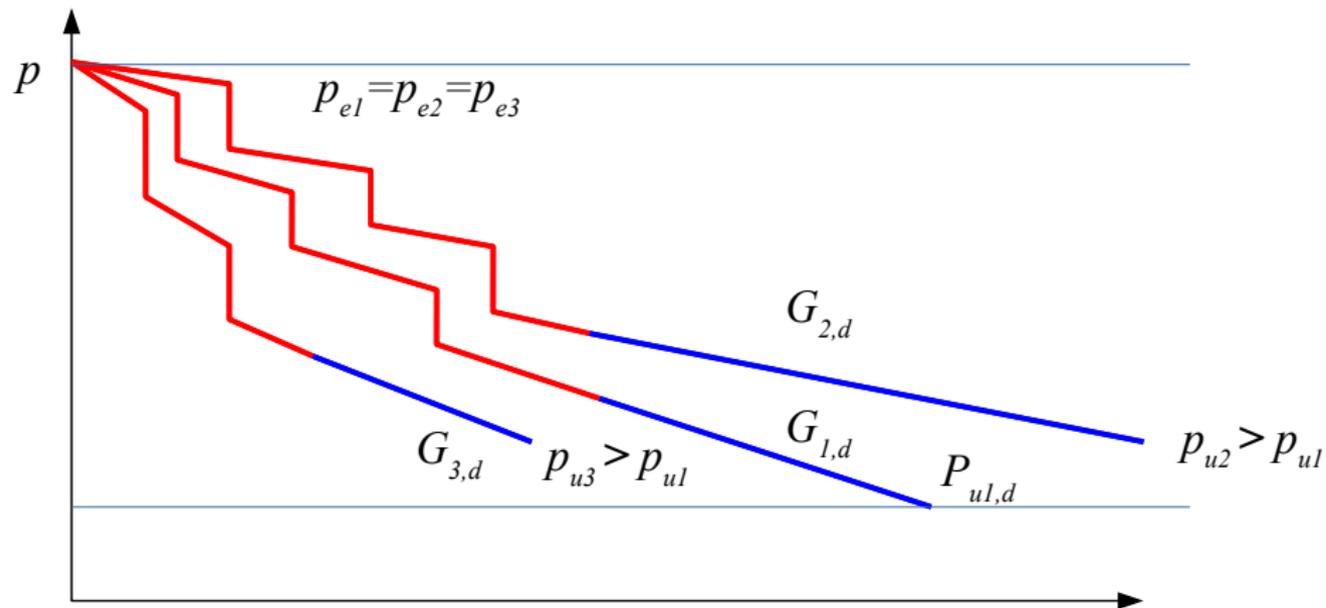
v_A velocità del fluido nel tubo

distribuzione con più circuiti



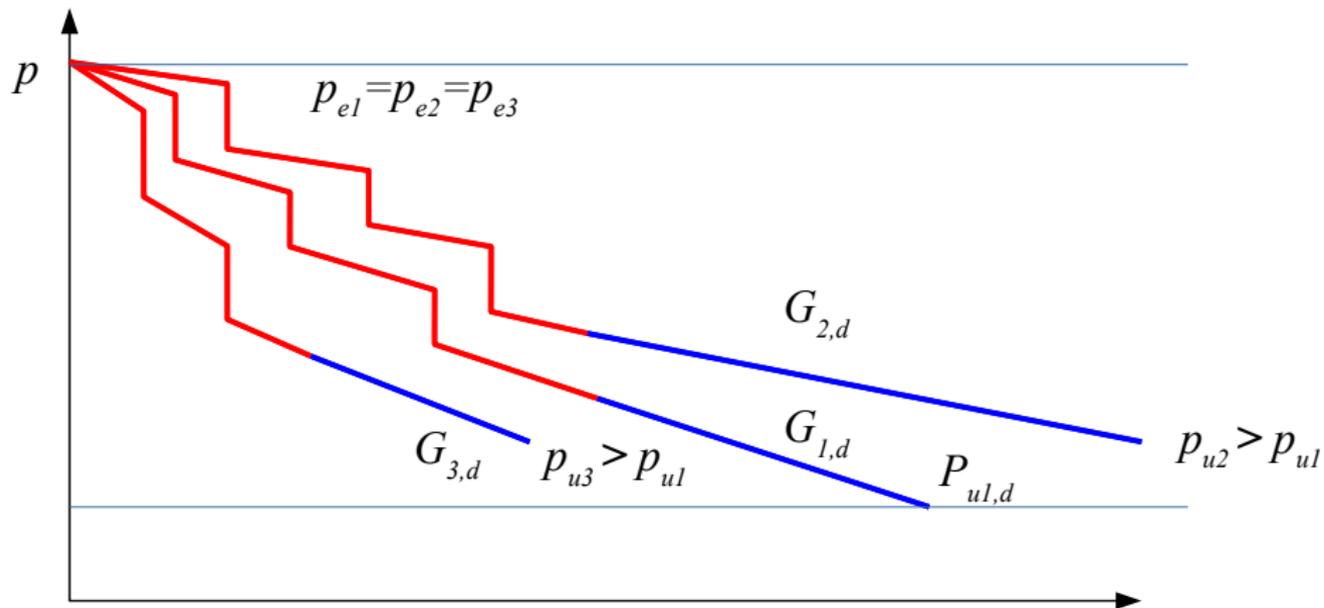
Monotubo anelli in parallelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



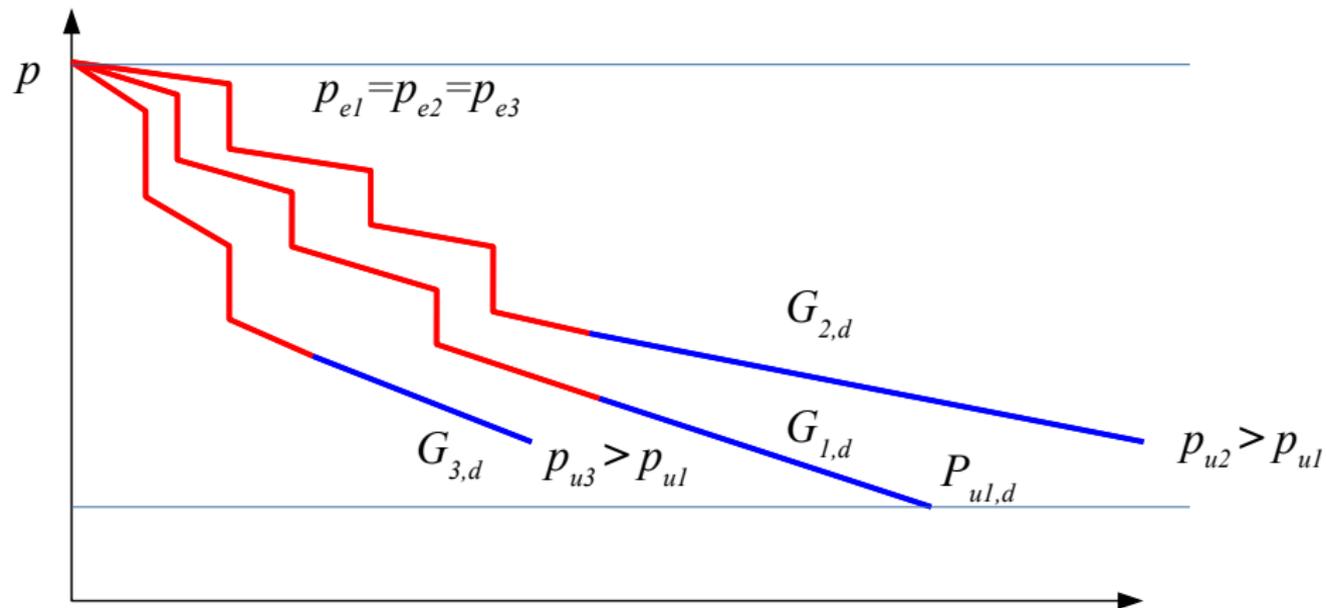
Monotubo anelli in parallelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



Monotubo anelli in parallelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



dimensionamento di più anelli

- In presenza di più anelli esistono perdite diverse per ogni anello:
- si deve introdurre una caduta di pressione ΔP_V negli anelli che hanno perdite minori della massima

$$\Delta p_{V,i} = \Delta p_{A,max} - \Delta p_{A,i}$$

- si determina il k_v o il k_{v001} della valvola da inserire

$$K_{V,i} = \frac{G_i}{\sqrt{\Delta P_{V,i}}}$$

- Se non si introducessero tali cadute di pressione, negli anelli con perdita minore della massima si avrebbe un aumento della portata

portata di bilanciamento

consente di determinare la variazione della portata al variare della differenza di pressione

$$r = \frac{\Delta p}{L} = F_a \frac{1}{D} \rho \frac{u^2}{2}$$

tubi di media scabrezza

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

$$\Delta p \sim u^{1,87}$$

$$G \sim u \sim \Delta p^{\frac{1}{1,87}}$$

$$G' = G \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p} \right)^{\left(\frac{1}{1,87} \right)}$$

con perdite di carico concentrate

$$G' = G \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p} \right)^{0,525}$$

Impianti a due tubi

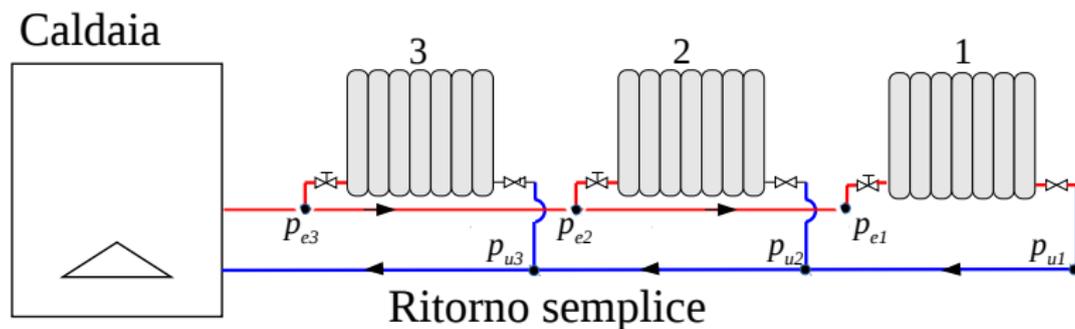
ritorno diretto

- distribuzione classica
- viene utilizzata anche assieme ad altri sistemi (e.g. colonne montanti)
- pone dei problemi per quanto riguarda il bilanciamento
- avvicinandosi al generatore la perdita disponibile aumenta
- penalizzare i circuiti più favoriti

ritorno inverso

- distribuzione classica
- viene utilizzata anche assieme ad altri sistemi (e.g. colonne montanti)
- il sistema è autobilanciato
- avvicinandosi al generatore la perdita disponibile rimane costante
- ho un tubo in più, problemi di costo e di ingombro

distribuzione 2 tubi ritorno diretto



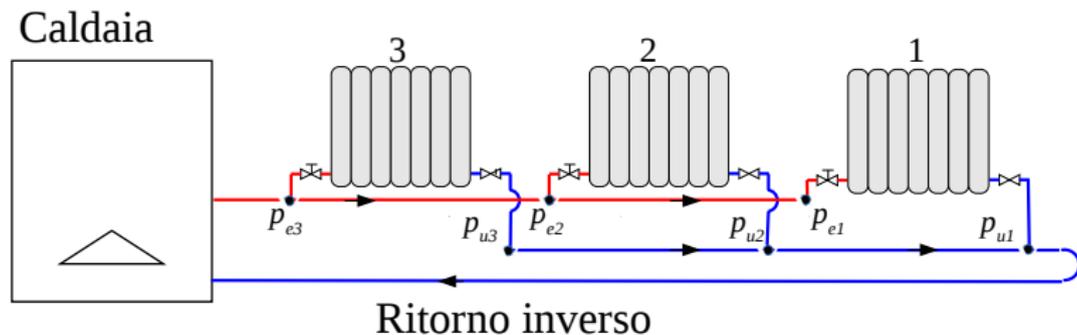
Perdita di carico disponibile

$$p_{e3} > p_{e2} > p_{e1}$$

$$p_{u3} < p_{u2} < p_{u1}$$

$$\Delta p_3 = (p_{e3} - p_{u3}) > \Delta p_2 = (p_{e2} - p_{u2}) > \Delta p_1 = (p_{e1} - p_{u1})$$

distribuzione 2 tubi ritorno inverso



Perdita di carico disponibile

$$p_{e3} > p_{e2} > p_{e1}$$

$$p_{u3} > p_{u2} > p_{u1}$$

$$\Delta p_3 = (p_{e3} - p_{u3}) \simeq \Delta p_2 = (p_{e2} - p_{u2}) \simeq \Delta p_1 = (p_{e1} - p_{u1})$$

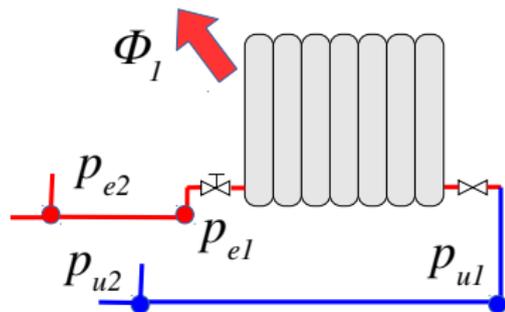
due tubi ritorno diretto

dimensionamento e bilanciamento

primo terminale

- 1 si determina portata necessaria e diametro dei tubi
- 2 si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto $\Delta p_{1,d}$

$$G_1 = \frac{\Phi_1}{c_l \cdot (\theta_{e1} - \theta_{u1})}$$
$$\Delta p_1 = r_1 \cdot L_1 + \sum_j \xi_{1,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_1^2$$



due tubi ritorno diretto

dimensionamento e bilanciamento

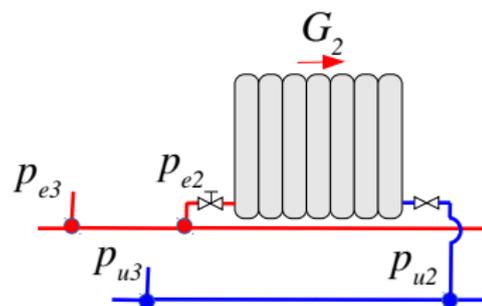
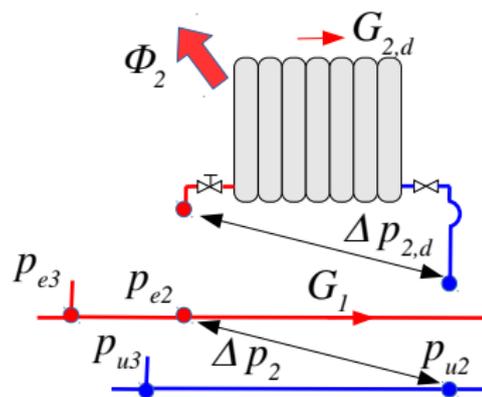
secondo terminale

- 1 si determina la differenza di pressione disponibile
- 2 si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto $\Delta p_{2,d}$
- 3 si bilancia alla Δp disponibile
- 4 se la nuova portata è eccessiva si aggiunge una perdita di carico $\Delta p_{v,2}$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 + r_{21} \cdot L_{21} + \sum_j \xi_{21,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{21}^2$$

$$G_2 = G_{d,2} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_{d,2}} \right)^{0.525}$$

$$\Delta p_{v,2} = \Delta p_2 - \Delta p_{2,d}$$



due tubi ritorno diretto

dimensionamento e bilanciamento

terzo terminale

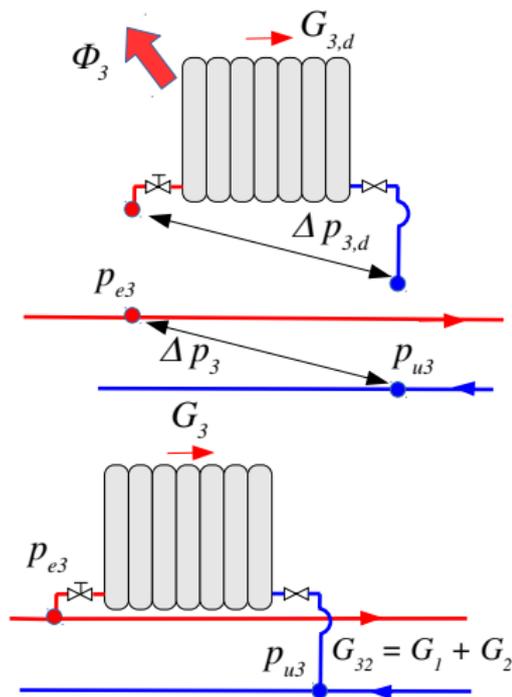
- 1 si determina la portata come somma delle portate
- 2 si dimensiona il condotto con le nuove portate calcolando la nuova Δp_3
- 3 si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto $\Delta p_{3,d}$
- 4 si bilancia alla Δp_3 disponibile
- 5 se la nuova portata è eccessiva si aggiunge una perdita di carico $\Delta p_{v,3}$

$$G_{32} = G_1 + G_2$$

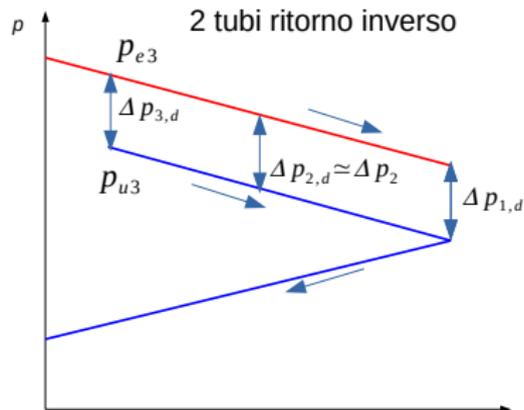
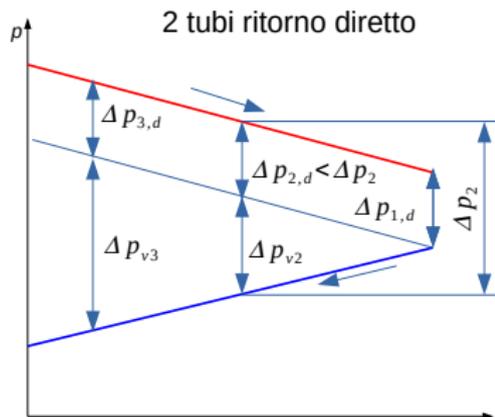
$$\Delta p_3 = \Delta p_2 + r_{32} \cdot L_{32} + \sum_j \xi_{32,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{32}^2$$

$$G_3 = G_{d,3} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_{3,2}} \right)^{0.525}$$

$$\Delta p_{v,3} = \Delta p_3 - \Delta p_{3,d}$$



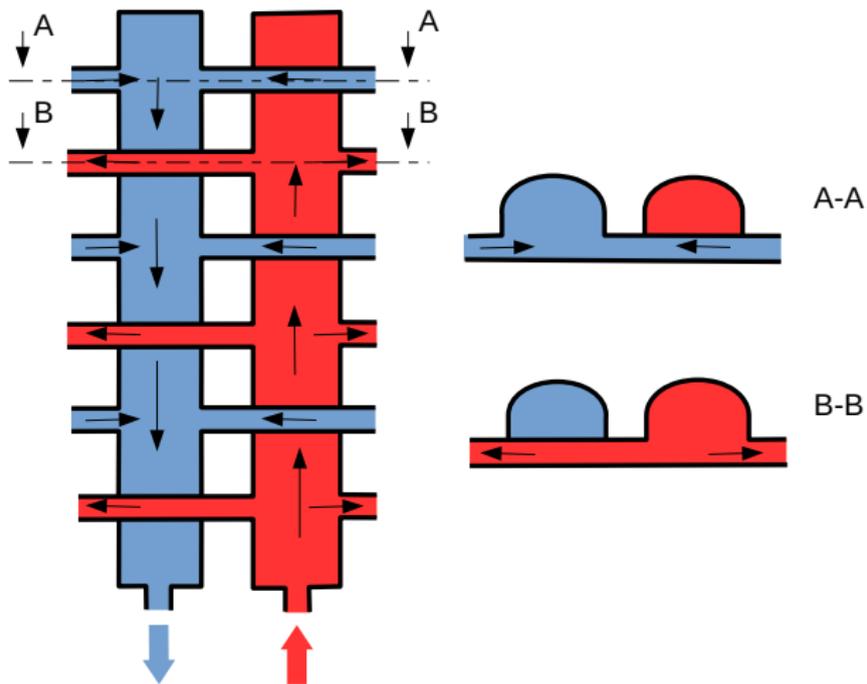
2 tubi andamento pressioni



Caratteristiche

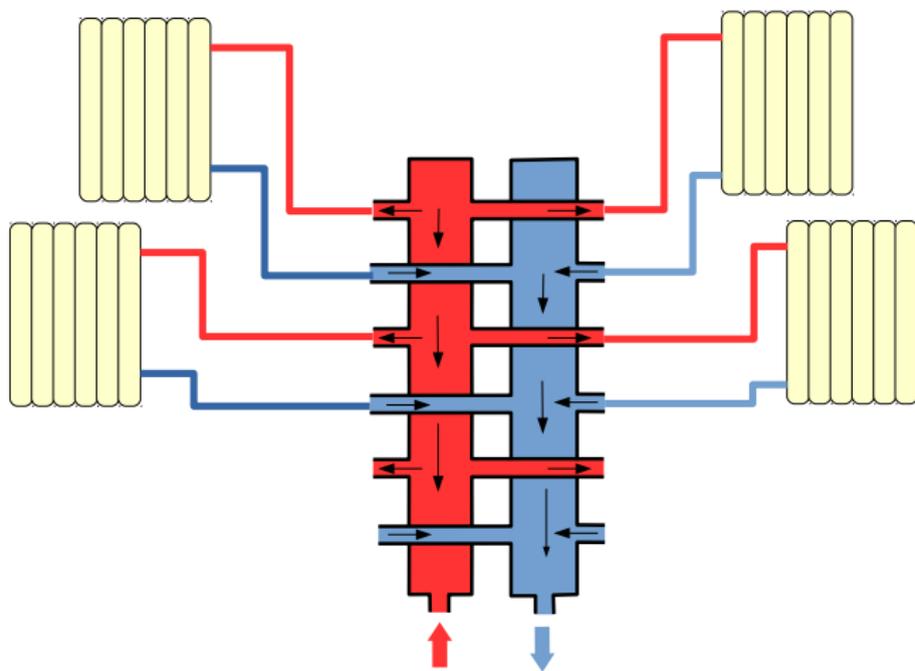
- va molto bene per gli impianti nuovi in edifici di nuova costruzione
- si collegano in parallelo i terminali
- il dimensionamento avviene in modo analogo ai due tubi
- ogni terminale ha una lunghezza equivalente
- il sistema deve essere bilanciato idraulicamente

collettore Complanare



Collettore Complanare

Impianto

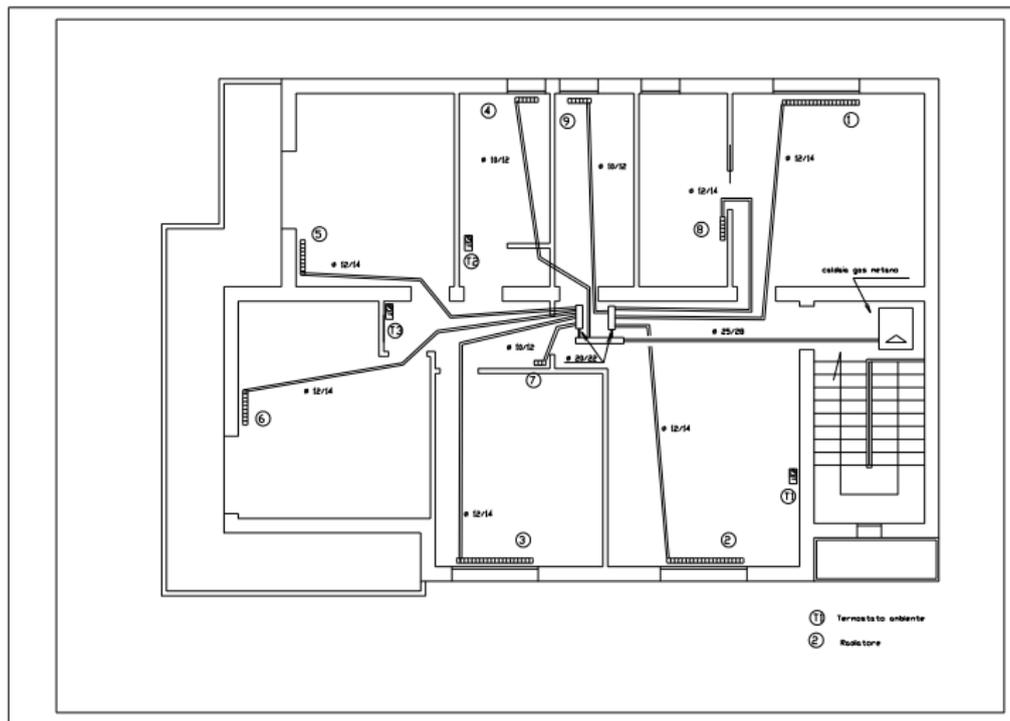


Collettore Complanare

esempio



Distribuzione MODUL, o a collettore complanare



dimensionamento a diametro imposto

- il diametro delle derivazioni viene imposto
- tutte le diramazioni devono essere bilanciate
- posso avere diverse portate con diversi salti termici
- dimensiono i corpi scaldanti in funzione del salto termico medio

dimensionamento a diametro e salto termico imposto

- il diametro delle derivazioni viene imposto
- tutte le diramazioni devono essere bilanciate
- determino una perdita di carico da aggiungere al circuito
- potrei ottenere lo stesso effetto diversificando i diametri

procedura

- 1 impongo una differenza di pressione al collettore e i diametri delle tubazioni
- 2 determino la perdita di carico per unità di lunghezza r
- 3 determino velocità e portata corrispondente al diametro selezionato
- 4 calcolo le perdite di carico concentrate e la perdita totale di ciascun circuito
- 5 bilancio i circuiti, ottengo una portata di seconda approssimazione
- 6 dimensiono il collettore determinando le perdite di carico
- 7 bilancio collettore e circuiti ottenendo la portata di terza approssimazione
- 8 determino i salti termici per ogni terminale

procedura

- 1 $\Delta p_{coll} = 10000 \text{ Pa}$
- 2 $r_j = \frac{0.4 \cdot \Delta p_{coll}}{L_j}$
- 3 da formule o diagrammi $r_j, d_j \Rightarrow u_j, G'_j$
- 4 $\Delta p_j = r_j \cdot L_j + \sum_k \xi_k \cdot \rho \cdot u_j^2 / 2$
- 5 $G''_j = G'_j \cdot \left(\frac{\Delta p_j}{0.9 \cdot \Delta p_{coll}} \right)^{0.525}$
- 6 $G_{coll} = \sum G_j \Rightarrow \Delta p'_{coll} = 0.9 \cdot \Delta p_{coll} + \Delta p_c$
- 7 $G'''_j = G''_j \cdot \left(\frac{\Delta p_{coll,d}}{\Delta p'_{coll}} \right)^{0.525}$
- 8 $(\theta_m - \theta_{r,j}) = \frac{\Phi_j}{\rho \cdot G'''_j \cdot c}$

procedura

- 1 Dal flusso per ogni terminale richiesto determino la portata per ogni circuito
- 2 definendo il diametro individuo la velocità per ogni circuito u_j
- 3 determino la perdita di carico totale per ogni circuito escluso valvole di prerogolazione
- 4 se utilizzo valvole di prerogolazione per il circuito più sfavorito aggiungo il valore di apertura massima
- 5 calcolo per tutti gli altri circuiti la perdita di carico da dare alla valvola di prerogolazione
- 6 trovo la posizione della perdita di carico da dare alla valvola di prerogolazione

procedura

- 1 $G_j = \frac{\Phi_j}{c_w \cdot \Delta\theta\rho}$ portata di progetto
- 2 $u_j = \frac{G_j \cdot 4}{d_j^2 \cdot \pi}$ velocità nei tubi
- 3 $\Delta p_{c,j} = r_j \cdot L_j + \sum_k \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_j^2$ perdita di carico nel circuito senza valvola
- 4 $\Delta p_{tot,max} = \Delta p_{c,max} + \Delta p_V$ perdita del circuito più sfavorito
- 5 $\Delta p_{V,j} = \Delta p_{tot,max} - \Delta p_{c,j}$ perdita da dare alle singole valvole
- 6 $k_{v,j} = \frac{G_j}{\sqrt{\Delta p_{V,j}}}$ oppure da diagramma entrando con portata e $\Delta p_{V,j}$

Valvole e Detentori

- I radiatori sono dotati di valvole di regolazione e di detentori
- i detentori possono essere utilizzati per bilanciare gli impianti
- Le valvole possono essere a comando manuale o termostatico

comando manuale

- a seconda della posizione forniscono una perdita di carico
- servono ad “aprire” o “chiudere” un terminale, impossibile regolare la temperatura

comando termostatico

- l'apertura della valvola è regolata dalla temperatura dell'ambiente
- man mano che mi avvicino alla temperatura desiderata la valvola chiude
- possono introdurre sbilanciamento negli impianti

Valvola termostatica

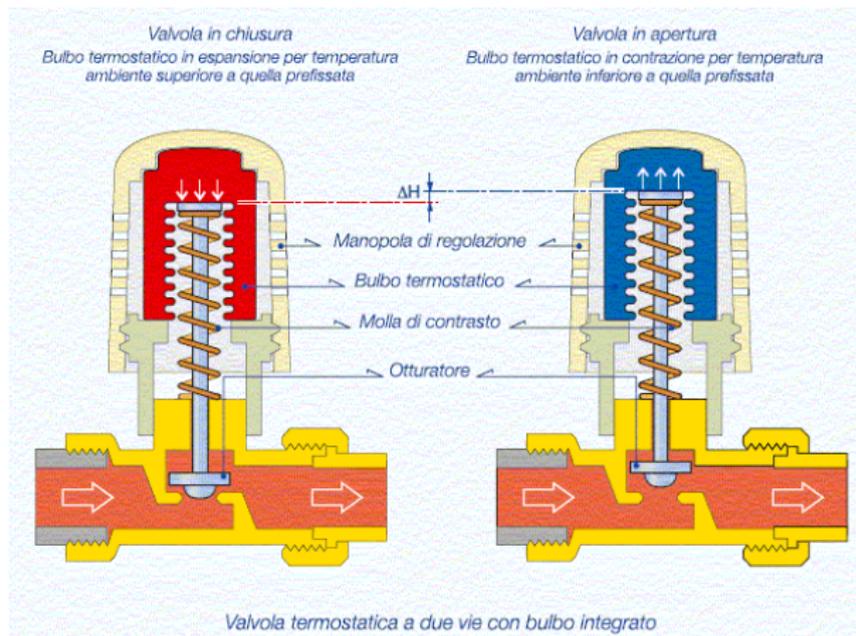
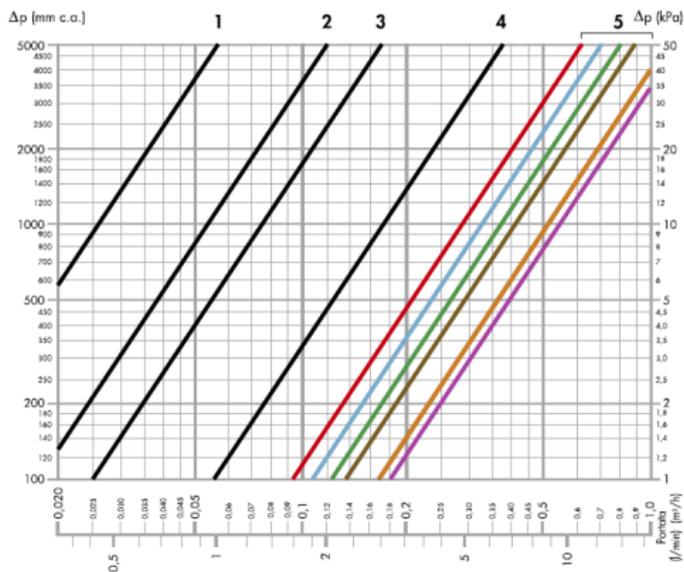


Diagramma caratteristico delle valvole

Comando Manuale

Valvole termostattizzabili preregolabili con manopola manuale



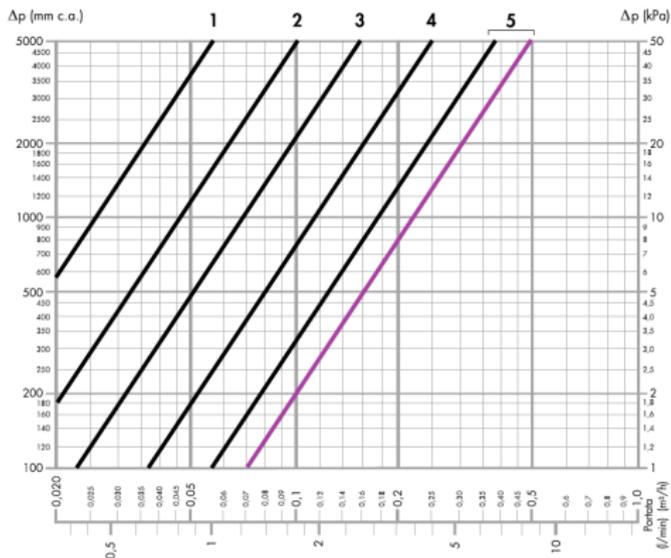
		Kvs (m³/h)					
		3/8" squadra	3/8" dritta	1/2" squadra	1/2" dritta	3/4" squadra	3/4" dritta
Posizione di prerogolazione	1	0,08	0,08	0,08	0,09	0,12	0,12
	2	0,17	0,17	0,17	0,19	0,22	0,22
	3	0,25	0,25	0,25	0,27	0,41	0,41
	4	0,55	0,55	0,55	0,56	0,95	0,93
	5	1,30	0,90	1,40	1,00	1,80	1,70

fonte Caleffi

Diagramma caratteristico delle valvole

Comando Termostatico

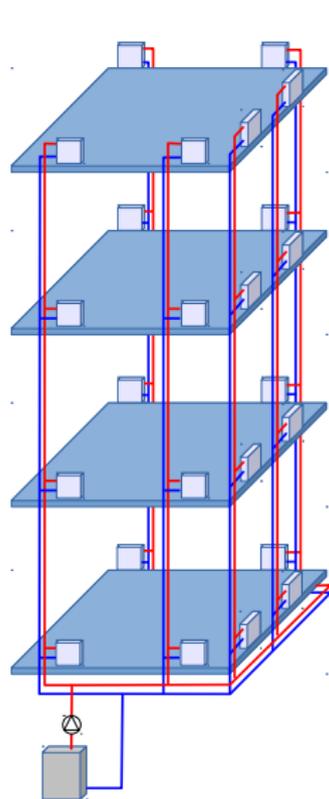
Valvole termostatzabili preregolabili con comando termostatico banda proporzionale 2K



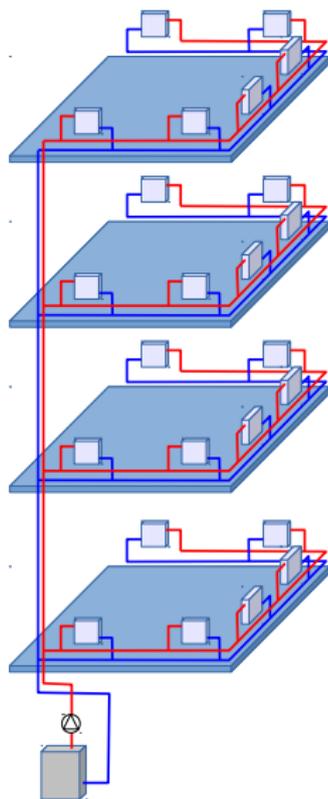
Posizione di prerogolazione	Kv (m³/h) (Banda proporzionale 2K)**					
	3/8" squadra	3/8" dritta	1/2" squadra	1/2" dritta	3/4" squadra	3/4" dritta
1 	0,08	0,08	0,09	0,09	0,12	0,12
2 	0,15	0,15	0,16	0,16	0,20	0,20
3 	0,22	0,22	0,23	0,23	0,32	0,32
4 	0,35	0,35	0,36	0,36	0,50	0,50
5 	0,50	0,50	0,55	0,55	0,72	0,72

fonte Caleffi

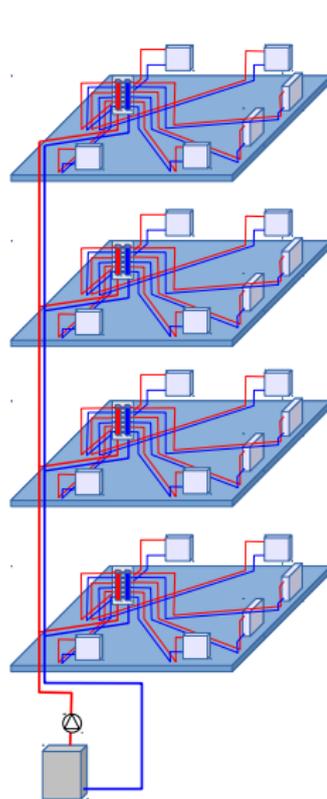
Impianti a distribuzione verticale



colonne



2 tubi



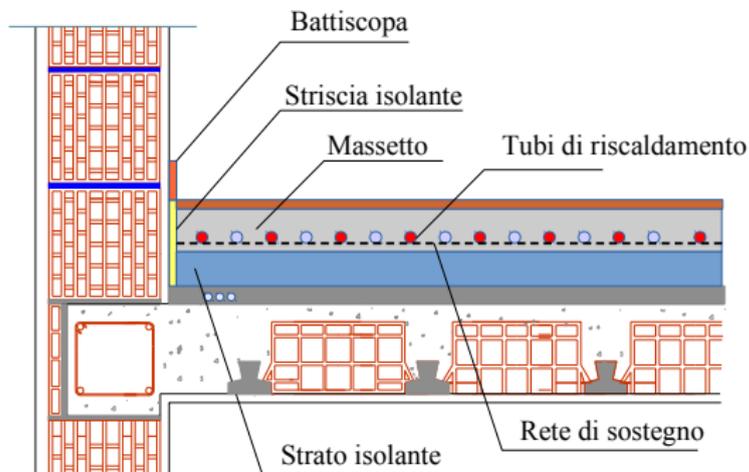
modul

La temperatura è di $30 \div 45^{\circ}\text{C}$, sono usati per impianti di riscaldamento, ma 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**: utilizzati per riscaldamento e raffrescamento.
- a **soffitto**: soluzione ottimale per il raffrescamento

Riscaldamento a pavimento

- Tubi annegati nel massetto.
- 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



Riscaldamento a pavimento

esempi di posa



Riscaldamento a pavimento

posizionamento collettore



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

dove θ_{Ai} è la temperatura dell'aria nell'ambiente interno, mentre θ_{mr} è la temperatura media radiante delle pareti

$$\theta_{mr} = \left[\sum_{j=1}^n (\theta_{sj} + 273)^4 \cdot F_j \right]^{\frac{1}{4}} - 273,15$$

dove

- n numero di pareti
- θ_{sj} temperatura della j-esima parete
- F_j fattore di vista della j-esima parete
- A_j area della j-esima parete

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

$$q = B \cdot \prod_i a_i^{m_i} \cdot \Delta\theta_H$$

q flusso termico specifico 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

La differenza di temperatura media logaritmica è data dalla seguente relazione:

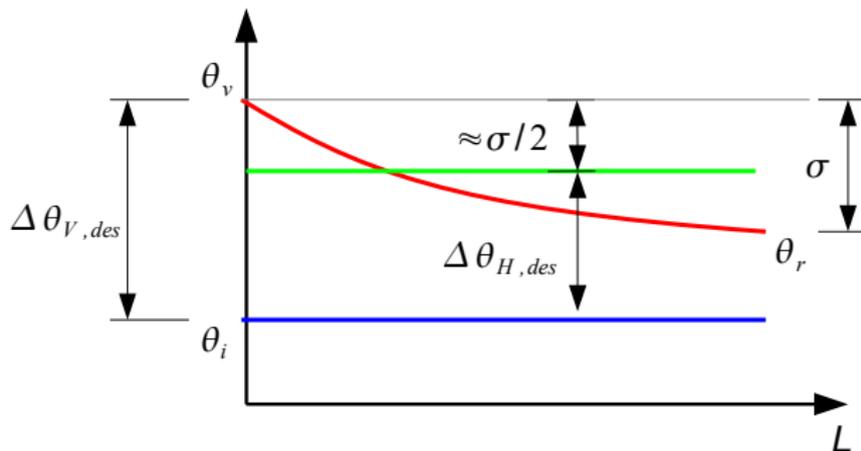
$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln\left(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}\right)}$$

con

θ_V temperatura di mandata dell'acqua

θ_R temperatura di ritorno dell'acqua

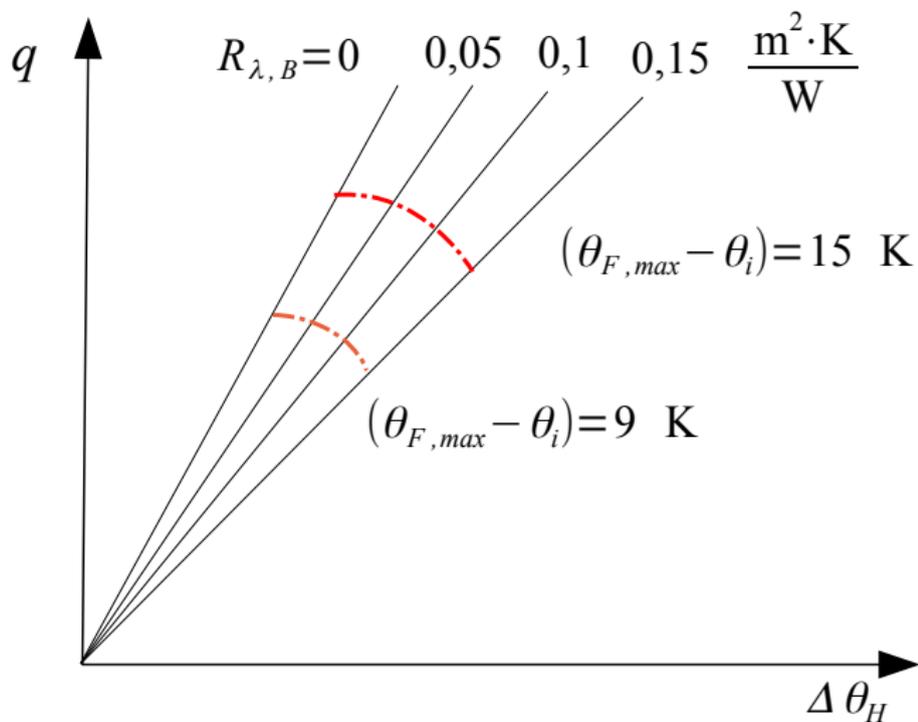
Significato dei termini



Fattori che influenzano la potenza scambiata

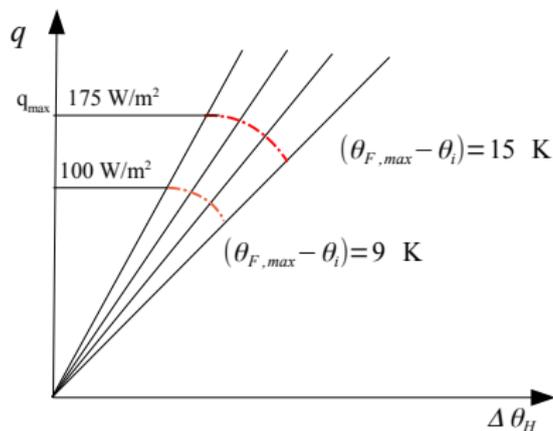
- Il **passo tra i tubi**, T ;
- Lo **spessore del supporto**, S_V , a partire dall'asse dei tubi.
Normalmente il supporto è il massetto in CLS.
- La **conduttività termica del supporto**, λ_E ;
- La **resistenza termica del rivestimento**, $R_{\lambda B}$;
- Il **diametro esterno dei tubi**, D , che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

grafico delle prestazioni



Limiti prestazionali

- La norma fissa la **temperatura massima del pavimento** a 29°C ,
- un pannello ha dei limiti di emissione di circa 100 W/m^2 .
- Ai bordi dei locali è ammessa una temperatura massima di 35°C
- il limite di emissione è 175 W/m^2 ai bordi
- Valori tipici di emissione sono di $80 - 90\text{ W/m}^2$.



Per ogni locale poi si può calcolare il flusso specifico q :

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

Φ_{Nf} potenza da fornire al generico locale, senza dispersioni al pavimento

A_f area del generico locale

se si utilizza una fascia riscaldata

$$A_F = A_{F \text{ perimetrale}} + A_{F \text{ calpestabile}}$$

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

differenza di temperatura di progetto

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

salto termico di progetto

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

temperatura di mandata di progetto: $\theta_{V,des}$

differenza di temperatura di mandata

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

casi possibili

$$\sigma/\Delta_H < 0,5$$

$$\sigma = 5 \text{ K} \implies \Delta\theta_H > 10 \text{ K}$$

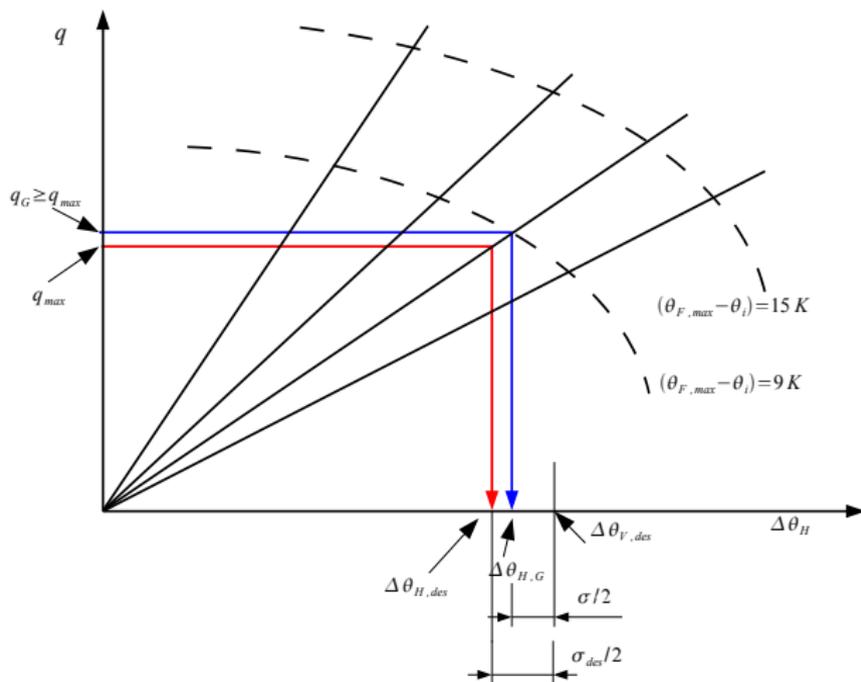
$$\Delta\theta_{V,des} \leq \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma/\Delta\theta_H \geq 0,5$$

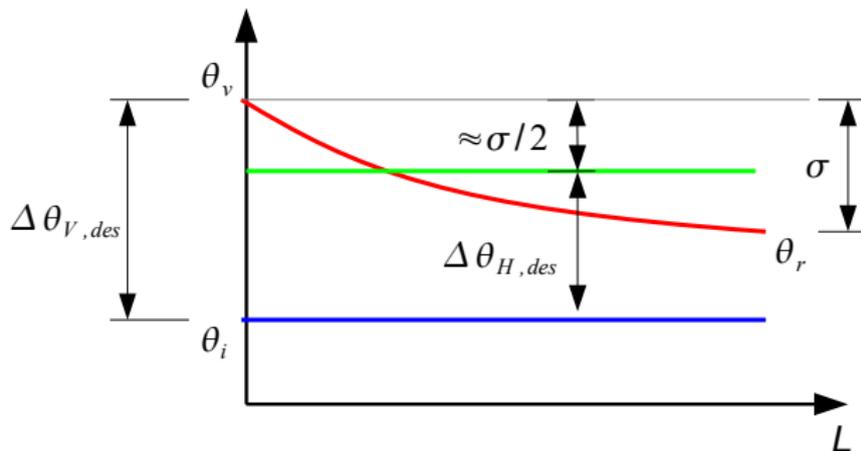
$$\sigma = 5 \text{ K} \implies \Delta\theta_H \leq 10 \text{ K}$$

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

Determinazione del salto di temperatura



Significato dei termini



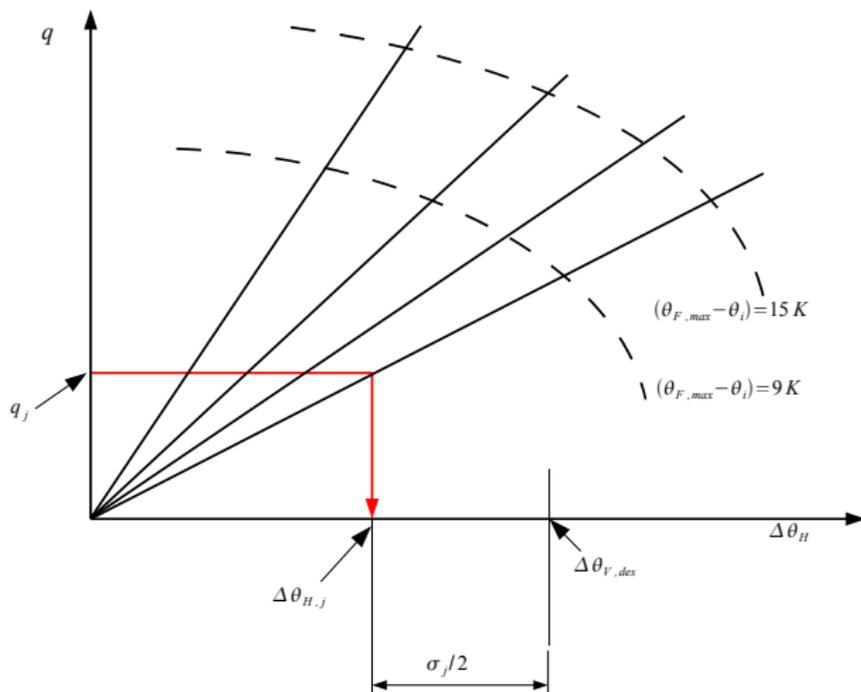
$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln\left(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}\right)}$$

$$\Delta\theta_H = \frac{\sigma}{\ln\left(\frac{\Delta\theta_{V,des}}{\Delta\theta_{V,des} - \sigma}\right)}$$

$$\frac{\Delta_{V,des}}{\Delta\theta_{V,des} - \sigma} = e^{\frac{\sigma}{\Delta\theta_H}}$$

$$\Delta\theta_{V,des} = \frac{\sigma}{1 - e^{-\frac{\sigma}{\Delta\theta_H}}}$$

curve per il dimensionamento degli altri locali



dimensionamento altri locali

- La temperatura di alimentazione è la stessa
- varia il salto termico
- posso scegliere altri passi

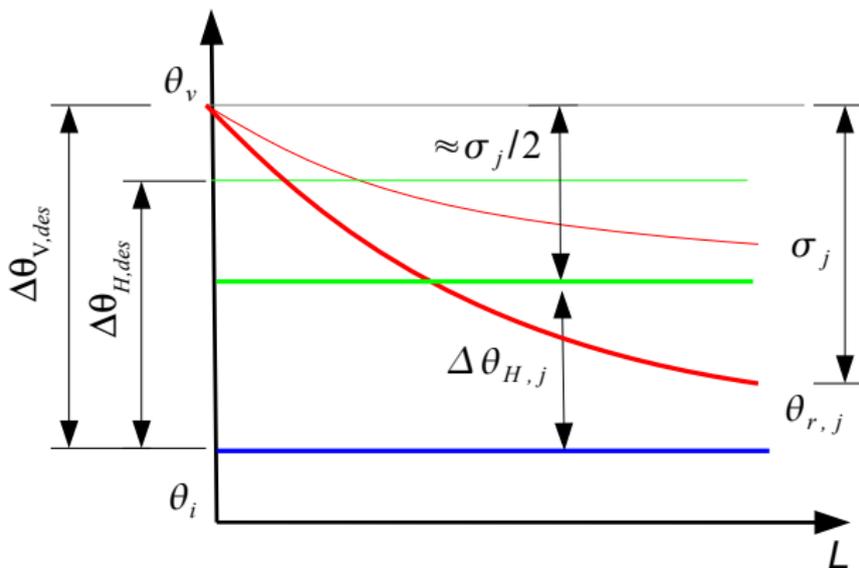
$$\sigma_j / \Delta_{H,j} < 0,5$$

$$\frac{\sigma_j}{2} = \Delta\theta_{V,des} - \Delta\theta_{H,j}$$

$$\sigma_j / \Delta_{H,j} \geq 0,5$$

$$\sigma_j = 3\Delta\theta_{H,j} \left[\left(1 + \frac{4(\Delta\theta_{V,des} - \Delta\theta_{H,j})}{3\Delta\theta_{H,j}} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right]$$

Significato dei termini



Per il singolo locale j -esimo, si deve fornire una determinata potenza $\Phi_{Nf,j}$:

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

dove:

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

c_w calore specifico acqua

q_u perdita dal pannello verso il basso

A_F area del pavimento

si ottiene la portata d'acqua

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

Sala termica $\Phi > 35$ kW

- le specifiche da applicare sono contenute nella *Raccolta R* dell'ISPESL
- I Dispositivi si possono distinguere in:
 - Dispositivi di Sicurezza
 - Dispositivi di protezione
 - Dispositivi di controllo

Dispositivi di Sicurezza

- Valvola di sicurezza
- Valvola di Scarico termico
- Valvola di intercettazione del combustibile

Dispositivi di protezione

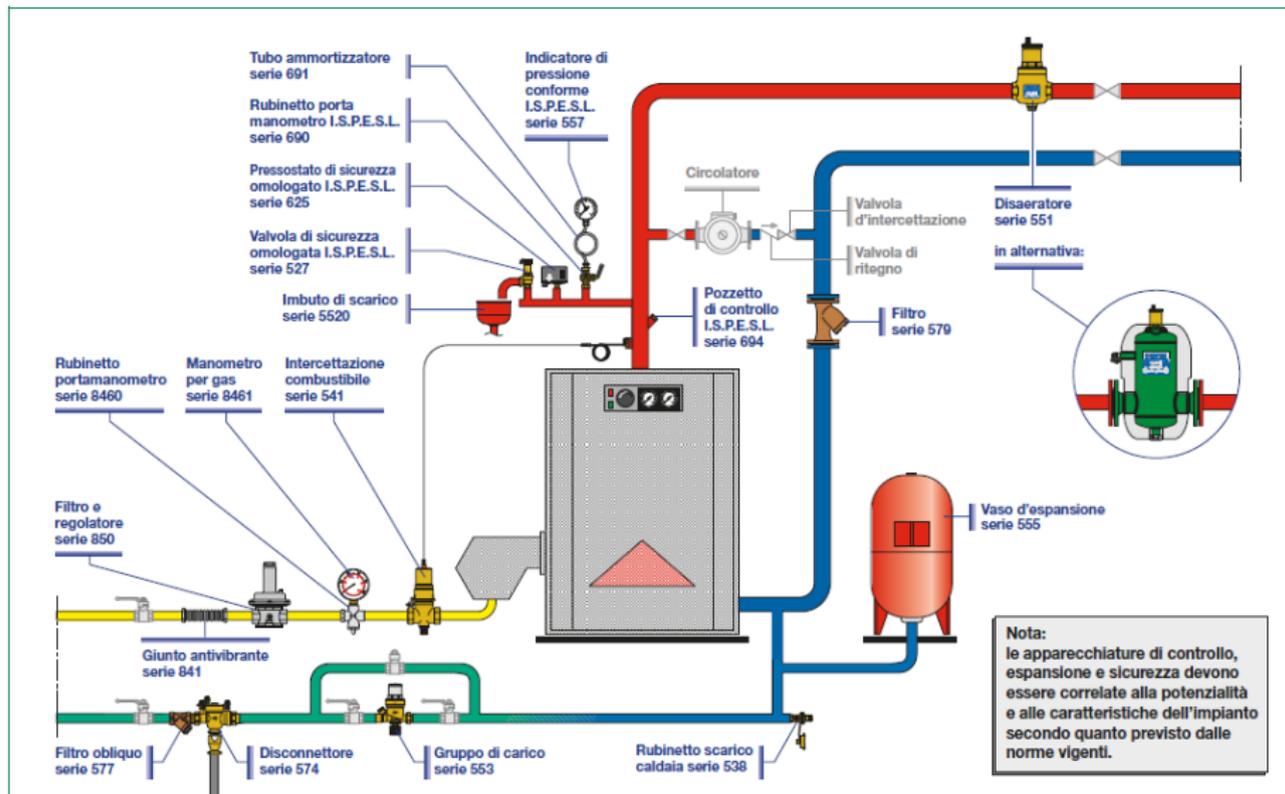
- Termostato di regolazione
- Termostato di blocco
- Pressostato di blocco
- Dispositivo di protezione pressione minima

Dispositivi di controllo

- termometri
- pressostati

Sala Termica

fonte Caleffi S.p.A.



tipologie

- assorbono le dilatazioni termiche dell'acqua dovute alla temperatura
- si distinguono in:
 - vasi aperti
 - vasi chiusi

vasi chiusi

autopressurizzati senza diaframma o membrana;

prepressurizzati senza membrana o con membrana;

a pressione costante senza membrana;

a pressione e volume costanti costituiti da due serbatoi senza membrana.

Volume di espansione

$$E = \frac{V_A \cdot n}{100}$$

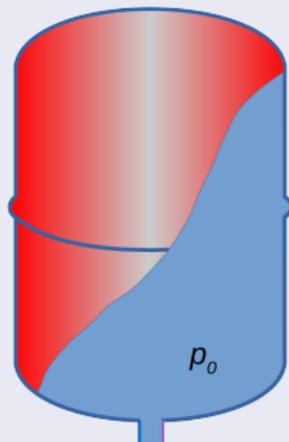
V_A Volume dell'impianto

$$n = 0,31 + 3,9 \times 10^{-4} \cdot t_m^2$$

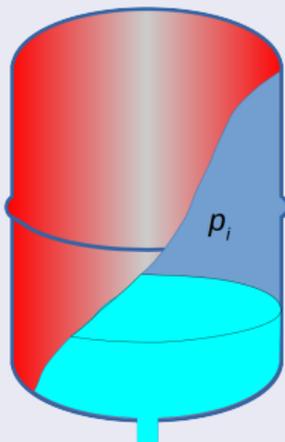
t_m temperatura massima ammissibile in °C

Vasi d'espansione

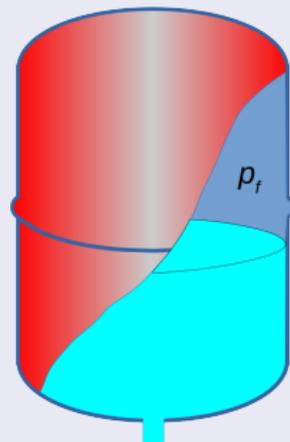
senza diaframma



a)



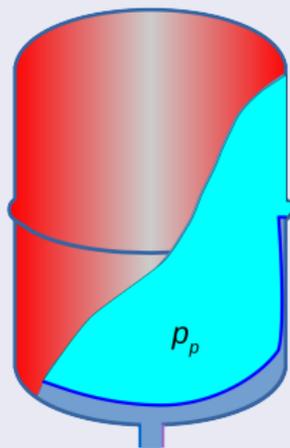
b)



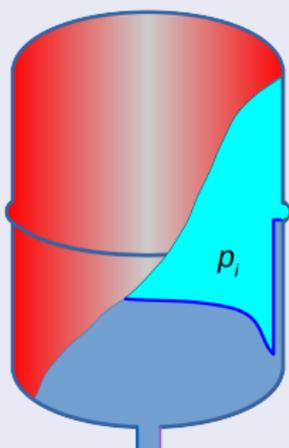
c)

Vasi d'espansione

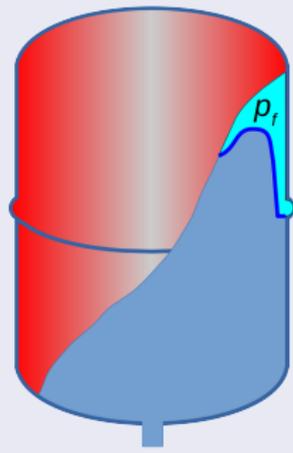
con diaframma



a)



b)



c)

Dimensionamento Vasi

vasi senza diaframma

$$V_v = \frac{E}{\frac{p_o}{p_i} - \frac{p_o}{p_f}}$$

E volume d'espansione

p_o pressione atmosferica

p_i pressione assoluta iniziale

p_f pressione di taratura della valvola di sicurezza

Dimensionamento Vasi

vasi senza diaframma

$$p_0 \cdot V_0 = p_i \cdot V_i = p_f \cdot V_f$$

$$E = V_i - V_f$$

$$V_i = V_0 \cdot \frac{p_0}{p_i}$$

$$V_f = V_0 \cdot \frac{p_0}{p_f}$$

$$E = V_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_i} - \frac{p_0}{p_f} \right)$$

$$V_v = V_0 = \frac{E}{\frac{p_0}{p_i} - \frac{p_0}{p_f}}$$

Dimensionamento Vasi

vasi con diaframma

$$V_v = \frac{E}{1 - \frac{p_p}{p_f}} \quad (1)$$

E volume d'espansione

p_p pressione di precarica

p_f pressione di taratura della valvola di sicurezza

Dimensionamento Vasi

vasi con diaframma

$$p_p \cdot V_v = p_f \cdot V_f$$

$$E = V_v - V_f$$

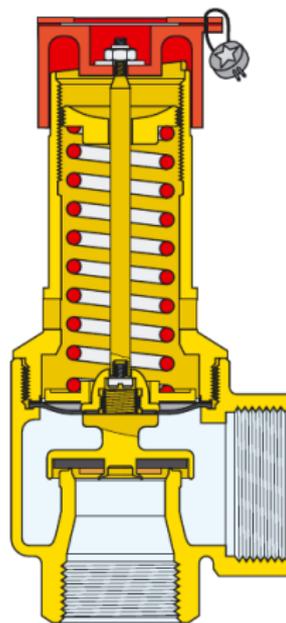
$$V_f = V_v \cdot \frac{p_p}{p_f}$$

$$E = V_v \cdot \left(1 - \frac{p_p}{p_f}\right)$$

$$V_v = \frac{E}{1 - \frac{p_p}{p_f}}$$

Funzionamento

- è dimensionata in funzione della potenza utile della caldaia
- interviene quando la pressione supera la pressione di taratura
- l'acqua passando attraverso la valvola passa allo stato di vapore
- il flusso latente deve assorbire la potenza della caldaia



fonte Caleffi

fisica del fenomeno

$$\dot{m}_v \cdot r = \Phi_u$$

$$\Phi_u = \dot{m}_v \cdot r = \frac{\dot{V}}{v_v} \cdot r = \frac{w_{max}}{v_v} \cdot A \cdot r$$

w_{max} velocità massima del vapore sulla valvola;

v_v volume specifico del vapore

A area della valvola

$$A = \Phi_u \cdot \frac{v_v}{w_{max} \cdot r}$$

Valvola di sicurezza

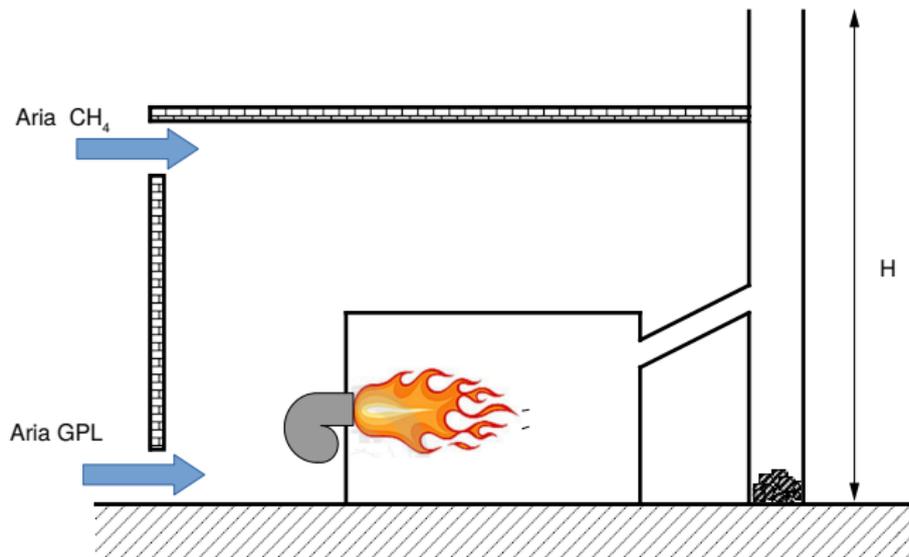
Raccolta R

$$A = 0,005 \cdot \dot{m}_v \cdot \frac{M}{0,9 \cdot K}$$

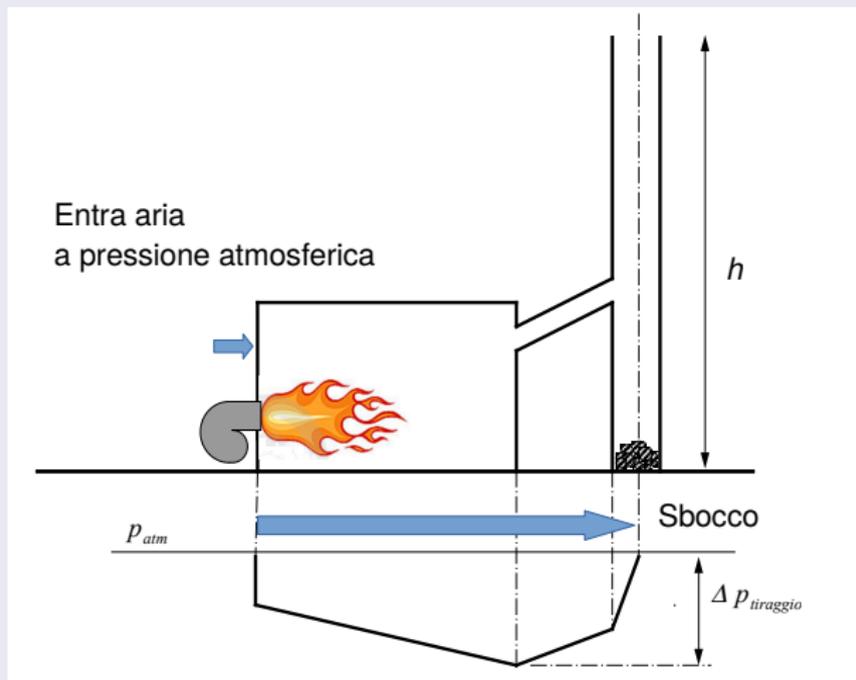
- A** area minima netta dell'orifizio della valvola, in centimetri quadrati;
 \dot{m}_v portata di vapore della valvola di sicurezza, [kg/h];
M fattore di pressione della valvola, da ricavare da tabella;
K coefficiente di efflusso della valvola da certificato di accettazione.

Valori per pressioni di scarico da 0,5 a 12,5 bar

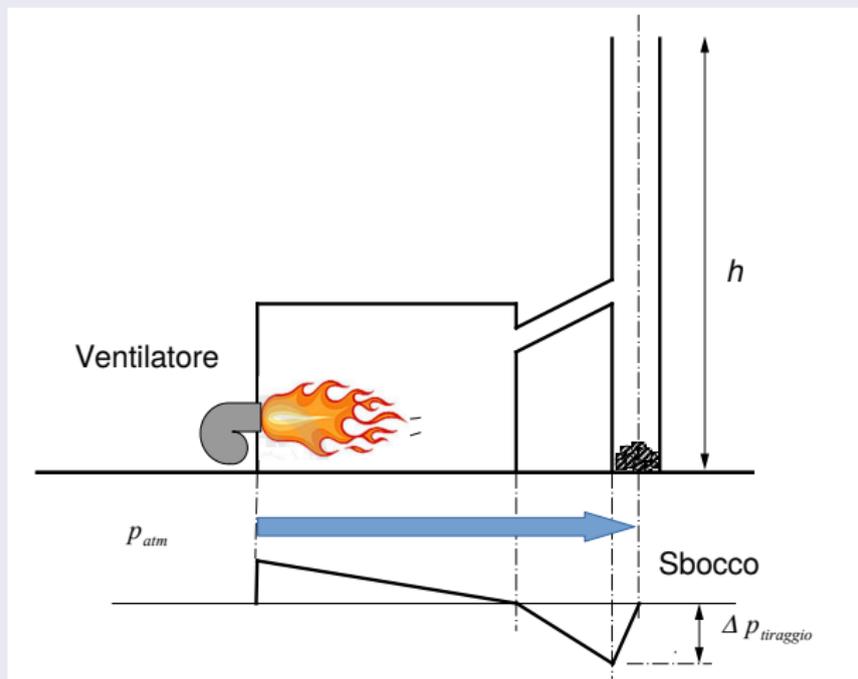
p	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70
F	2,47	2,32	2,19	2,07	1,97	1,87	1,79	1,71	1,63	1,57	1,51	1,45	1,40
p	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50	2,60	2,70	2,80	2,90	3,00
F	1,35	1,31	1,26	1,22	1,19	1,15	1,12	1,09	1,06	1,03	1,01	0,98	0,96
p	3,10	3,20	3,30	3,40	3,50	3,60	3,70	3,80	3,90	4,00	4,20	4,40	4,60
F	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,84	0,82	0,80	0,79	0,77	0,74	0,71	0,69
p	4,80	5,00	5,20	5,40	5,60	5,80	6,00	6,20	6,40	6,60	6,80	7,00	7,20
F	0,67	0,65	0,62	0,61	0,59	0,57	0,56	0,54	0,53	0,51	0,50	0,49	0,48
p	7,40	7,60	7,80	8,00	8,20	8,40	8,60	8,80	9,00	9,50	10,0	10,5	11,0
F	0,46	0,45	0,44	0,43	0,43	0,42	0,41	0,40	0,39	0,37	0,36	0,34	0,32
p	11,50	12,00	12,50										
F	0,32	0,30	0,29										

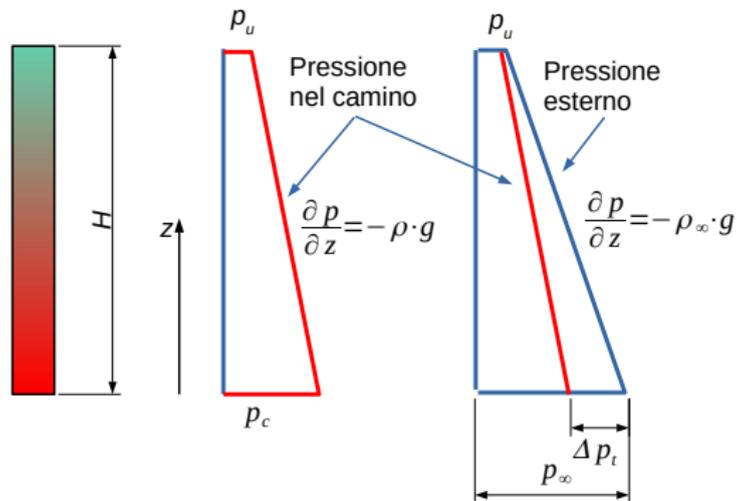


Caldaia Atmosferica



Caldaia presurizzata





Funzionamento

$$p_{\infty} = p_u + g \cdot \rho_{\infty} \cdot H$$

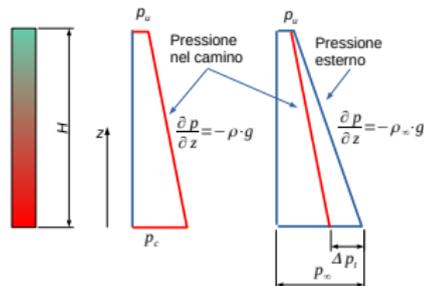
$$p_c = p_u + g \cdot \rho \cdot H$$

$$\Delta p_t = p_{\infty} - p_c = g \cdot H \cdot (\rho_{\infty} - \rho_c)$$

$$\beta = - \left(\frac{\partial \rho}{\partial z} \right)_p = - \frac{\rho_{\infty} - \rho_c}{T_{\infty} - T_c}$$

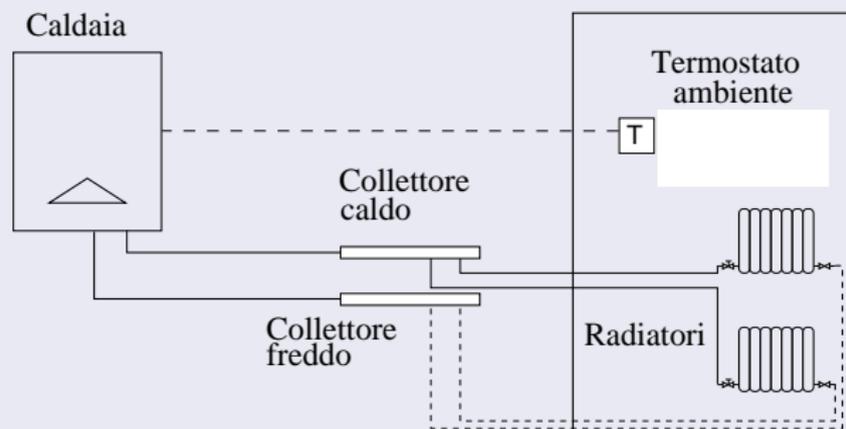
$$\rho_{\infty} - \rho_c = \beta \cdot (T_c - T_{\infty})$$

$$\Delta p_t = p_{\infty} - p_c = g \cdot H \cdot \beta \cdot (T_c - T_{\infty})$$

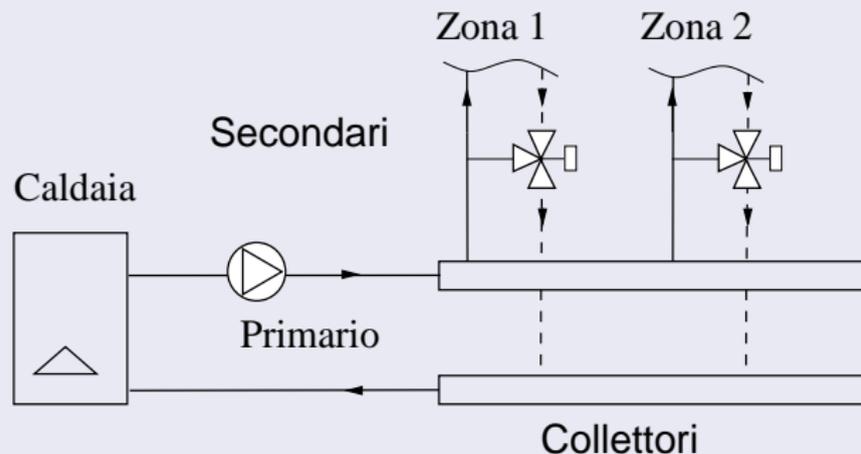


Tipologia di impianti

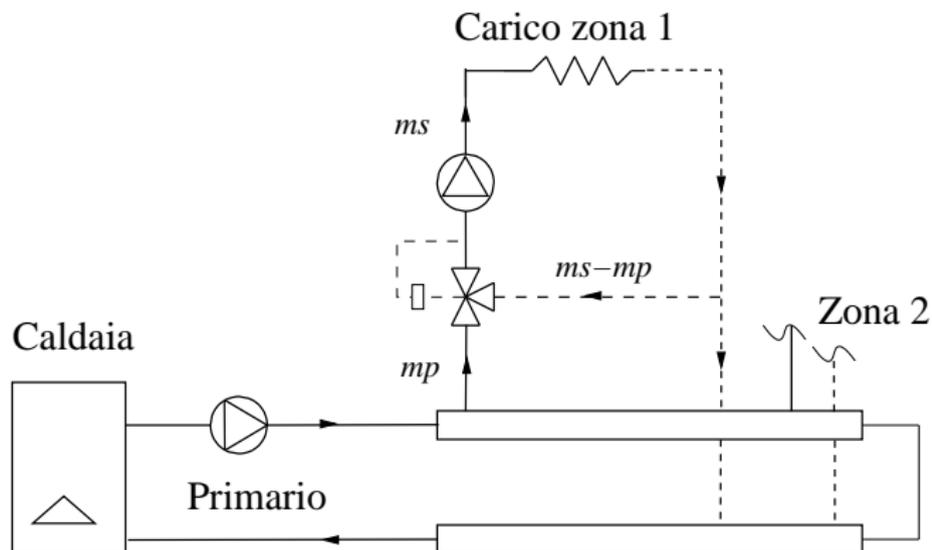
monofamiliare



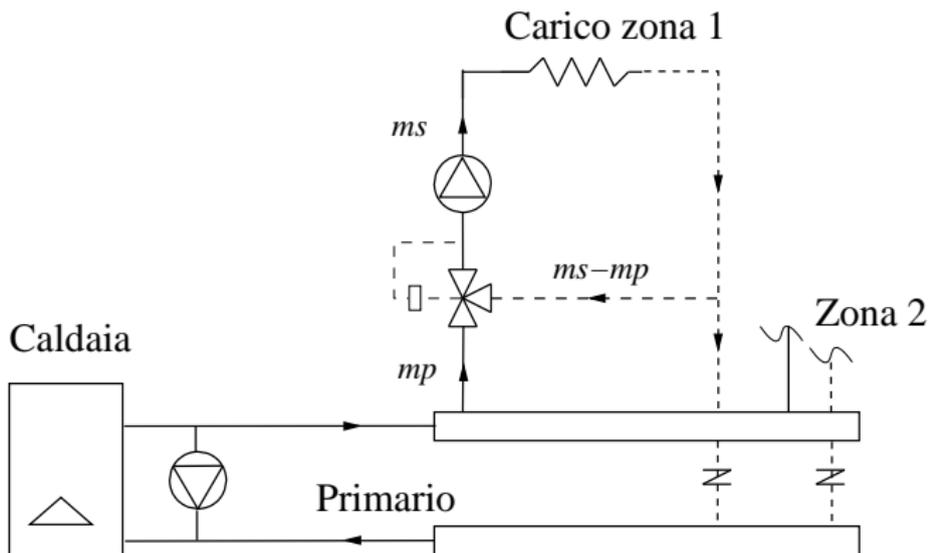
monofamiliare grande



Impianti a miscelazione

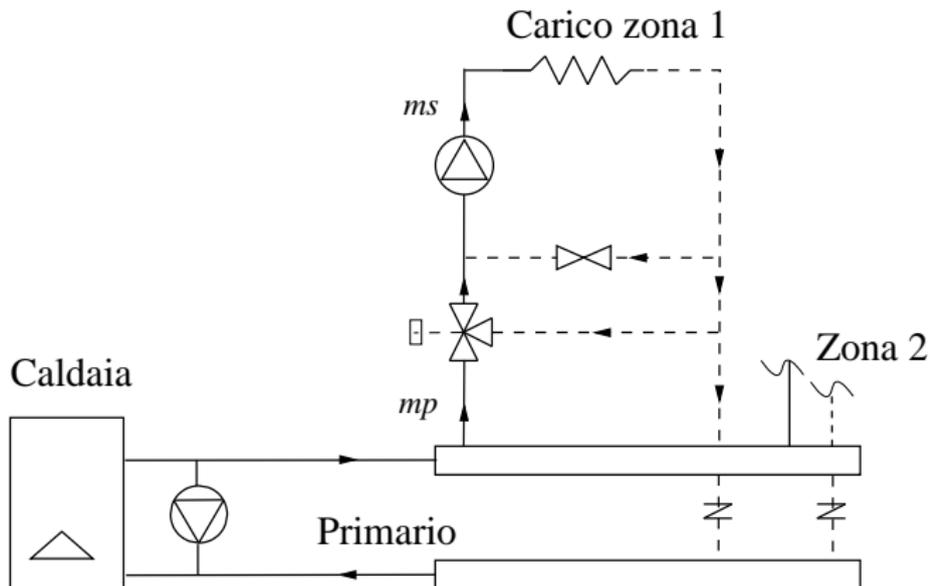


Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE senza pompa sul primario

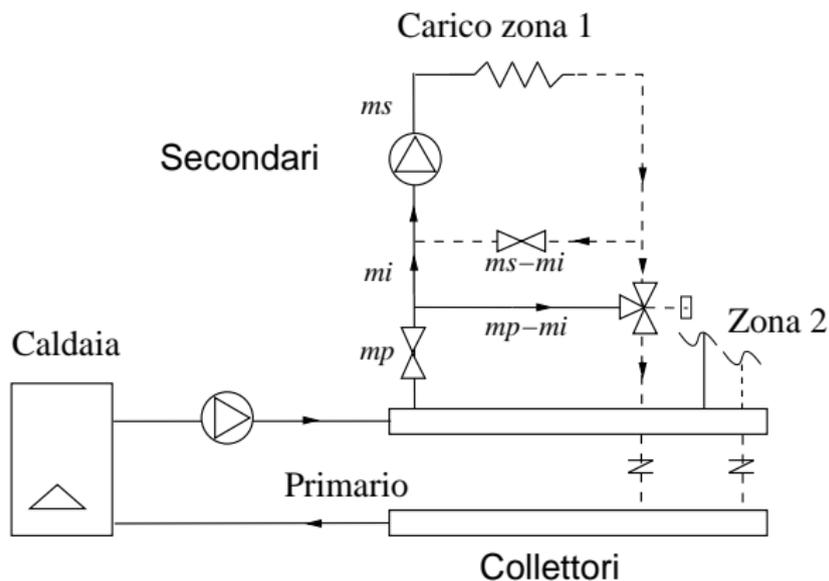


Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE

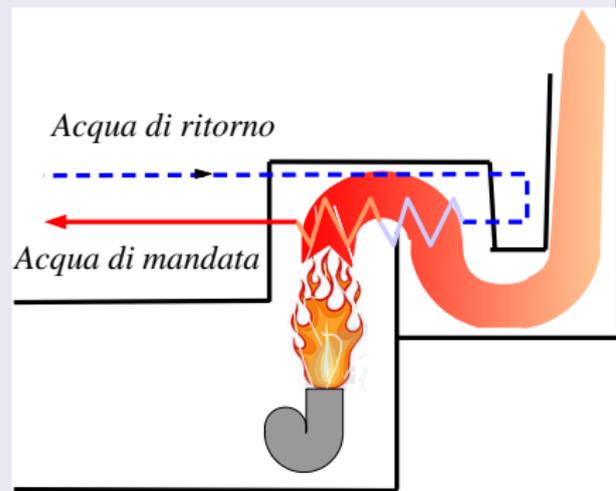
con Bypass



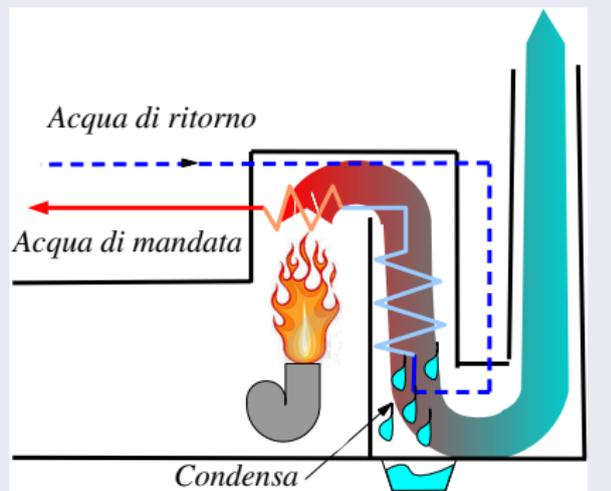
Impianto di riscaldamento a INIEZIONE



caldaia tradizionale



caldaia a condensazione



Caldaia a condensazione

rendimenti > 1

Caldaia tradizionale

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

η_{t100} = rendimento a massimo carico riferito ad H_i

H_i = potere calorifico *inferiore*

R = potenza del ventilatore del bruciatore (trascurabile)

Caldaia a condensazione

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

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

η = rendimento a massimo carico riferito ad H_s

Generalità

- Alternativa alla generazione di calore attraverso caldaia
- posso considerare parte del calore come fonte rinnovabile
- a seconda della tipologia le prestazioni possono variare in maniera drastica
- da considerare per nuovi edifici
- funziona con temperature di mandata basse

Classificazione per fonte di energia

Fonte di energia	Tipologia fonte di energia sfruttata	Modalità di estrazione
Aria esterna	Rinnovabile "aerotermica"	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria esterna
Aria interna	Non rinnovabile se proveniente da sistemi impieganti energie fossili, ad esclusione dell'aria di espulsione	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria interna di espulsione in sistemi di recupero
Roccia	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Terreno	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di falda	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di mare	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di lago	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di fiume	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acque di risulta e liquami di processi tecnologici	Non rinnovabile	Raffreddamento acque e/o liquami di processo
Liquami urbani	Assimilabile a rinnovabile	Raffreddamento liquami urbani

Pompe di calore

Condizioni di riferimento per i dati prestazionali forniti dal fabbricante. Pompe di calore per solo riscaldamento o funzionamento combinato

Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria	Temperatura pozzo			T pozzo caldo	
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55

Temperature limite di funzionamento

Si deve tener conto delle temperature limite

$\theta_{H,off}$ temperatura alla quale la pompa viene disattivata dal sistema di controllo, temperatura di bilanciamento default 20 °C

$\theta_{w,off}$ temperatura alla quale la pompa viene disattivata dal sistema di controllo, ACS compresa tra 45 e 65 °C

TOL temperatura limite funzionamento sorgente fredda, imposta dal fabbricante

$\theta_{H,cut-off,min}$ dato progettuale, temperatura alla quale si disattiva la pompa di calore

$\theta_{H,cut-off,max}$ temperatura di disattivazione del pozzo caldo

Fattore di carico della pompa di calore

- Si determina la temperatura del pozzo freddo
- si distingue tra acqua ed aria
- si determina la potenza massima della pompa di calore per le temperature ricavate
- si calcola il fattore di carico della macchina

$$CR = \frac{\Phi_{H, hp, out, bin}}{\Phi_{bin, max, H}}$$

deve essere valutato il dimensionamento della pompa di calore in funzione del carico termico dell'edificio

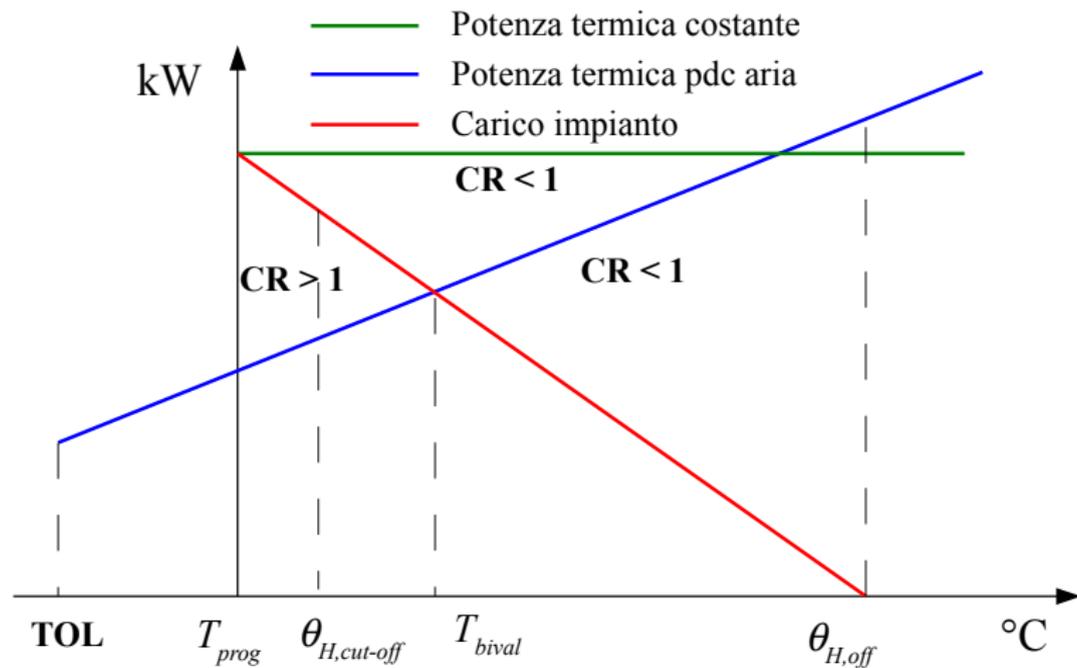
- Ⓐ la pompa copre tutto il carico termico
- Ⓑ copre solo parzialmente il carico, integrazione mediante resistenza elettrica o altro generatore integrato
- Ⓒ inserita in un impianto dove è previsto la presenza di un generatore aggiuntivo

La pompa nei casi B e C funziona in modalità bivalente, la temperatura alla quale $CR = 1$ è chiamata *temperatura bivalente*

Funzionamento alla temperatura bivalente

- 1 funzionamento alternato: la pompa di calore viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e viene attivato il generatore di integrazione che fornisce tutta la potenza termica fino al carico di progetto;
- 2 funzionamento parallelo: la pompa di calore non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e viene attivato il generatore di integrazione che fornisce la quota residua di potenza termica;
- 3 funzionamento parzialmente parallelo: la pompa di calore non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e per temperature maggiori viene attivato il generatore di integrazione che deve fornire la potenza residua. Alla temperatura $\theta_{H,cut-off,min}$ la pompa di calore viene disattivata e tutta la potenza termica richiesta deve essere fornita dal generatore di integrazione.

Funzionamento Pompa di Calore



- 1 $CR > 1$ e $\theta_f > \theta_{cut-off,min}$ funzionamento a pieno carico, ma non sufficiente a coprire il carico
- 2 $CR = 1$ funzionamento a pieno carico, sufficiente a coprire il carico
- 3 $CR < 1$ funzionamento parzializzato sufficiente, a coprire il carico
- 4 $\theta_f < \theta_{cut-off,min}$, pompa di calore disattivata
- 5 $\theta_f \leq TOL$, pompa di calore disattivata

PDC funzionamento bivalente

Impianto bivalente a pompa di calore aria-acqua

(schema funzionale)

L'impianto è costituito essenzialmente da:

- una pompa di calore aria-acqua,
- una caldaia murale,
- un bollitore a camicia,
- un circuito per servire i terminali.

Il bollitore a camicia è utilizzato **sia come tampone sia per produrre acqua calda sanitaria**.

I terminali sono serviti da un circuito la cui pompa è asservita ad un termostato ambiente.

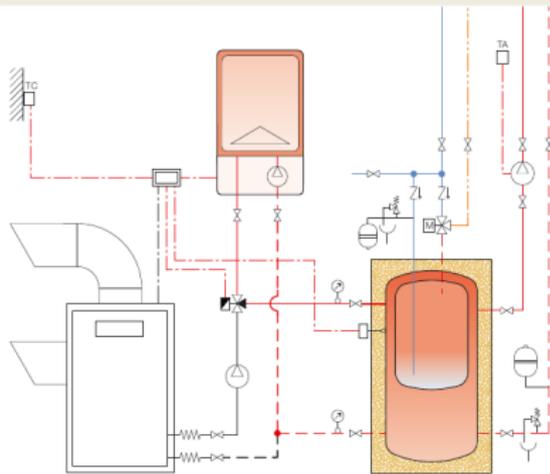
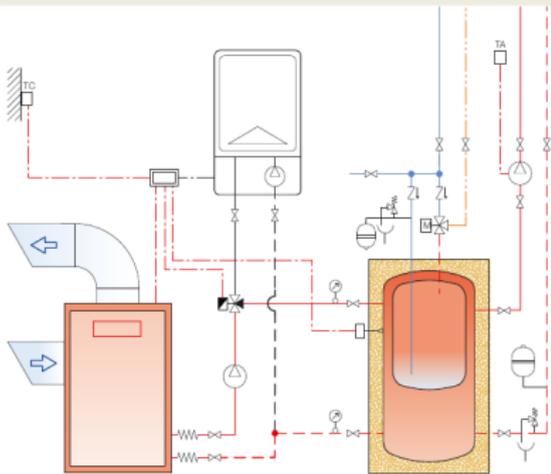
L'impianto funziona **con pompa di calore attiva e caldaia disattivata**, quando la temperatura dell'aria

esterna (rilevata dal termostato di commutazione) **supera il valore impostato**. In tale fase, la valvola deviatrice apre la via che collega direttamente la pompa di calore al bollitore.

Per contro l'impianto funziona **con caldaia attivata e pompa di calore disattivata**, quando la temperatura dell'aria esterna è **inferiore al valore impostato**. In tale fase, la valvola deviatrice apre la via che collega direttamente la caldaia al bollitore.

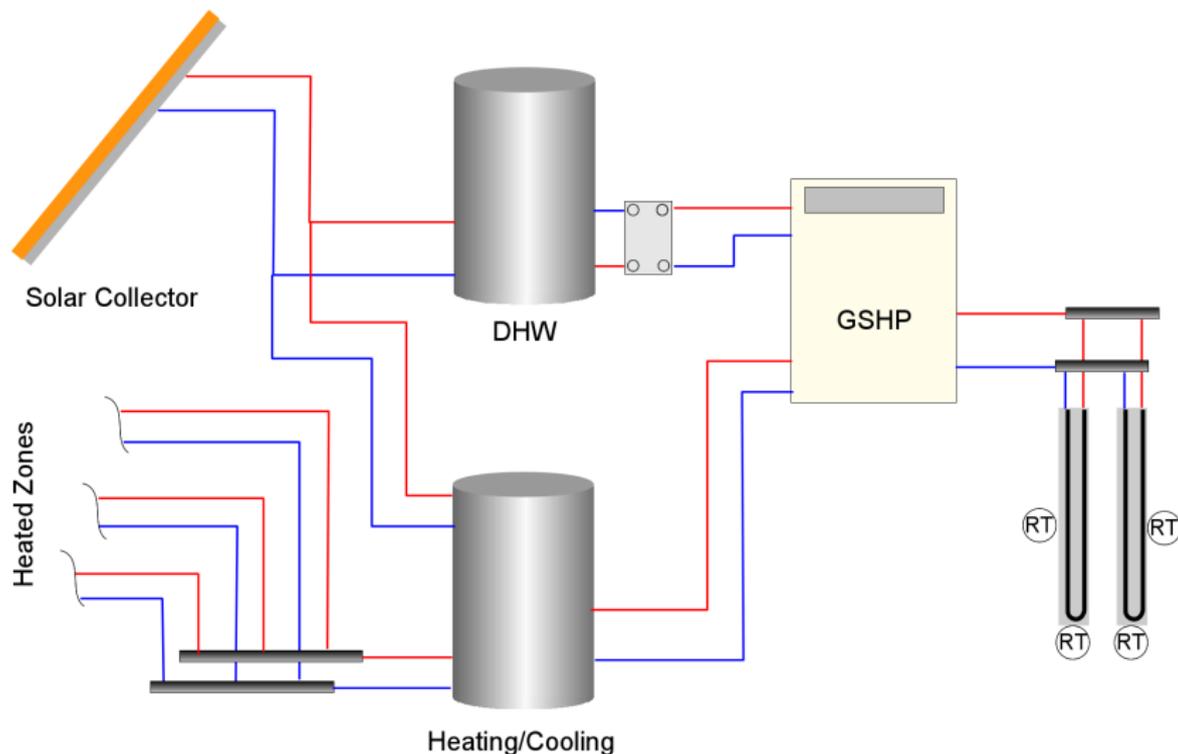
Il **miscelatore termostatico** serve a regolare la temperatura dell'acqua calda sanitaria quando è prodotta dalla caldaia.

	Valvola deviatrice		Giunzione antivibrante
	Miscelatore		Valvola di ritegno
	Termostato ad immersione		Valvola di intercettazione
	Termostato commutazione		Valvola di sicurezza
	Termostato ambiente		Vaso di espansione
	Termometro		



Schema PDC Geotermica

edificio realizzato a Trieste



Schema PDC Geotermica

edificio realizzato a Trieste



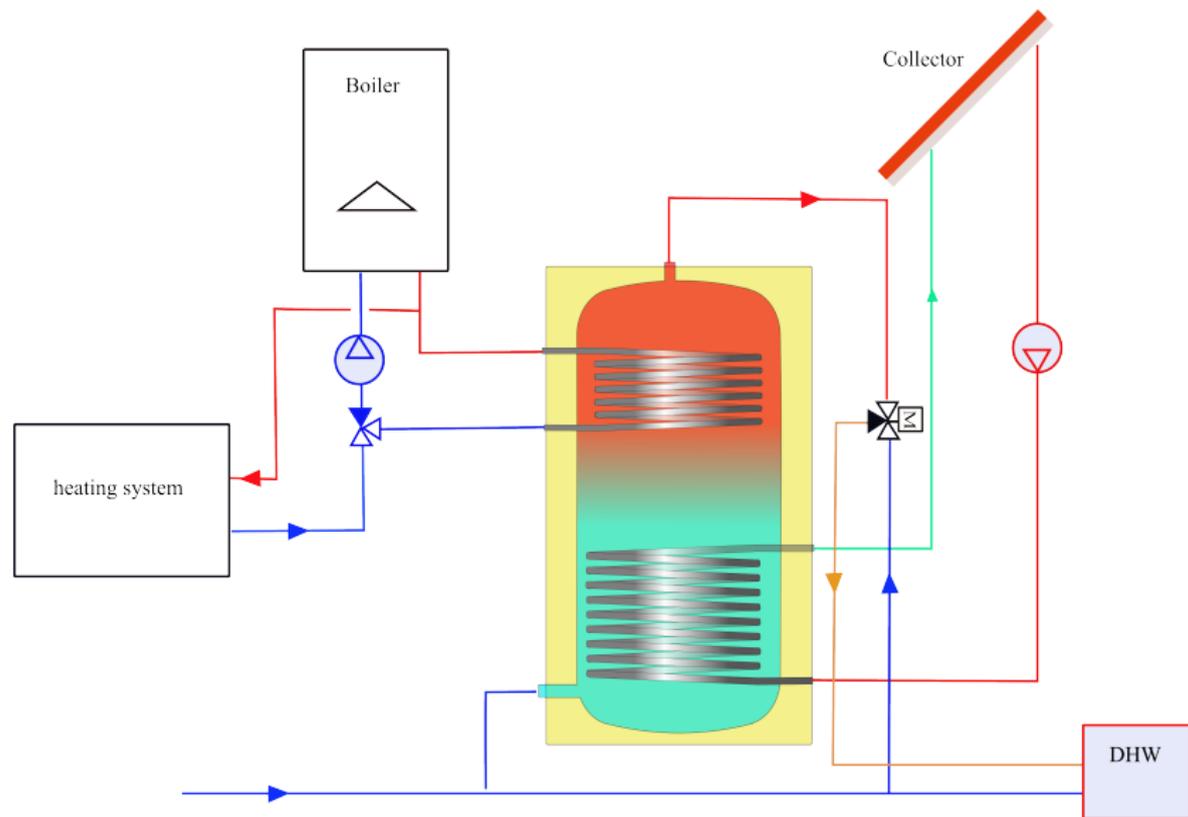
tipologia di produzione

- ① scalda-acqua autonomi di tipo istantaneo o accumulo
- ② Impianto centralizzato di produzione di acqua calda sanitaria, generatore dedicato
- ③ impianto autonomo con generatore combinato per riscaldamento e produzione istantanea ACS
- ④ impianto autonomo con generatore combinato per riscaldamento e ACS con accumulo

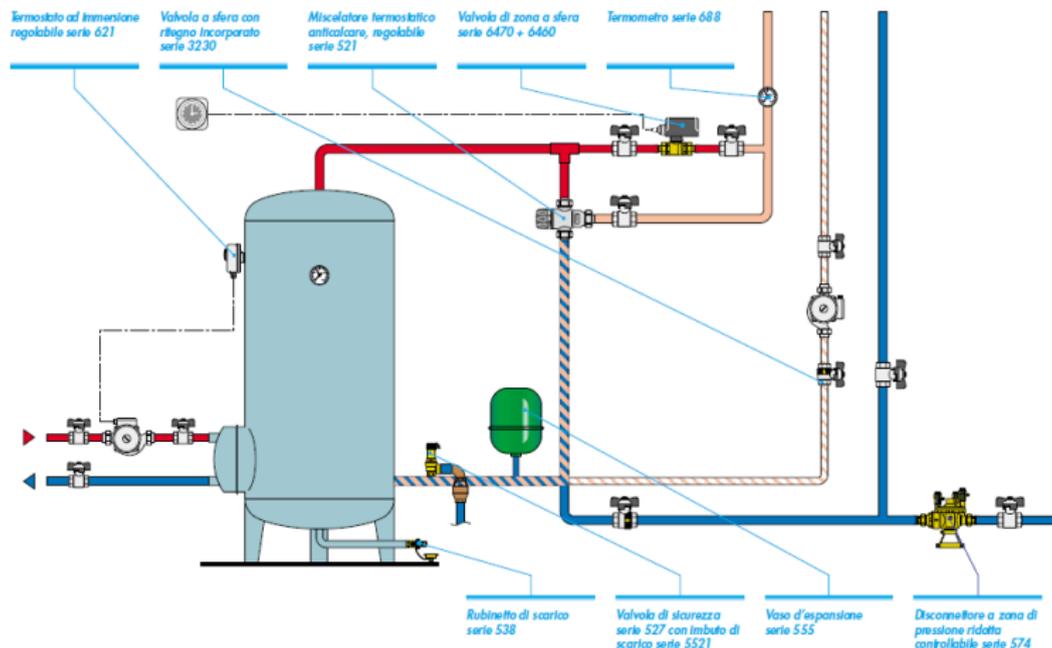
Problematiche

- 1 devo produrre Acqua calda garantendo la sicurezza
- 2 la produzione può essere istantaneo o con accumulo
- 3 nei grandi impianti devo inserire un ricircolo
- 4 Nell'accumulo la temperatura deve essere sufficientemente alta per evitare problemi con la legionella
- 5 posso realizzare impianti con integrazione solare

Sistema con integrazione solare

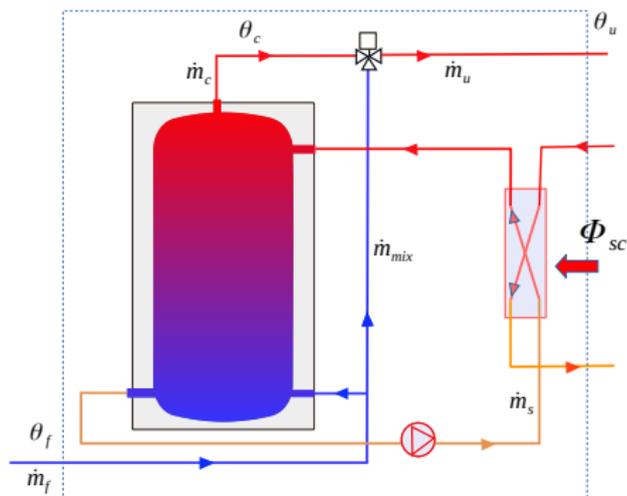


COMPONENTI PER LA REGOLAZIONE E LA DISINFEZIONE TERMICA IN IMPIANTI AD ACCUMULO DI MEDIE DIMENSIONI



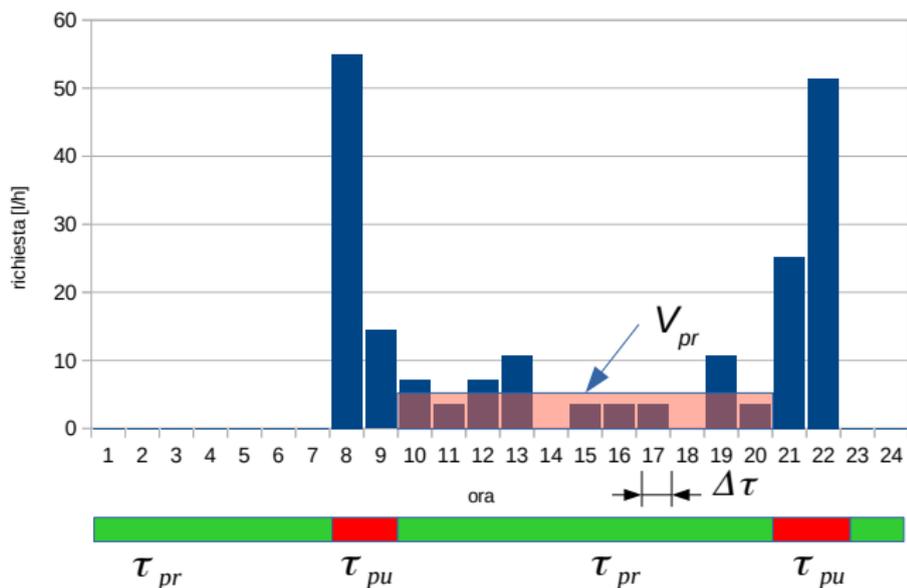
dimensionamento accumulo termico

accumulo con scambiatore esterno



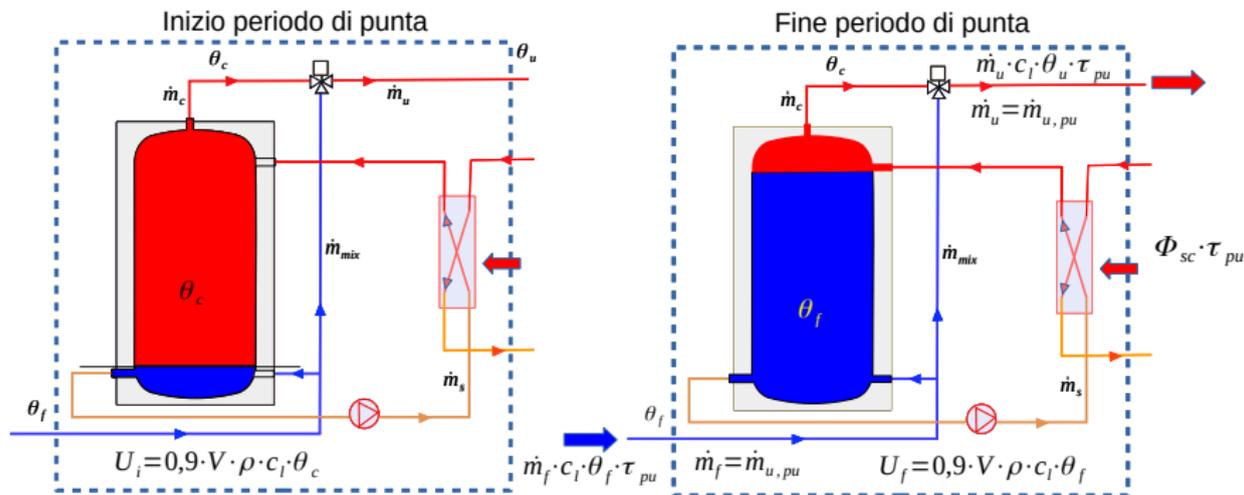
dimensionamento accumulo termico

accumulo con scambiatore esterno



Dimensionamento Accumuli

Fase di scarica



Bilancio termico

$$\dot{m}_u \cdot c_l \cdot \theta_u \cdot \tau_{pu} = \dot{m}_u \cdot c_l \cdot \theta_f \cdot \tau_{pu} + \\ + \Phi_{sc} \cdot \tau_{pu} + 0,9 \cdot V \cdot \rho \cdot c_l \cdot (\theta_c - \theta_f)$$

V volume accumulato

\dot{m}_u portata di acqua calda sanitaria utilizzata nel periodo di punta

θ_u la temperatura di utilizzo dell' acqua calda sanitaria

θ_f è la temperatura dell' acqua fredda di reintegro

θ_c è la temperatura di stoccaggio dell' acqua all'interno dell'accumulo

τ_{pr} è il tempo di preriscaldamento

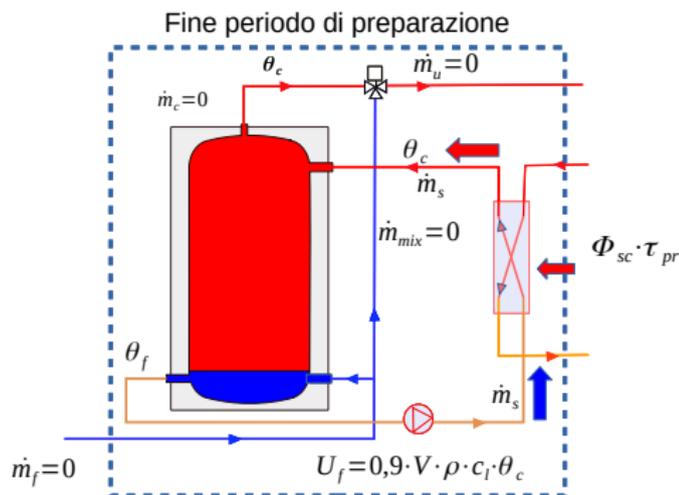
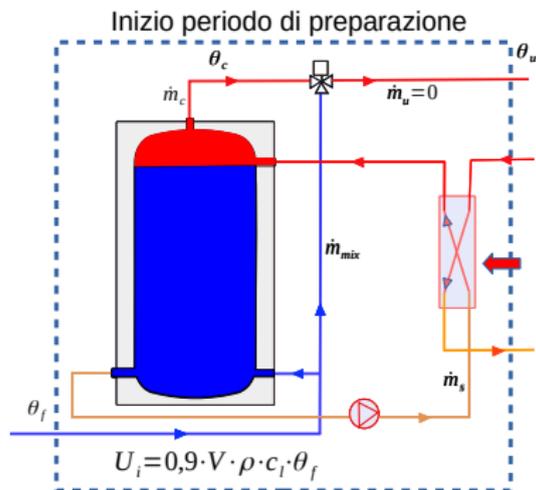
τ_{pu} è il tempo del periodo di massimo consumo o di punta

c_l è il calore specifico dell'acqua

ρ è la densità dell'acqua

Dimensionamento Scambiatore

Fase di carica



Dimensionamento scambiatore

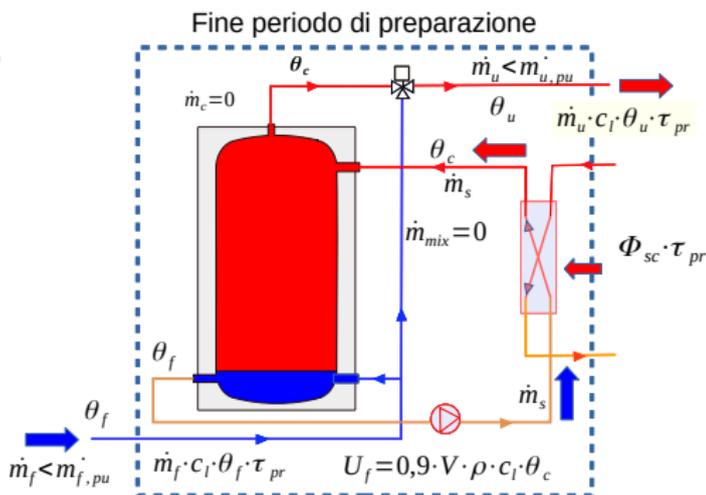
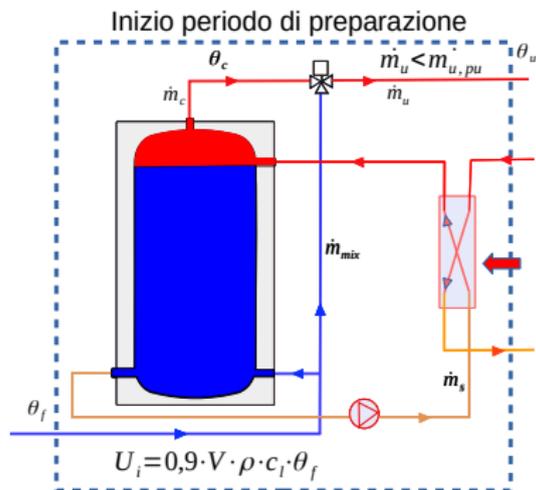
$$\Phi_{sc} = 0,9 \cdot \frac{V \cdot \rho \cdot c_l \cdot (\theta_c - \theta_f)}{\tau_{pr}}$$

Volume accumulato

$$V = \frac{1}{0,9} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \dot{m}_u \cdot \tau_{pu} \cdot \frac{\theta_u - \theta_f}{\theta_c - \theta_f} \cdot \frac{\tau_{pr}}{\tau_{pr} + \tau_{pu}}$$

Dimensionamento Scambiatore

Fase di carica con prelievo



dimensionamento accumulo termico

con prelievo durante la carica

Dimensionamento scambiatore

$$\Phi_{sc} = 0,9 \cdot \frac{V \cdot \rho \cdot c_l \cdot (\theta_c - \theta_f)}{\tau_{pr}} + \bar{\Phi}_{pr}$$

$$\bar{\Phi}_{pr} = \frac{\sum_{\tau_{pr}} \dot{m}_{pr} \cdot \Delta T \cdot c_l \cdot (\theta_u - \theta_f)}{\tau_{pr}} = \frac{\rho \cdot V_{pr} \cdot c_l \cdot (\theta_u - \theta_f)}{\tau_{pr}}$$

$\bar{\Phi}$ potenza media richiesta nel periodo di precarica

V_{pr} volume d'acqua prelevato nel periodo di precarica

Volume accumulato

$$V = \frac{1}{0,9} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \dot{m}_u \cdot \tau_{pu} \cdot \frac{\theta_u - \theta_f}{\theta_c - \theta_f} \cdot \frac{\tau_{pr}}{\tau_{pr} + \tau_{pu}} - \frac{\bar{\Phi}_{pr} \cdot \tau_{pu}}{0,9 \cdot \rho \cdot c_l \cdot (t_c - t_f)} \cdot \frac{\tau_{pr}}{\tau_{pr} + \tau_{pu}}$$