

# Sistemi di Distribuzione ad Acqua

## Corso di Impianti Termotecnici di bordo

Marco Manzan

**Università di Trieste**  
**Dipartimento di Ingegneria e Architettura**

settembre 2024

- 1 a liquido (**acqua o acqua additivata**), sono adatti al controllo della sola temperatura interna e non dell'umidità; vengono dimensionati in base al carico sensibile, si usano solitamente per il riscaldamento ed il raffrescamento. Essi possono essere di tre diversi tipi:
  - a radiatori (uso solo invernale)
  - a ventilconvettori (uso invernale ed estivo)
  - a pannelli radianti (uso invernale e talvolta estivo).
- 2 Impianti **ad espansione diretta** (uso invernale ed estivo e per piccole e medie potenze).
- 3 Sistemi **a tutt'aria**, sono adatti al controllo sia della temperatura che dell'umidità interna; possono essere a loro volta divisi
  - monocondotto
  - doppio condotto
  - portata costante o variabile
- 4 Sistemi misti **aria e acqua**
  - parte ad acqua controlla la temperatura
  - parte ad aria controlla l'umidità

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

$\Delta p_l$  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
- $\Delta p_l$  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

$\rho$  densità del fluido

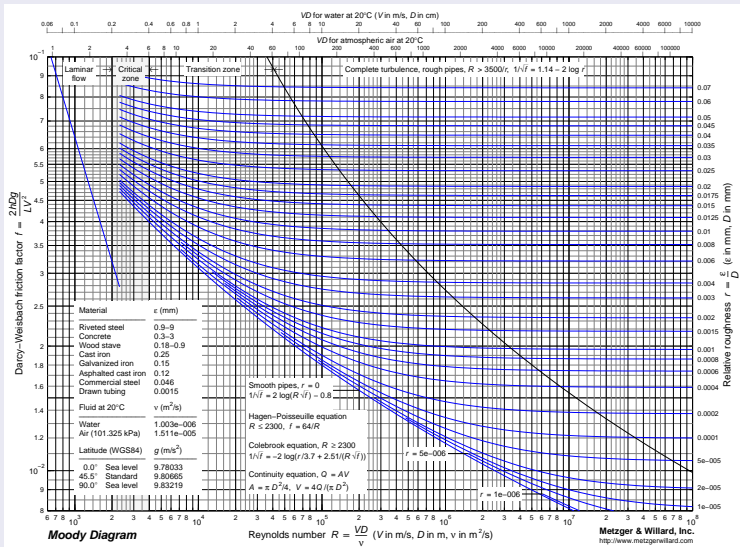
$v$  velocità del fluido

$F_a$  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 inossidato
- 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)

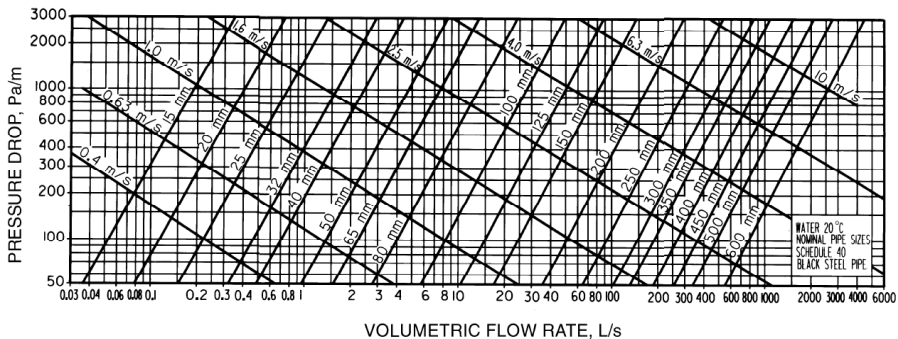
$$F_a = 0,07 Re^{-0,13} D^{-0,14}$$

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

# Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

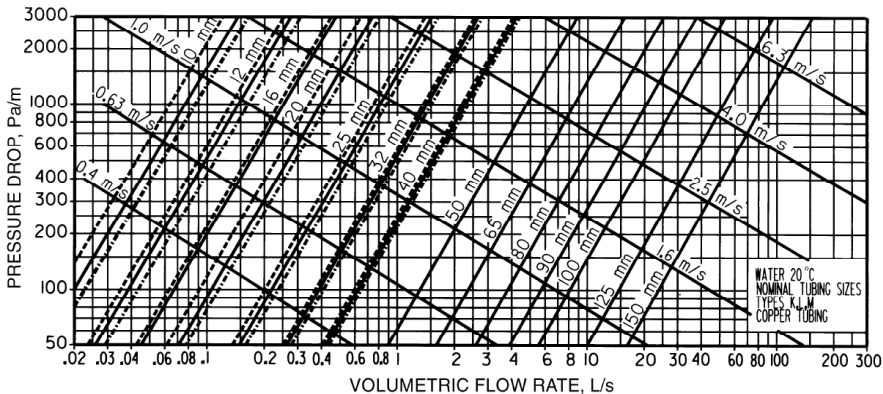
## tubi in acciaio



# Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

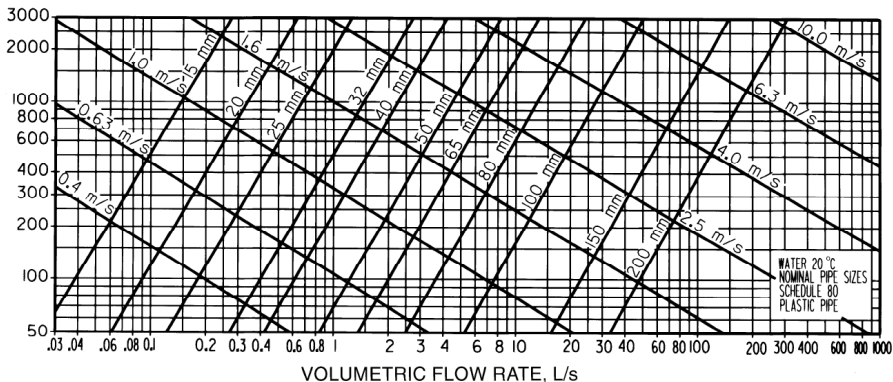
## tubi in rame



# Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

## tubi in plastica

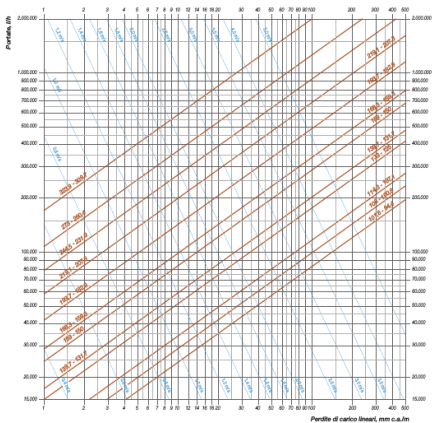




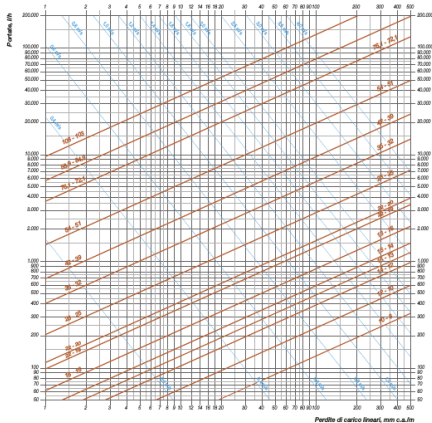
# Diagrammi scelta dei tubi

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

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

$\xi$  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 &gt; 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 &gt; 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  $\text{l/h}$  ottenuta con  $\Delta p = 0,01$  bar.

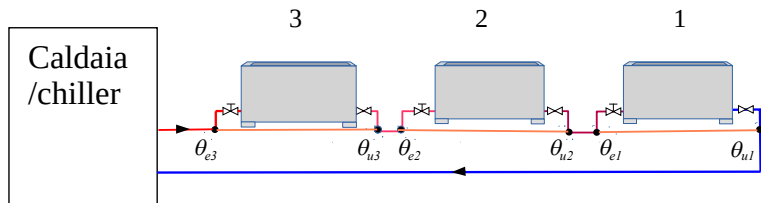
# Tipologie di distribuzione:

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.



# distribuzione monotubo



## Temperature

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

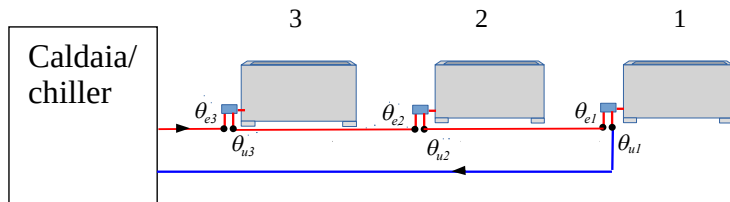
$$\Delta\theta_{a2} = (\theta_{e2} + \theta_{u2}) / 2 - \theta_{aria}$$

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

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

# distribuzione monotubo

valvola 4 vie



## Temperature

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

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

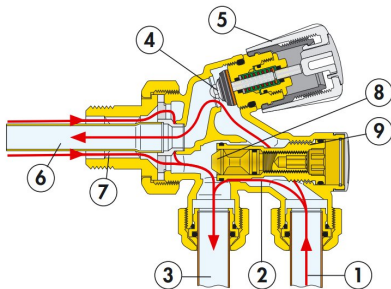
$$\Delta\theta_{a1} = (\theta_{e1} + \theta_{u1}) / 2 - \theta_{aria}$$

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

- 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.

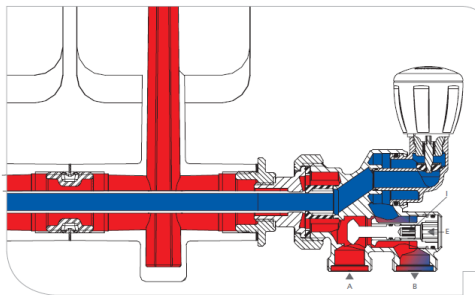
# Valvola a 4 vie

- 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.

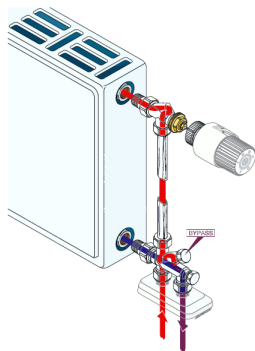


fonte Caleffi

# Valvola a 4 vie



fonte Giacomini



fonte IVAR

Si analizza un anello per volta:

- 1 Si calcola la potenza  $\Phi_A$  da fornire a tutto l'anello, somma delle potenze termiche  $\Phi_T$  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

# perdita di carico dell'anello

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

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

$\Delta p_A$  perdita di carico globale sull'anello

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

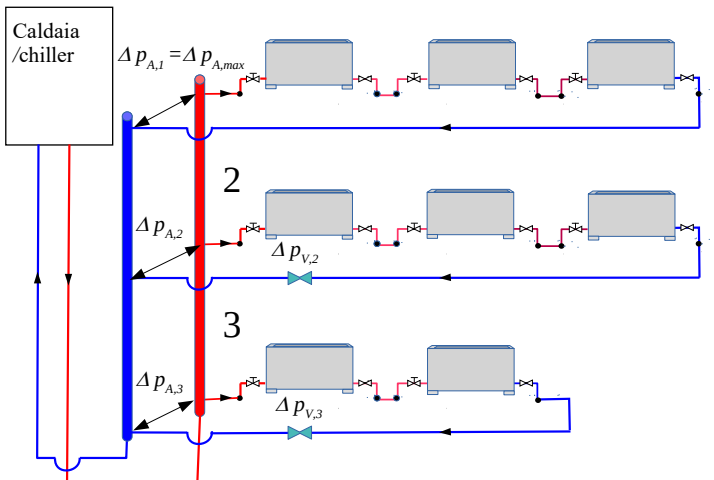
$L_A$  Lunghezza del tubo nell'anello.

$\Delta p_i$  perdita di carico sul singolo terminale

$\xi_j$  coefficiente di perdita di carico localizzata

$v_A$  velocità del fluido nel tubo

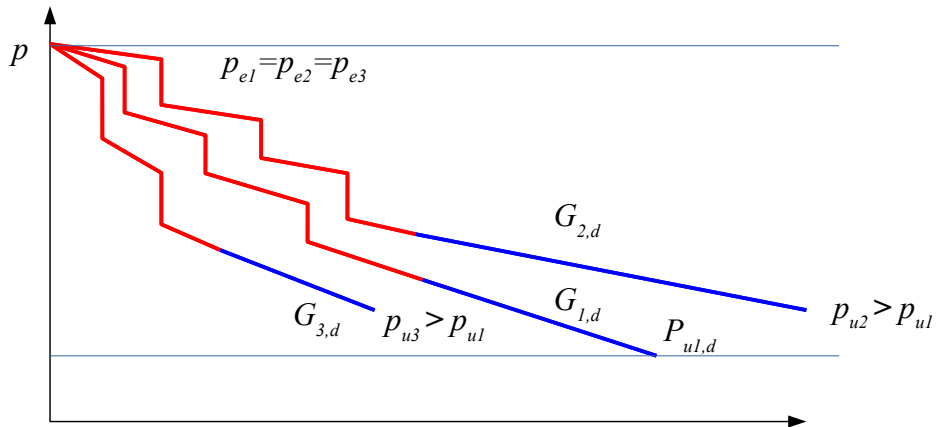
# distribuzione con più circuiti





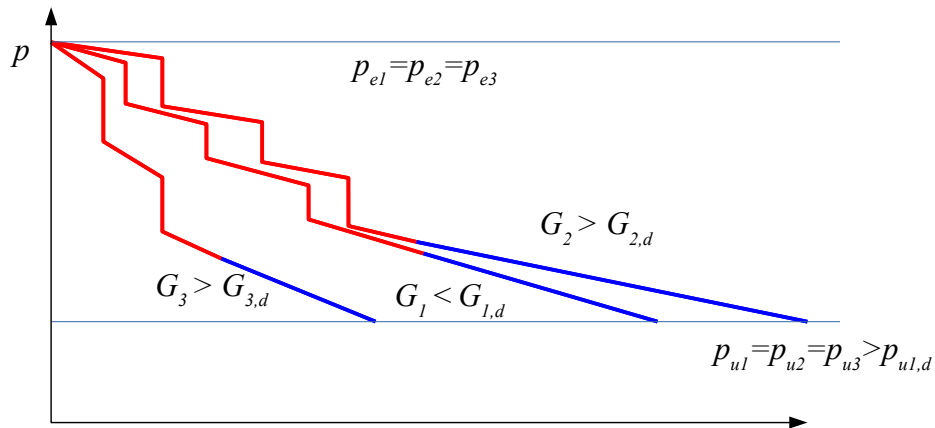
# Monotubo anelli in parallelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



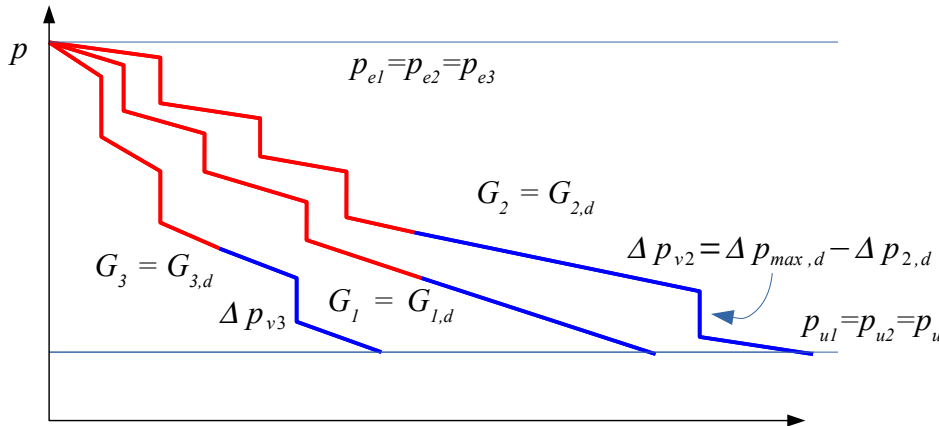
# Monotubo anelli in parallelo

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  $\Delta P_V$  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

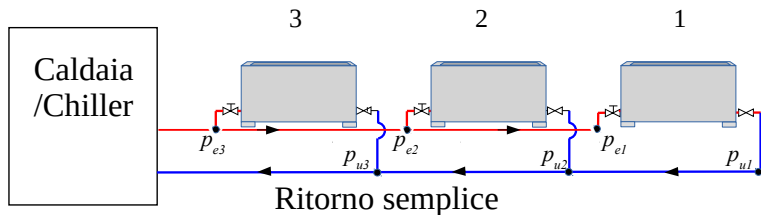
## ritorno diretto

- 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



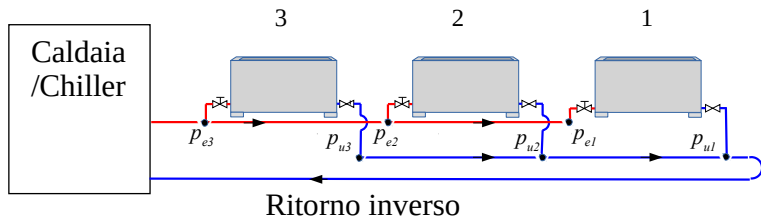
## Perdita di carico disponibile

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

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

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

# 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

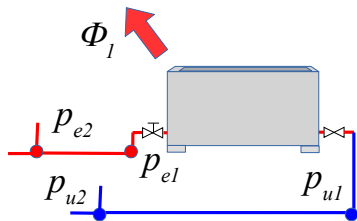
## dimensionamento e bilanciamento

### 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

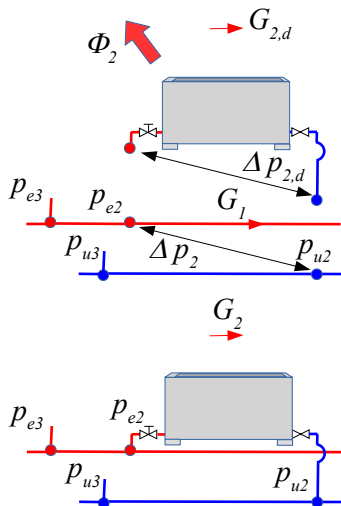
### secondo terminale

- 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  $\Delta p$  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

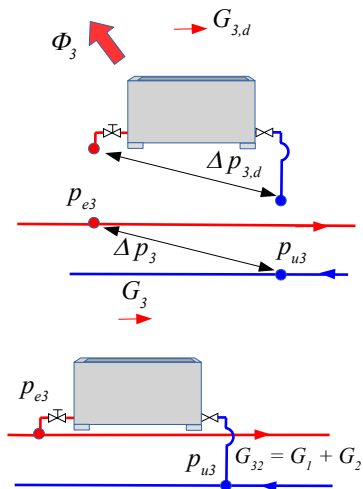
- 1 si determina la portata come somma delle portate
- 2 si dimensiona il condotto con le nuove portate calcolando la nuova  $\Delta p_3$
- 3 si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto  $\Delta p_{3,d}$
- 4 si bilancia alla  $\Delta p_3$  disponibile
- 5 se la nuova portata è eccessiva si aggiunge una perdita di carico  $\Delta p_{v,3}$

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

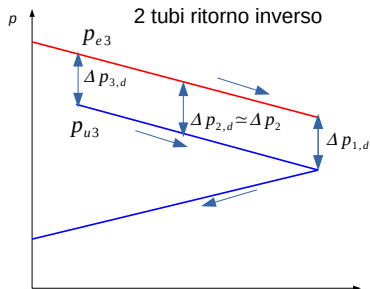
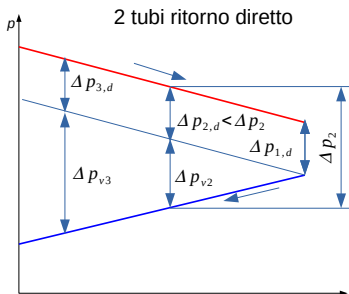
$$\Delta p_3 = \Delta p_2 + r_{32} \cdot L_{32} + \sum_j \xi_{32,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{32}^2$$

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

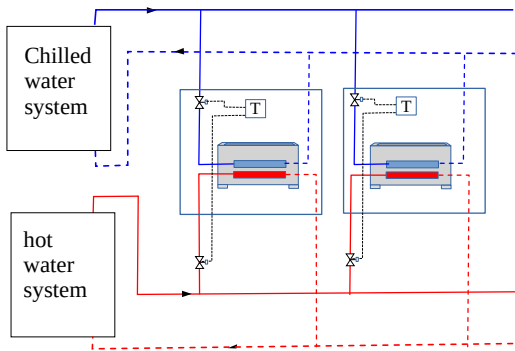
$$\Delta p_{v,3} = \Delta p_3 - \Delta p_{3,d}$$



# 2 tubi andamento pressioni



# distribuzione 4 tubi



## Perdita di carico disponibile

- permette di riscaldare e raffreddare contemporaneamente
- i ventilconvettori hanno 2 batterie di scambio termica
- maggiore flessibilità

## 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

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

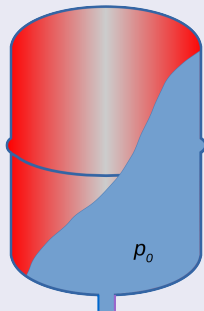
$V_A$  Volume dell'impianto

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

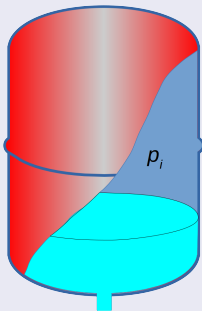
$t_m$  temperatura massima ammissibile in °C

# Vasi d'espansione

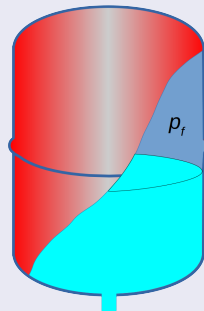
senza diaframma



a)



b)

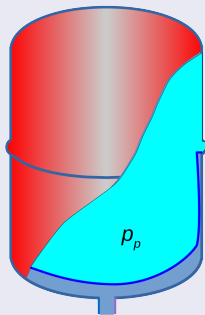


c)

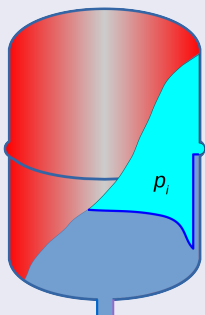


# Vasi d'espansione

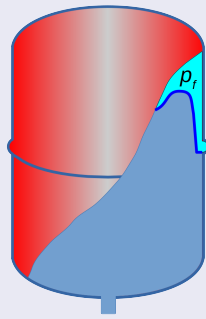
con diaframma



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 di precarica

$p_f$  pressione di taratura della valvola di sicurezza, più la pressione dovuta al dislivello tra valvola e vaso d'espansione

# 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

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

$E$  volume d'espansione

$p_p$  pressione assoluta di precarica (aumentata di un valore cautelativo per assicurare l'assenza di depressioni)

$p_f$  pressione assoluta di taratura della valvola di sicurezza

- $p_0 = p_{st} + 0,3 \text{ bar}$ ,  $p_{st}$  pressione idrostatica nel punto di inserzione del vaso,  
 $p_p = p_0 + 1$
- al volume d'espansione si aggiunge una quantità pari a  $V_{agg} = 0.5\% \cdot V_A$

# Dimensionamento Vasi

vasi con diaframma

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

$$E = V_v - V_f$$

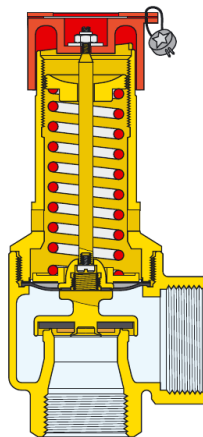
$$V_f = V_v \cdot \frac{p_p}{p_f}$$

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

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

## 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

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

- A** area minima netta dell'orifizio della valvola, in centimetri quadrati;  
 **$\dot{m}_v$**  portata di vapore della valvola di sicurezza, [kg/h];  
**F** 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										



- il fluido deve essere mosso dalle pompe
- in un circuito chiuso le pompe devono tener conto solo delle perdite del circuito
- in un circuito chiuso non si tiene conto dell'altezza
- la scelta della pompa deriva dalla dimensione dell'impianto e dalle perdite

- portata volumetrica [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] o massica [ $\text{kg}/\text{s}$ ]
- prevalenza in termini di altezza o pressione
- potenza
  - impressa al fluido  $P_i$
  - meccanica all'albero  $P$
  - elettrica assorbita  $P_e$
- altezza di aspirazione NPSH [m]
- rendimento idraulico della pompa  $\eta = \frac{P_i}{P}$
- rendimento del motore elettrico  $\eta_e = \frac{P}{P_e}$
- rendimento globale  $\eta_g = \eta \cdot \eta_e = \frac{P_i}{P_e}$

## potenza assorbita

$$P = \frac{\dot{m} \cdot g \cdot \Delta z}{\eta} = \frac{q_v \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta z}{\eta}$$
$$P = \frac{\dot{m} \cdot v \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{\eta}$$

## leggi di affinità, variazione numero di giri

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \frac{n_1}{n_2}$$
$$\frac{\Delta z_1}{\Delta z_2} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left[ \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \right]^2$$
$$\eta_1 = \eta_2$$
$$\frac{P_1}{P_2} = \left[ \frac{n_1}{n_2} \right]^3 \quad \text{se } \eta_1 = \eta_2$$

## leggi di affinità, variazione diametro della pompa

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\frac{\Delta z_1}{\Delta z_2} = \left[ \frac{\Delta D_1}{\Delta D_2} \right]^2$$

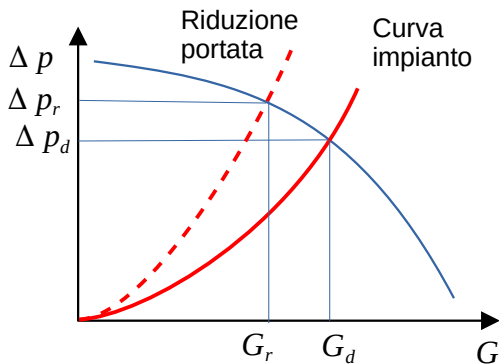
$$\frac{P_1}{P_2} = \left[ \frac{D_1}{D_2} \right]^3$$

$$\eta_1 = \eta_2$$

le ultime due relazioni solo approssimate

# Curva caratteristica

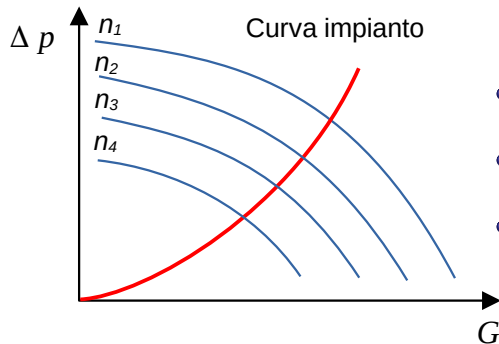
Pompe



- la curva caratteristica descrive il legame pressione portata
- il punto di funzionamento è l'intersezione con la curva impianto
- variando la curva dell'impianto, con valvole, varia il punto di funzionamento

# Curva caratteristica

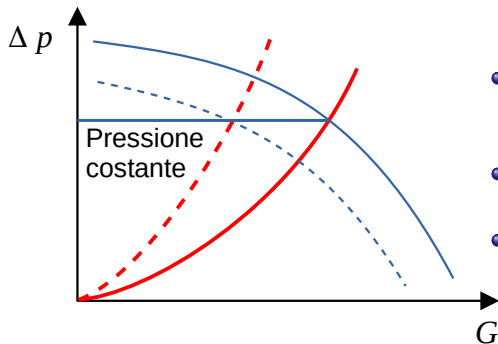
velocità variabile



- variando il numero di giri della pompa varia la curva caratteristica
- varia anche il punto di funzionamento
- diminuisce la portata, diminuisce la prevalenza

# Curva caratteristica

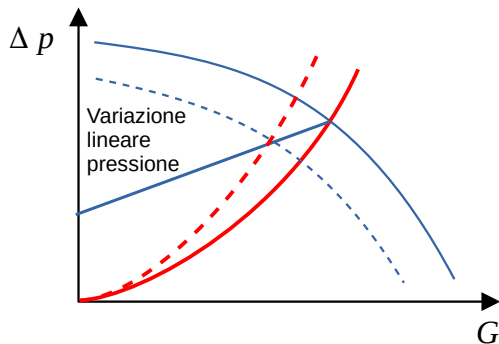
inverter, pressione costante



- le pompe consentono di variare i giri con controllo elettronico tramite inverter
- la regolazione può essere a pressione costante
- viene mantenuta la pressione al diminuire della portata

# Curva caratteristica

inverter, pressione lineare

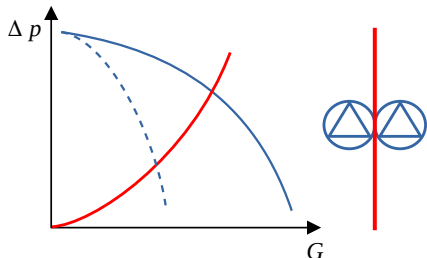


- le pompe consentono di variare i giri con controllo elettronico tramite inverter
- la regolazione può essere a pressione lineare
- la pressione diminuisce al diminuire della portata
- consente una riduzione del costo di pompaggio



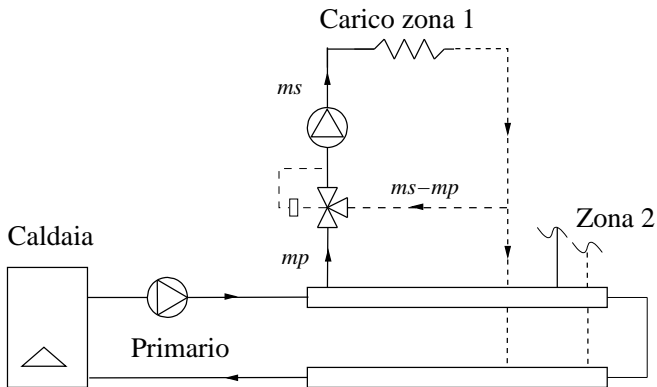
# Pompe accoppiate

funzionamento parallelo o alternato

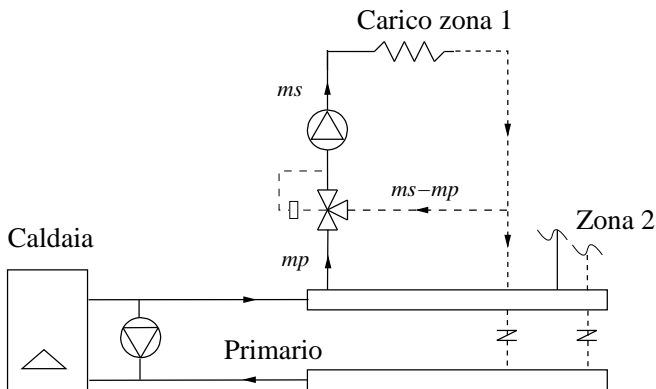


- le pompe possono essere accoppiate per aumentare la sicurezza
  - alternato: una pompa è tenuta di backup in caso di guasto
  - parallelo: se una pompa si guasta possono comunque far funzionare l'impianto con portate ridotte

# Impianti a miscelazione

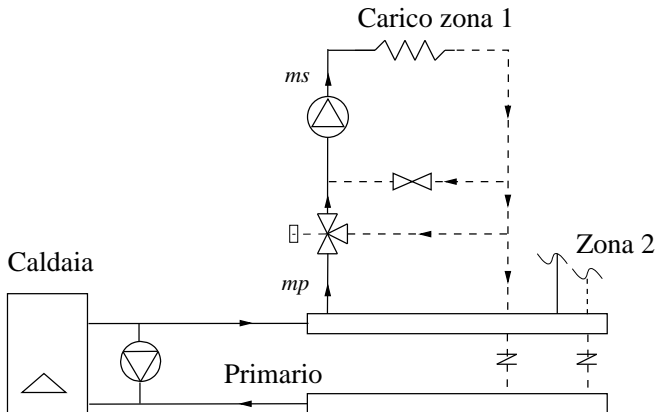


# Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE senza pompa sul primario



# Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE

con Bypass

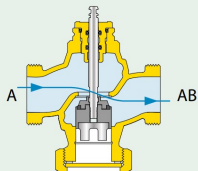




# Valvole

tipologia

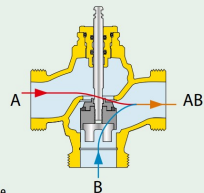
2 vie



Valvola di regolazione a 2 vie

fonte Caleffi

3 vie



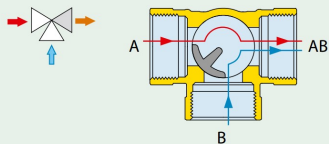
Valvola di regolazione a 3 vie

fonte Caleffi

# Valvole

tipologia

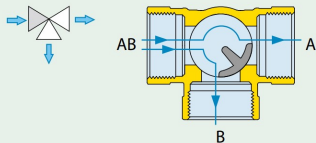
## miscelatrice



Valvola miscelatrice

fonte Caleffi

## deviatrice



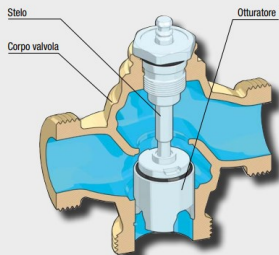
Valvola deviatrice

fonte Caleffi

### Globo

#### VALVOLE A GLOBO

In queste valvole l'otturatore ha un movimento lineare grazie al collegamento meccanico con un organo mobile detto stelo.



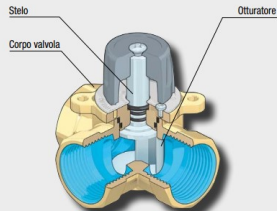
- Richiedono maggior spazio di installazione
- Hanno caratteristiche di regolazione più precise
- Presentano un trafilemento limitato
- Possono raggiungere un'elevata resistenza alla pressione statica

fonte Caleffi

### Settore

#### VALVOLE A SETTORE

In queste valvole l'otturatore ruota sul proprio asse aprendo le opportune luci sulle sedi della valvola. Il movimento è quindi rotativo.

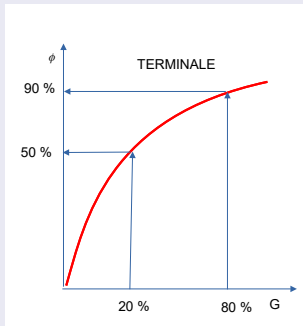


- Sono valvole compatte
- La caratteristica di regolazione è meno precisa
- Sono maggiormente soggette al fenomeno del trafilemento
- Hanno una resistenza limitata alla pressione statica

fonte Caleffi

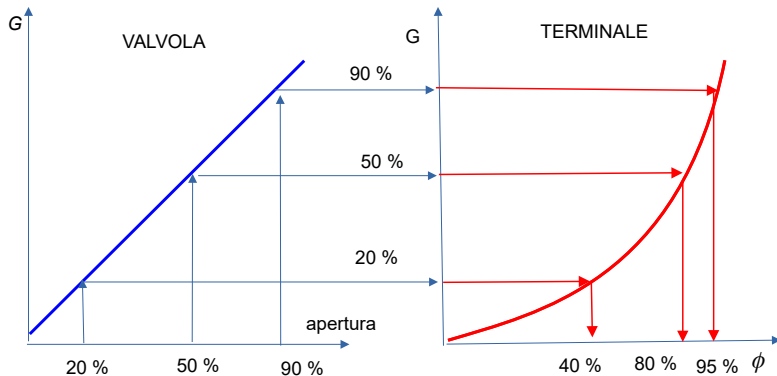


## caratteristica non proporzionale



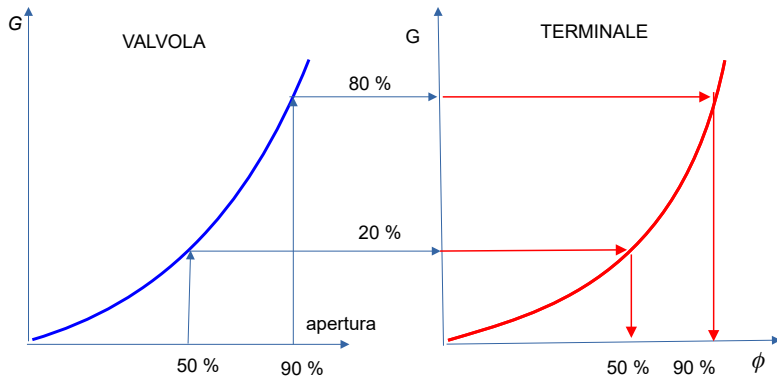
- il legame tra potenza di un terminale e portata non è lineare
- problemi con il controllo
- a grande spostamento corrisponde piccola variazione di potenza
- sarebbe auspicabile un andamento lineare

## valvola lineare



# valvola equipercentuale

## valvola equipercentuale



## valvola equipercentuale

$$G = G_0 \cdot e^{k \cdot h}$$

$$\frac{dG}{dh} = G_0 \cdot k \cdot e^{k \cdot h} = k \cdot G$$

$$\frac{dG}{G} = k \cdot dh$$

$G$  portata

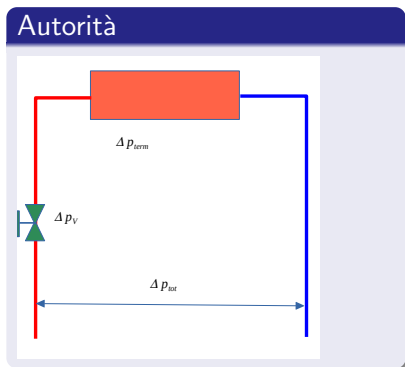
$h$  posizione dello stelo

$G_0$  parametro

$k$  parametro

# Autorità della valvola

controllo di circuiti



- per controllare il flusso utilizzo la valvola
- per controllare correttamente la portata la valvola deve avere una prevalenza elevata
- definisco l'autorità della valvola

$$A = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_{tot}} = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_{circ} + \Delta p_{term}}$$

- sarebbe auspicabile  $A > 0.5$

# Autorità della valvola

portata al variare dell'Autorità

- la valvola regola la portata variando il  $k_v$  nel range 0-  $k_{va}$  valvola tutta aperta
- la portata che si ottiene dipende dell'autorità

relazione tra  $G$  e  $k_v$

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_v + \Delta p_{circ} + \Delta p_{term} = \Delta p_v + \Delta p_{imp}$$

$$\Delta p_{imp} = \left( \frac{G}{k_{imp}} \right)^2$$

$$\Delta p_v = \left( \frac{G}{k_v} \right)^2$$

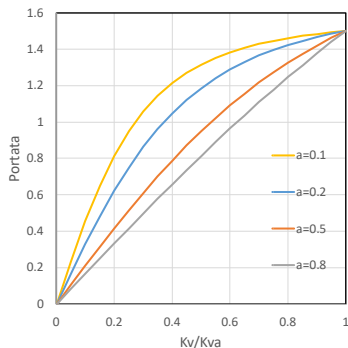
$$\Delta p_{tot} = \left( \frac{G}{k_{imp}} \right)^2 + \left( \frac{G}{k_v} \right)^2 = G^2 \cdot \left( \frac{1}{k_v^2} + \frac{1}{k_{imp}^2} \right)$$

$$G = \sqrt{\frac{\Delta p_{tot}}{1/k_v^2 + 1/k_{imp}^2}}$$

# Autorità della valvola

portata al variare dell'Autorità

## esempio Autorità



- Valvola con controllo lineare
- al variare dell'autorità varia la portata
- con bassa autorità il controllo diviene difficoltoso
- auspicabile  $A > 0.5$