Sistemi di Distribuzione ad Acqua

Corso di Impianti Termotecnici di bordo

Marco Manzan

Università di Trieste

Dipartimento di Ingegneria e Architettura

ottobre 2026

impianti di condizionamento

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

portata d'acqua

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 trascinamento dell'aria.

velocità consigliate

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

Tipi di moto

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

Equazione dell'energia meccanica

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

equazione energia meccanica

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 elle perdite lungo il tubo e nelle discontinuità

perdite di carico distribuite

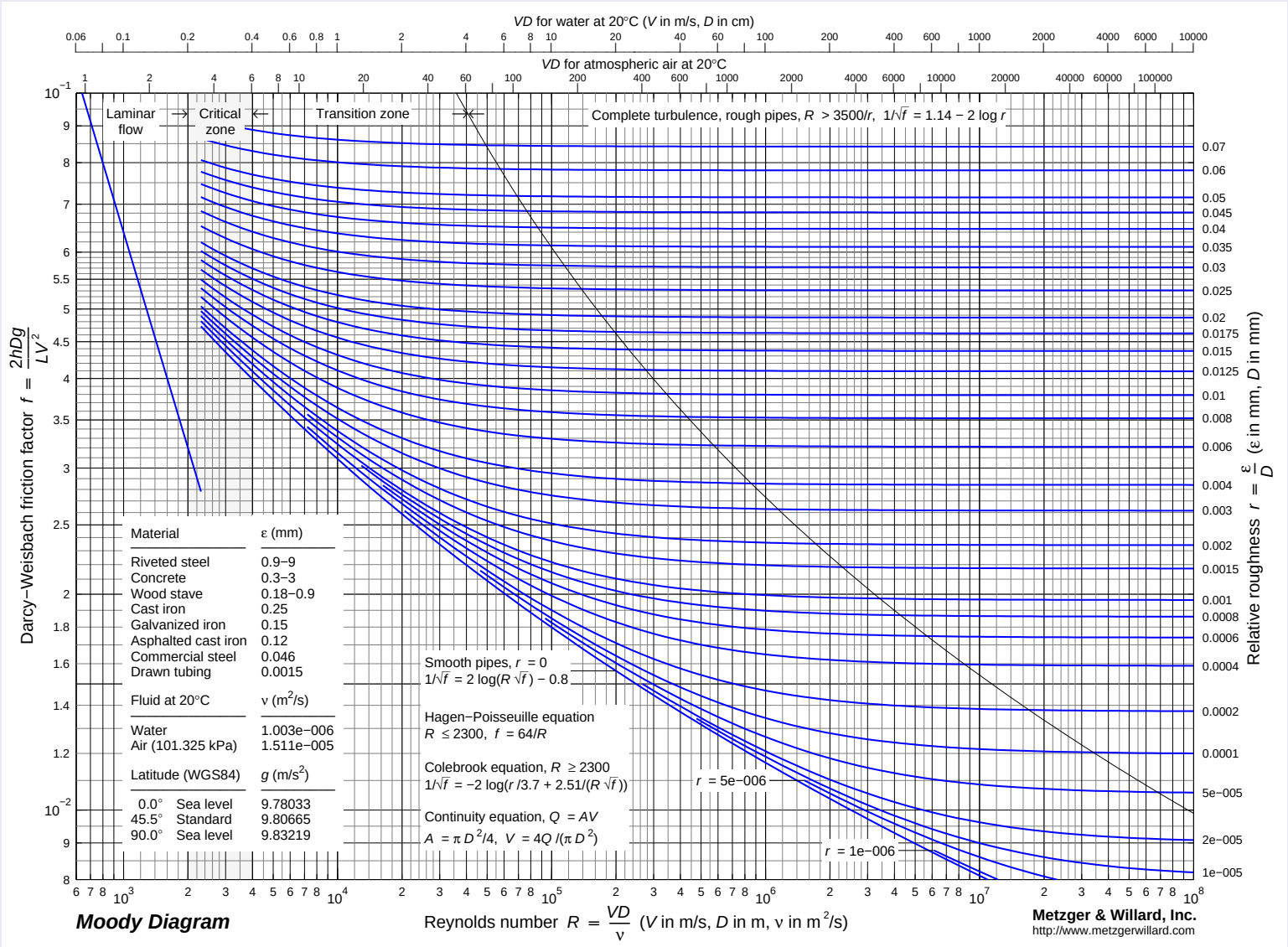
Fattore d'attrito

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

- 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



Fattore d'attrito

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

Rugositò dei tubi

bassa rugosità

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

- rame
- materiale plastico

media rugosità

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

- acciaio
- acciaio zincato

rugosi

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

- 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

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

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

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

Formule semplifcate

Quaderni Caleffi

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)

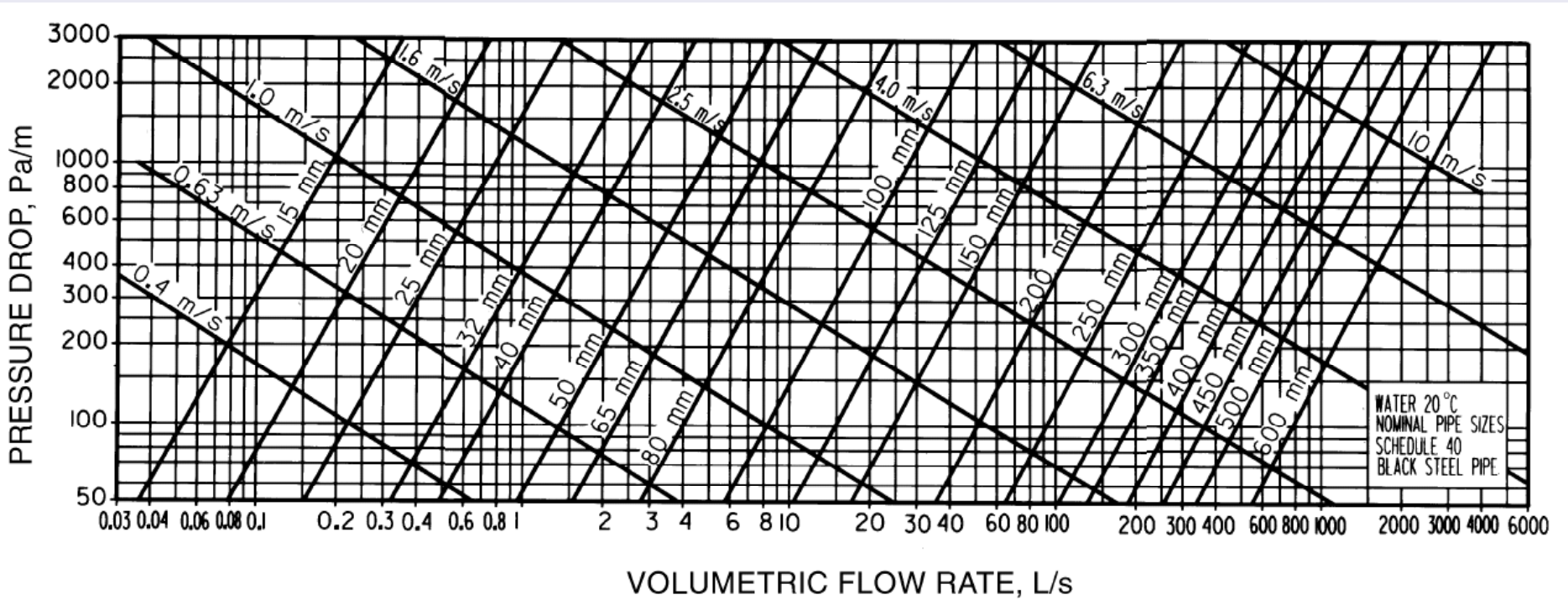
$$F_a = 0,07\ Re^{-0,13}\ D^{-0,14}$$

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

Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

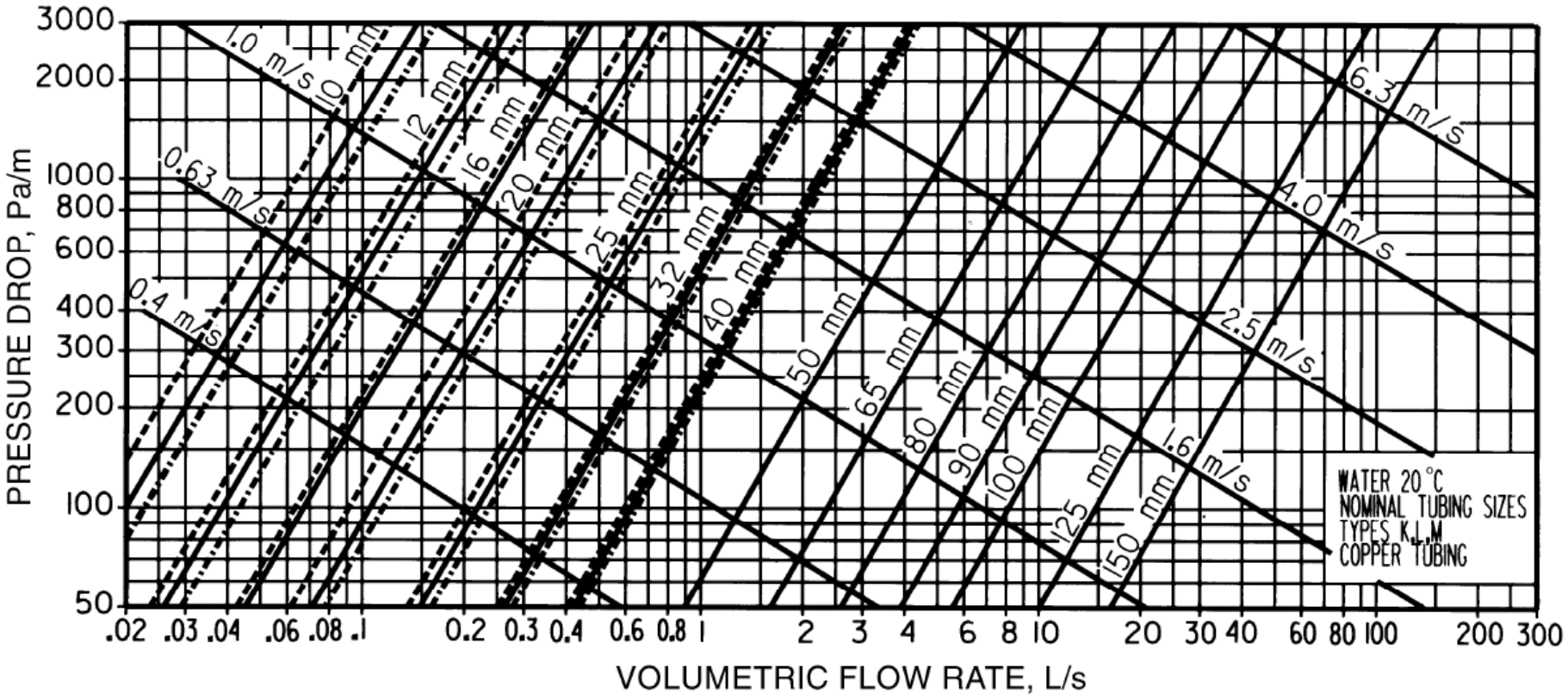
tubi in acciaio



Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

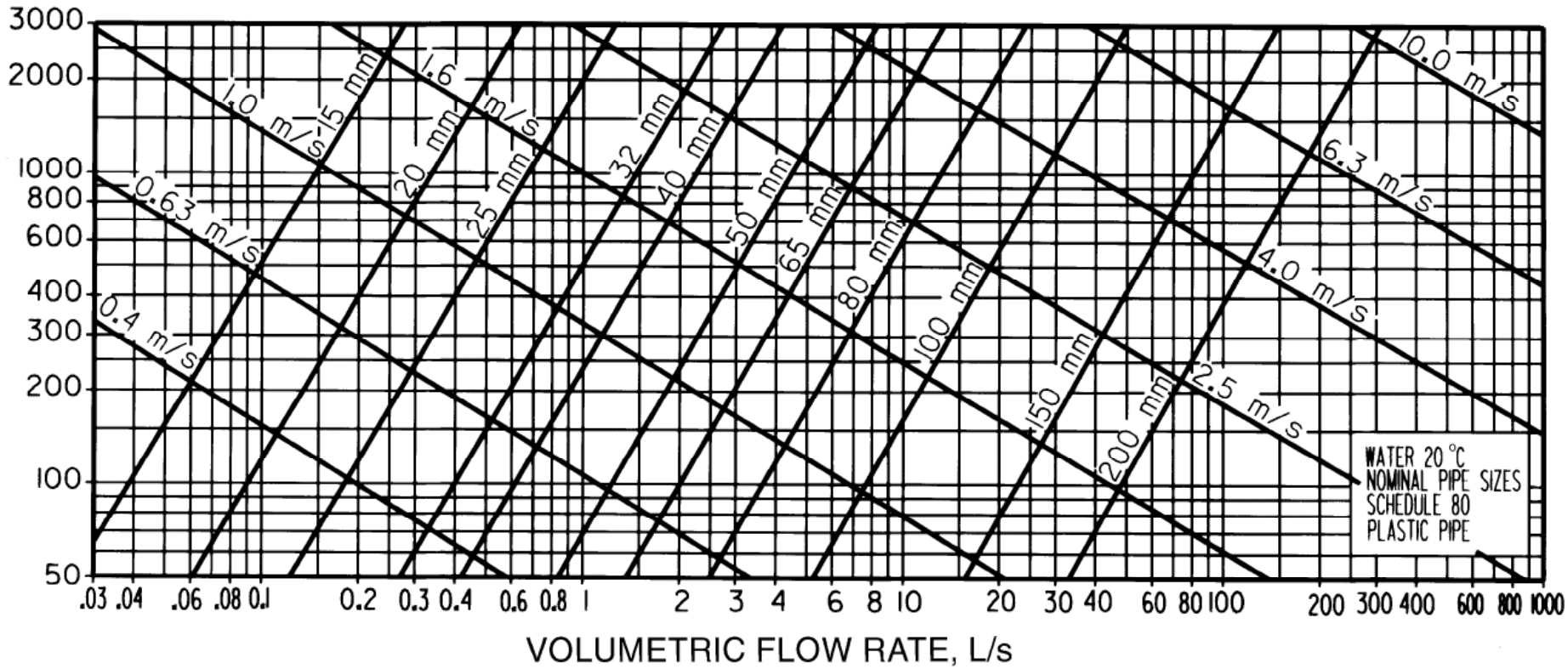
tubi in rame



Diagrammi per la scelta dei tubi

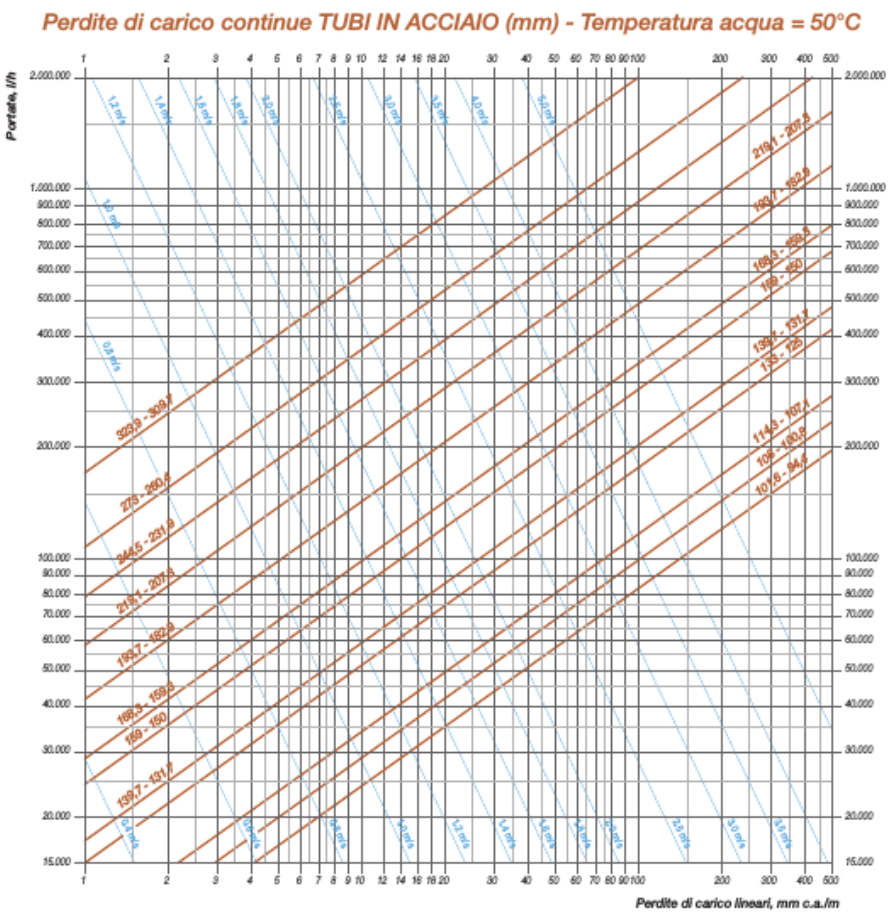
fonte ASHRAE

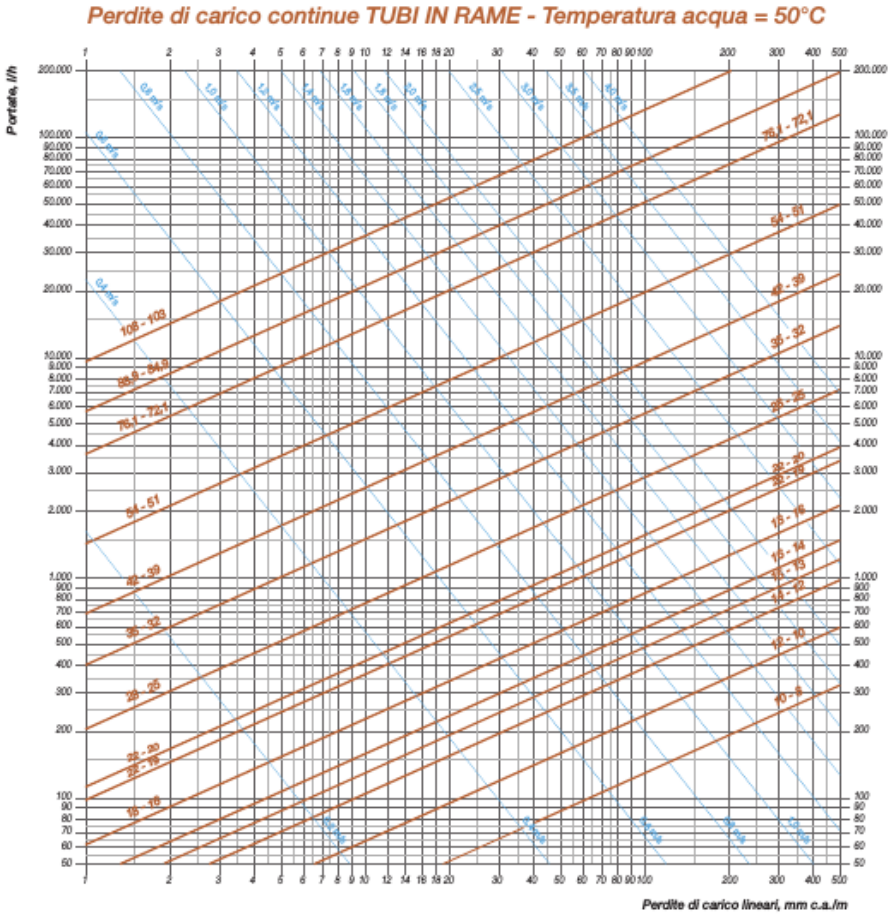
tubi in plastica



Diagrammi scelta dei tubi

fonte Caleffi





Calcolo delle perdite di carico localizzate

- 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 kv e kv_{001}

metodo diretto

perdita di carico concentrata

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

- ξ coefficiente di perdita localizzata

perdita di carico totale

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

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° r/d = 1,5		2,0	1,5	1,0	0,8
Curva normale a 90° r/d = 2,5		1,5	1,0	0,5	0,4
Curva larga a 90° r/d > 3,5		1,0	0,5	0,3	0,3
Curva stretta a U r/d = 1,5		2,5	2,0	1,5	1,0
Curva normale a U r/d = 2,5		2,0	1,5	0,8	0,5
Curva larga a U r/d > 3,5		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 ritegno		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			

metodo della lunghezza equivalente

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

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

equivalenza tra i metodi

metodo diretto

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

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

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

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

Portate nominali

Coefficiente volumico di portata K_v

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

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

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

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

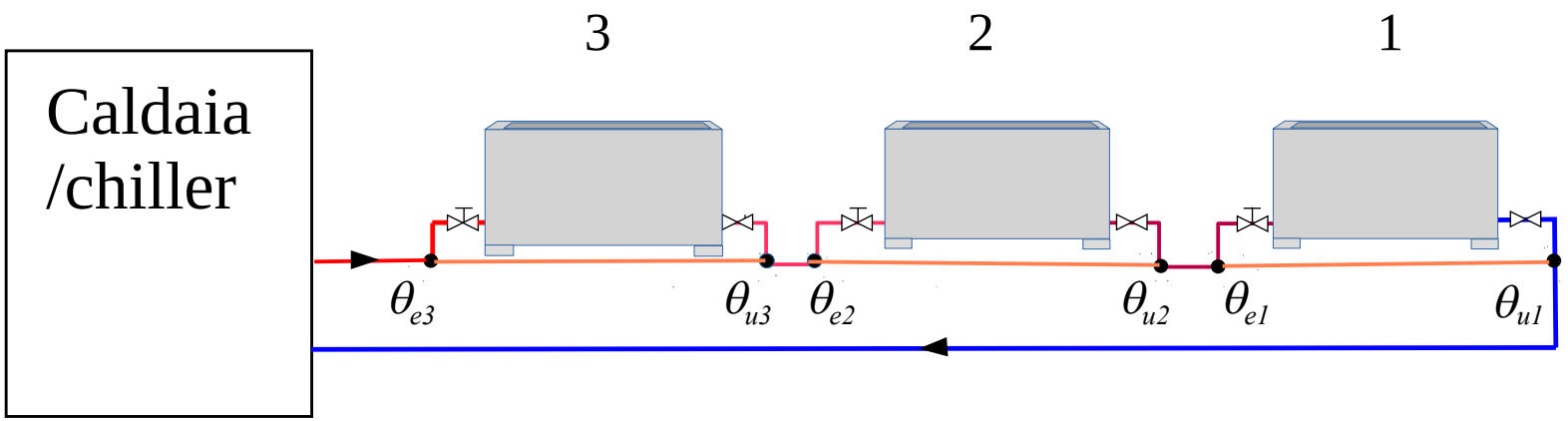
$K_{v0,01}$ portata in $\mathrm{l/h}$ ottenuta con $\Delta p = 0,01\ \mathrm{bar}$.

Tipologie di distribuzione:

Esistono diversi modi di collegare i terminali tra lora 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

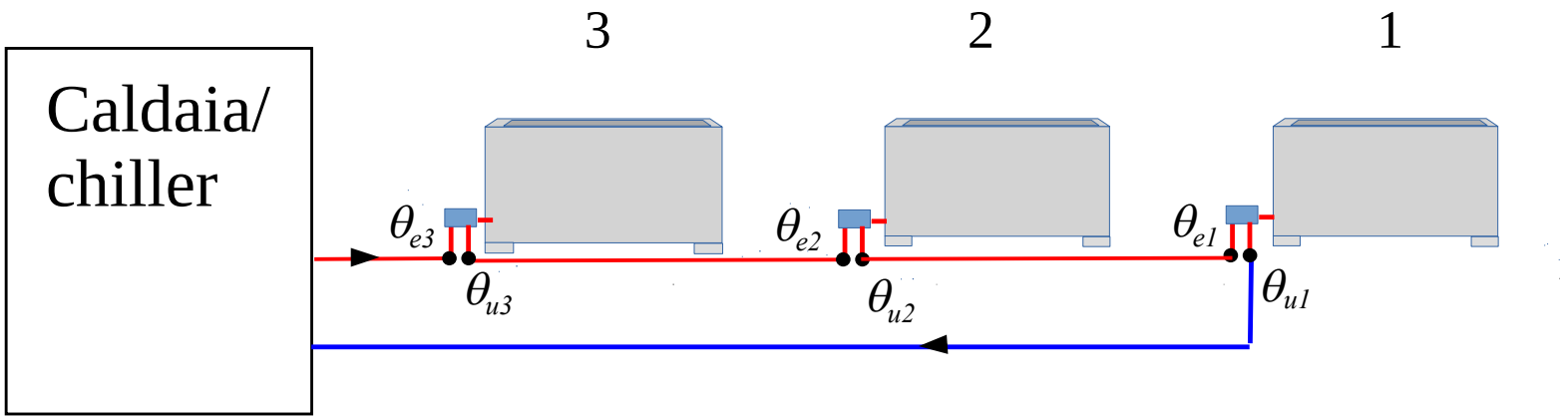


Temperature

$$\begin{aligned}
\Delta\theta_{a3} &= (\theta_{e3} + \theta_{u3})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a2} &= (\theta_{e2} + \theta_{u2})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a1} &= (\theta_{e1} + \theta_{u1})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a3} &> \Delta\theta_{a2} > \Delta\theta_{a1}
\end{aligned}$$

distribuzione monotubo

valvola 4 vie



Temperature

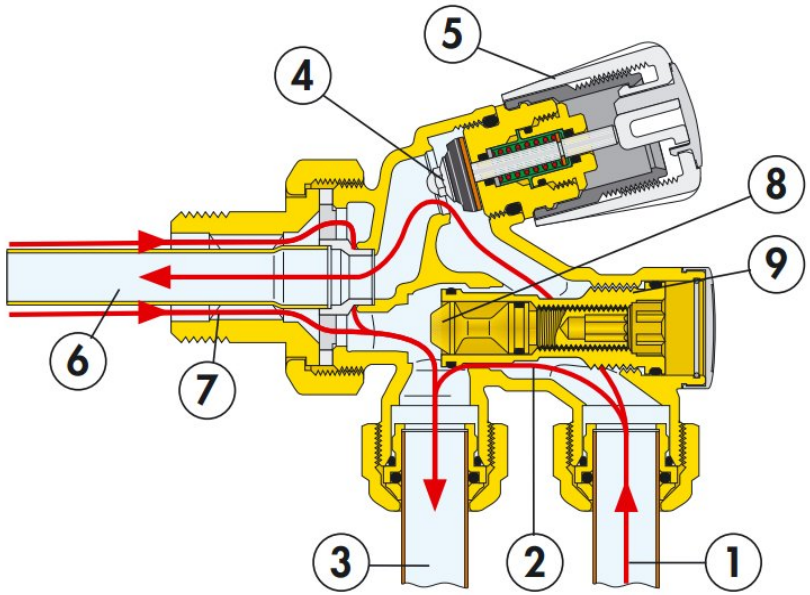
$$\begin{aligned}
\Delta\theta_{a3} &= (\theta_{e3} + \theta_{u3})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a2} &= (\theta_{e2} + \theta_{u2})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a1} &= (\theta_{e1} + \theta_{u1})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a3} &> \Delta\theta_{a2} > \Delta\theta_{a1}
\end{aligned}$$

distribuzione monotubo

- 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.

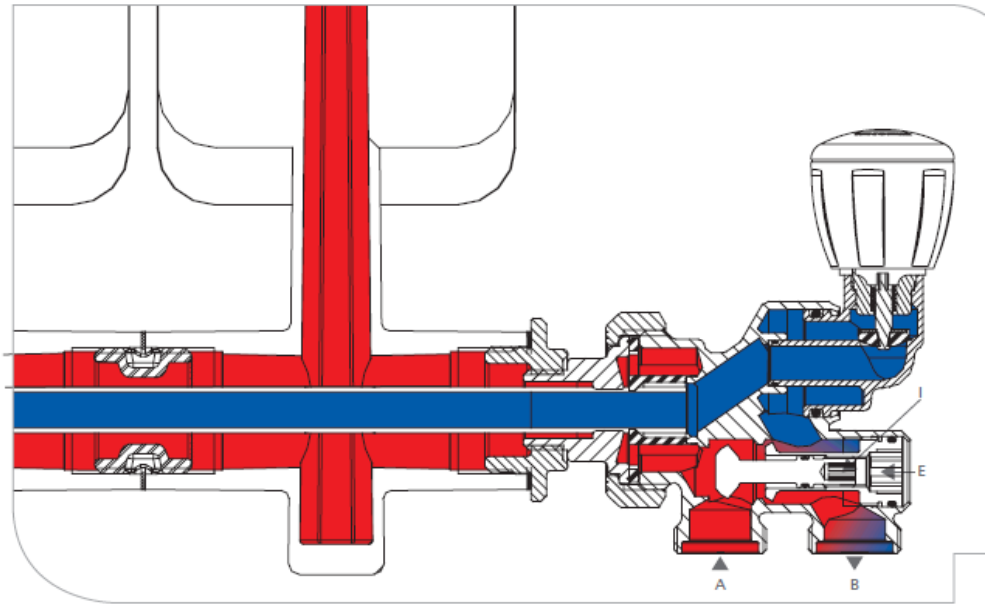
Valvola a 4 vie

- 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.

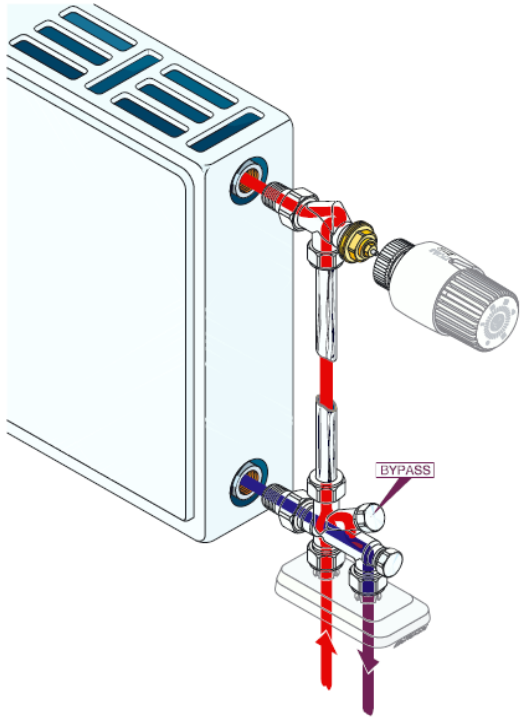


fonte Caleffi

Valvola a 4 vie



fonte Giacomini



fonte IVAR

dimensionamento

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

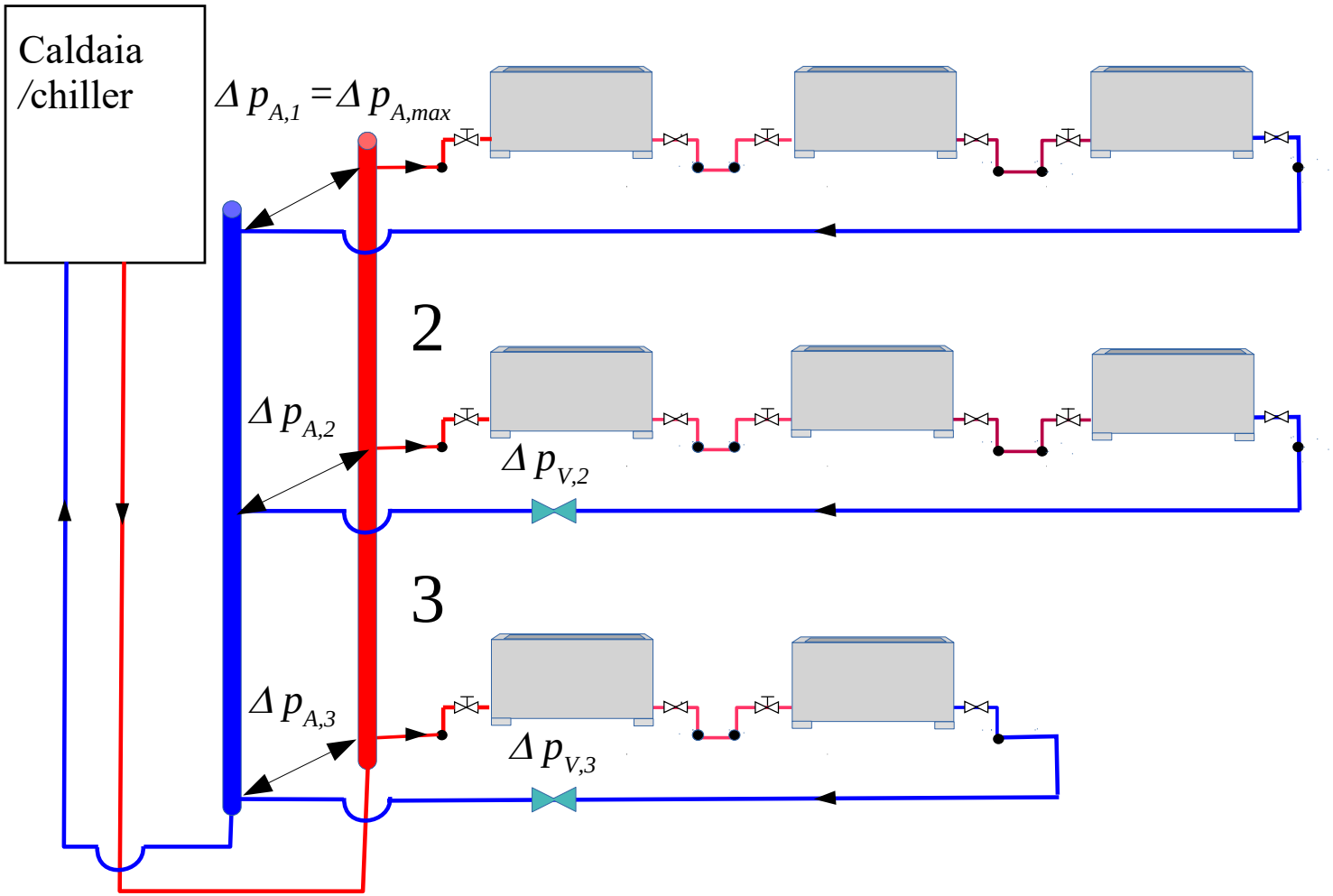
perdita di carico dell'anello

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

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

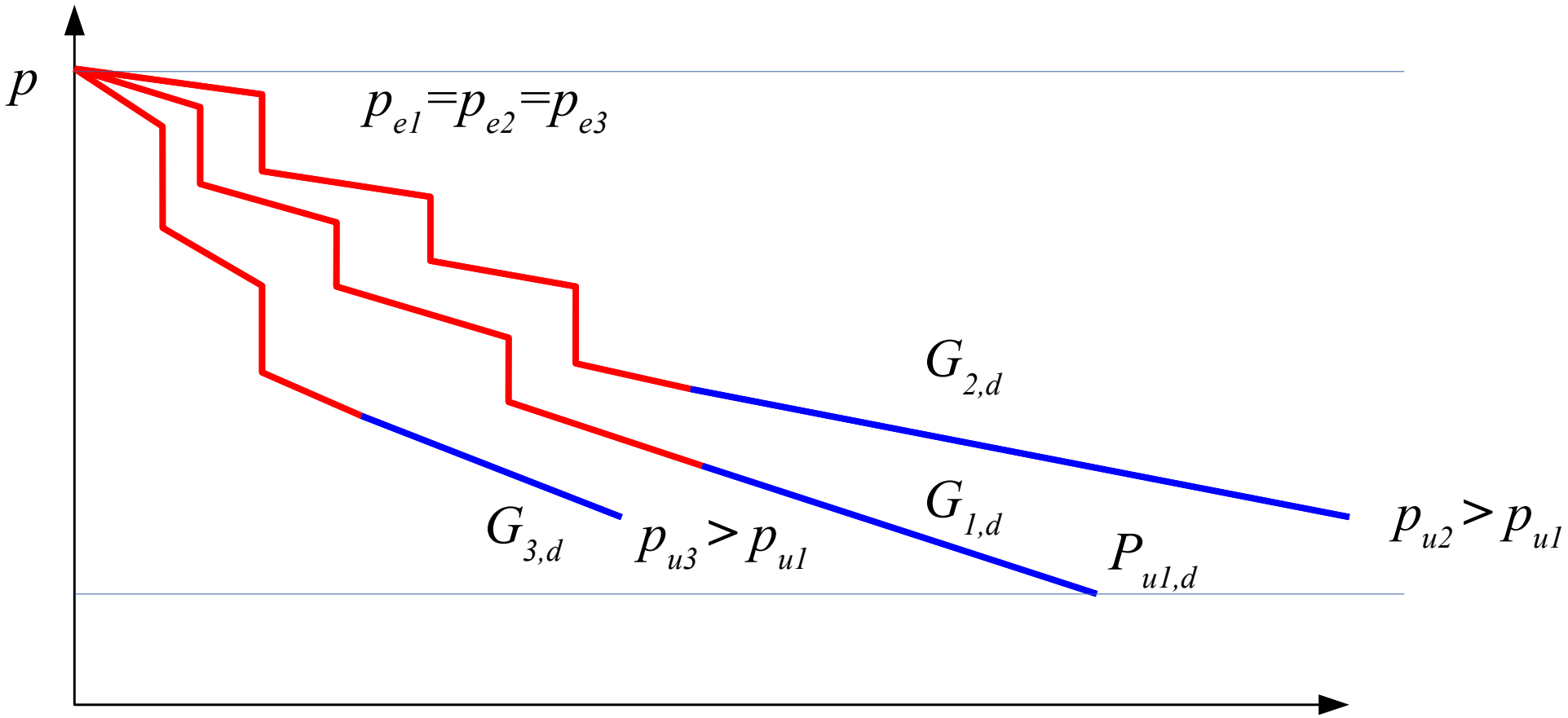
- Δp_A perdita di carico globale sull'anello
- r_A perdita di carico per unità di lunghezza nel tubo principale dell'anello
- L_A Lunghezza del tubo nell'anello.
- Δp_i perdita di carico sul singolo terminale
- ξ_j coefficiente di perdita di carico localizzata
- v_A velocità del fluido nel tubo

distribuzione con più circuiti



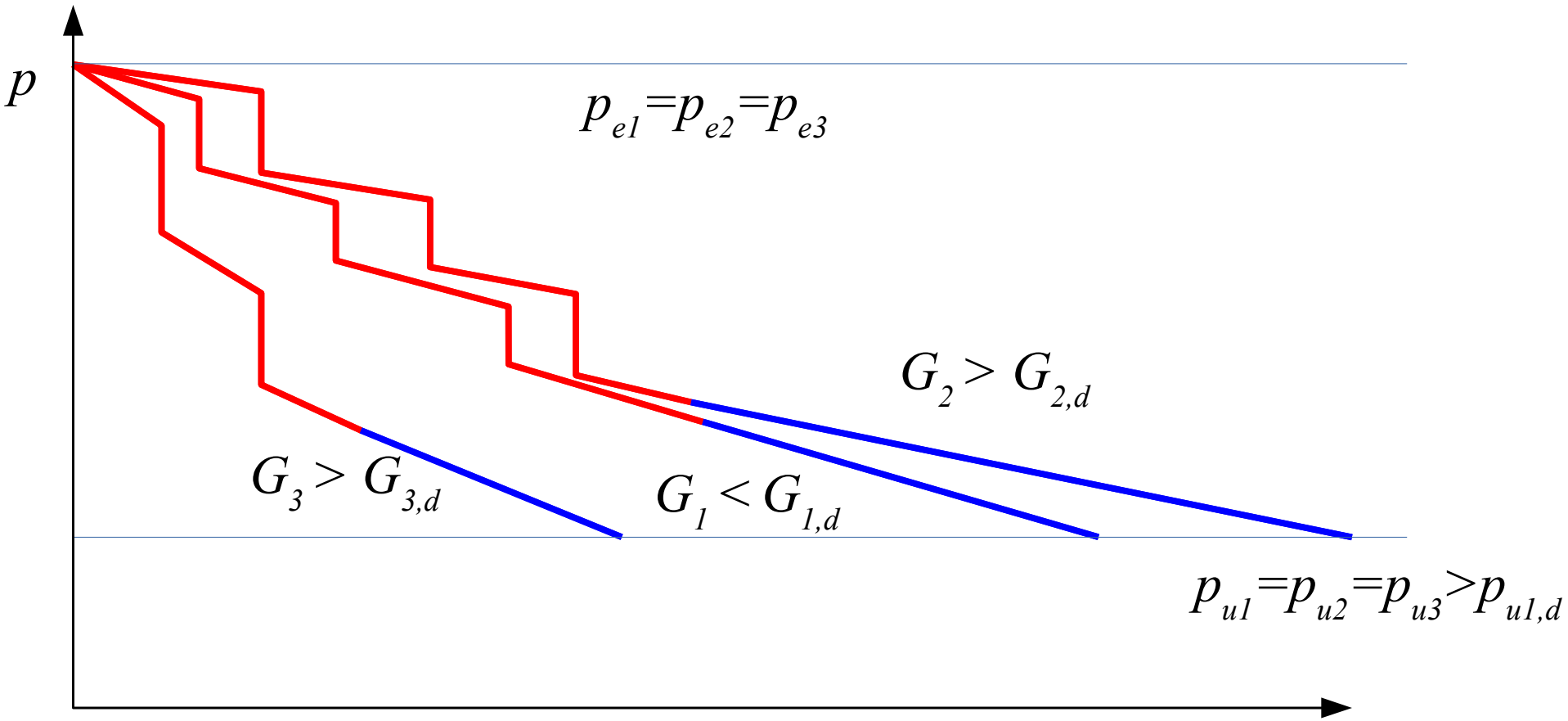
Monotubo anelli in paralelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



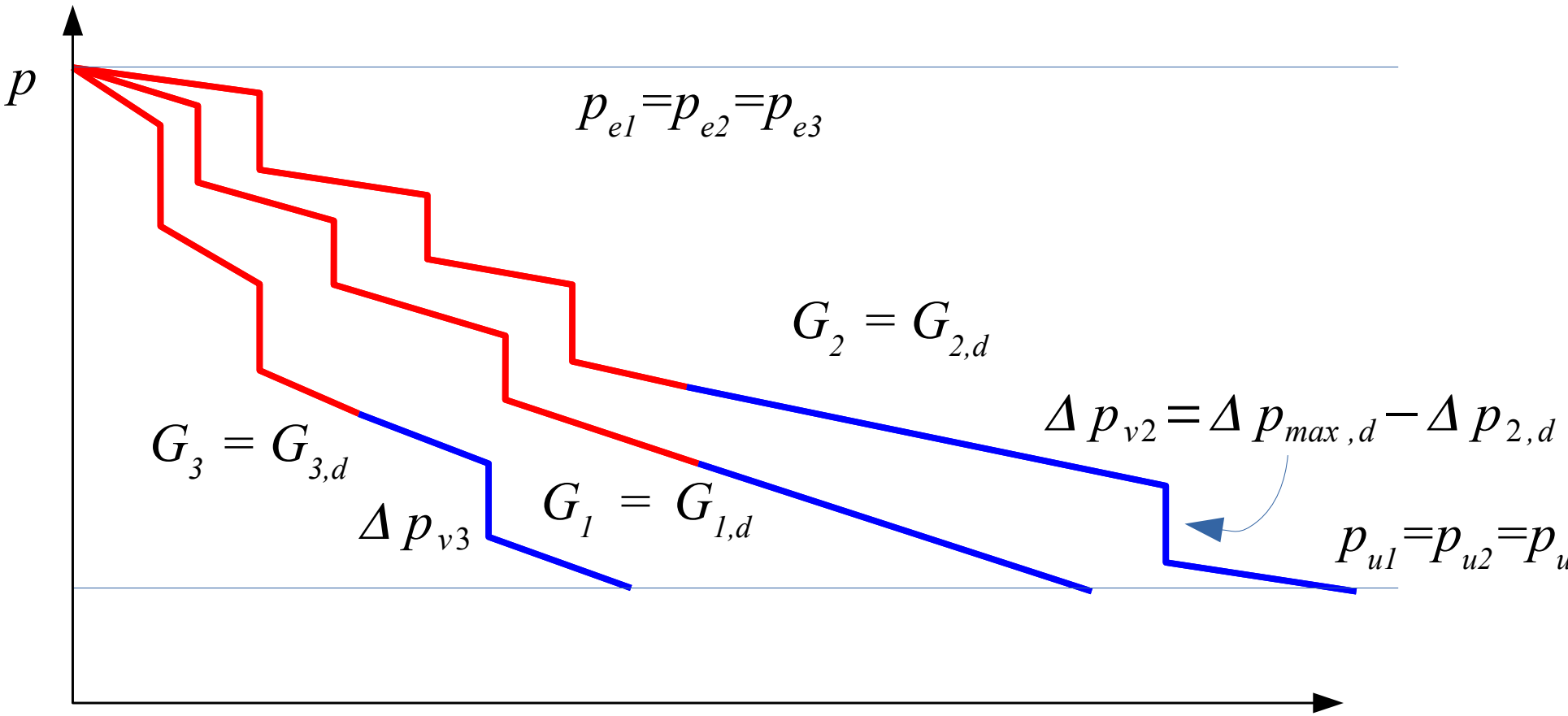
Monotubo anelli in paralelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



Monotubo anelli in paralelo

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

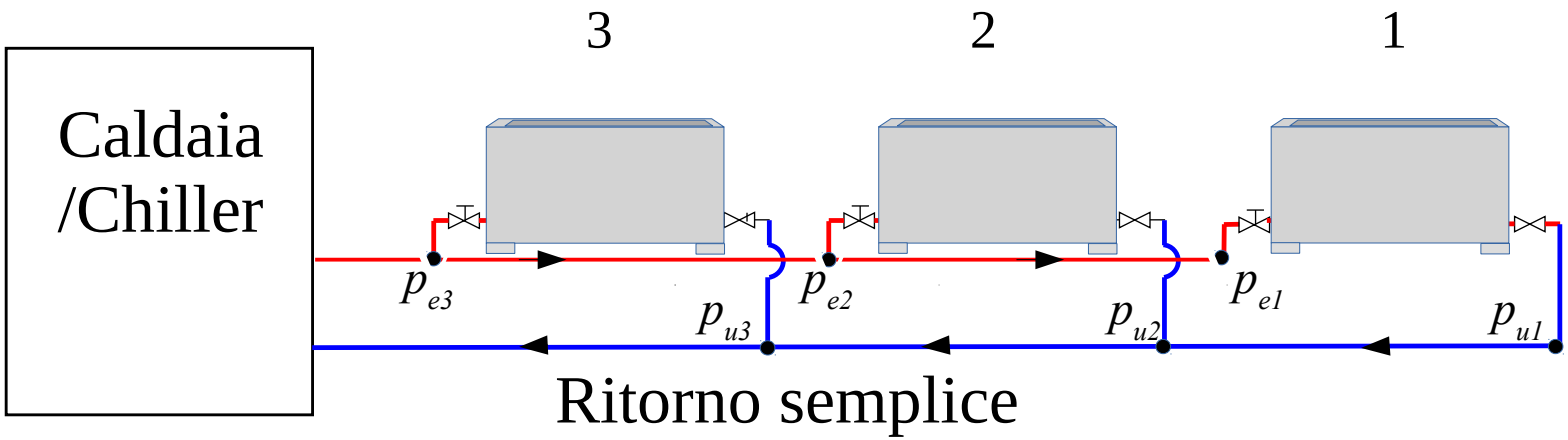
ritorno diretto

- 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

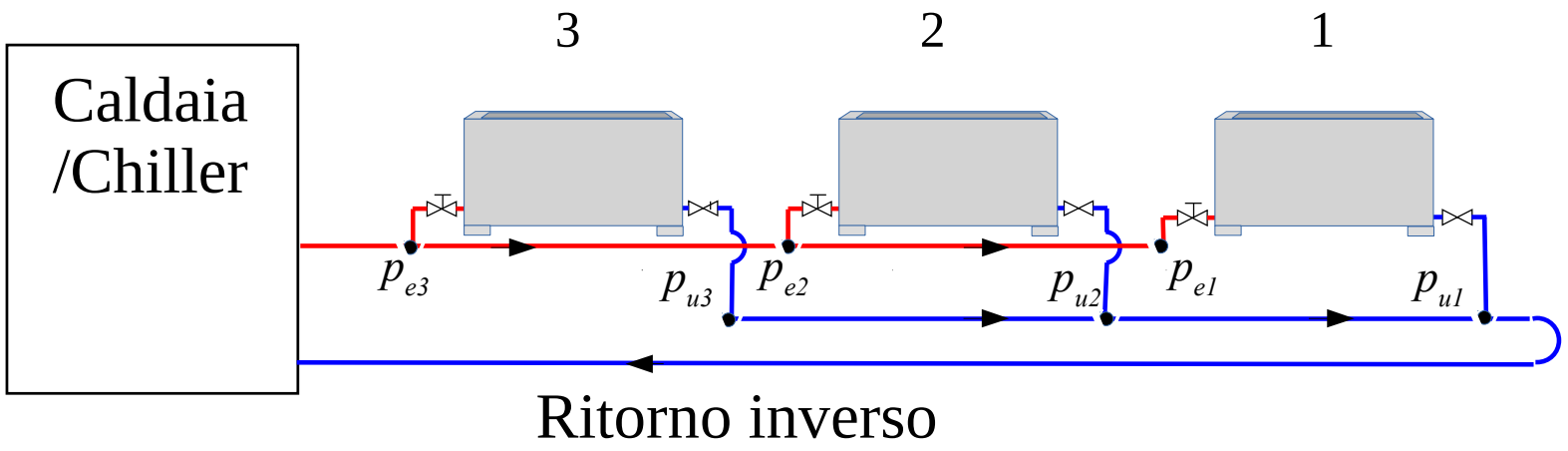


Perdita di carico disponibile

$$p_{e3} > p_{e2} > p_{e1}$$
$$p_{u3} < p_{u2} < p_{u1}$$

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

distribuzione 2 tubi ritorno inverso



Perdita di carico disponibile

$$p_{e3} > p_{e2} > p_{e1}$$
$$p_{u3} > p_{u2} > p_{u1}$$

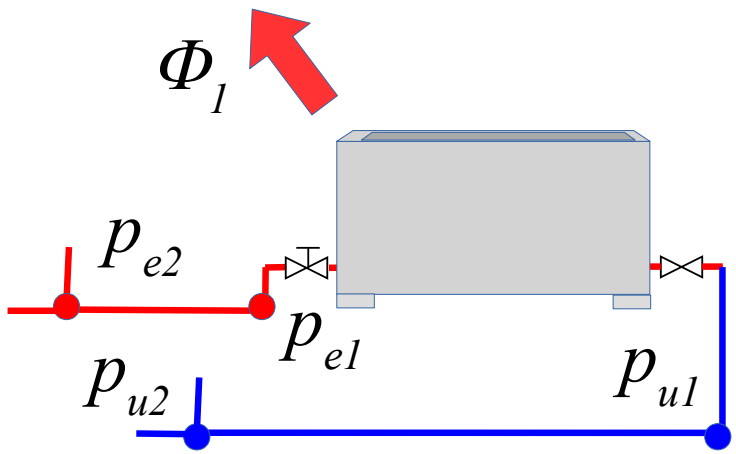
$$\Delta p_3 = (p_{e3} - p_{u3}) \simeq \Delta p_2 = (p_{e2} - p_{u2}) \simeq \Delta p_1 = (p_{e1} - p_{u1})$$

primo terminale

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

$$G_1 = \frac{\Phi_1}{c_l \cdot (\theta_{e1} - \theta_{u1})}$$

$$\Delta p_1 = r_1 \cdot L_1 + \sum_j \xi_{1,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_1^2$$



Pressioni

1. pressione di progetto Δp_d è la pressione che deriva dal dimensionamento di ciascun terminale con la portata desiderata.
2. pressione disponibile Δp_{disp}, è la pressione nel punto di inserimento del terminale, deriva dalla distribuzione delle pressioni nel circuito
3. le due pressioni sono calcolate indipendentemente l'una dall'altra
4. quando il terminale viene considerato nel circuito, la pressione cui si porta è quella disponibile

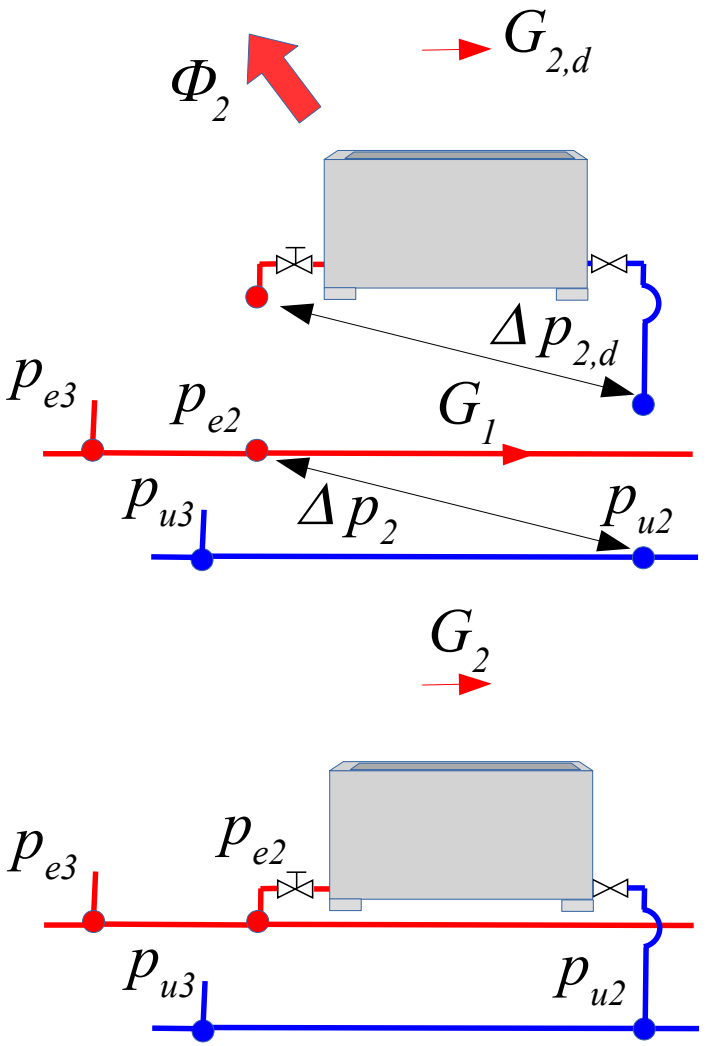
secondo terminale

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 $\Delta p_{v,2}$

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

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

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



terzo terminale

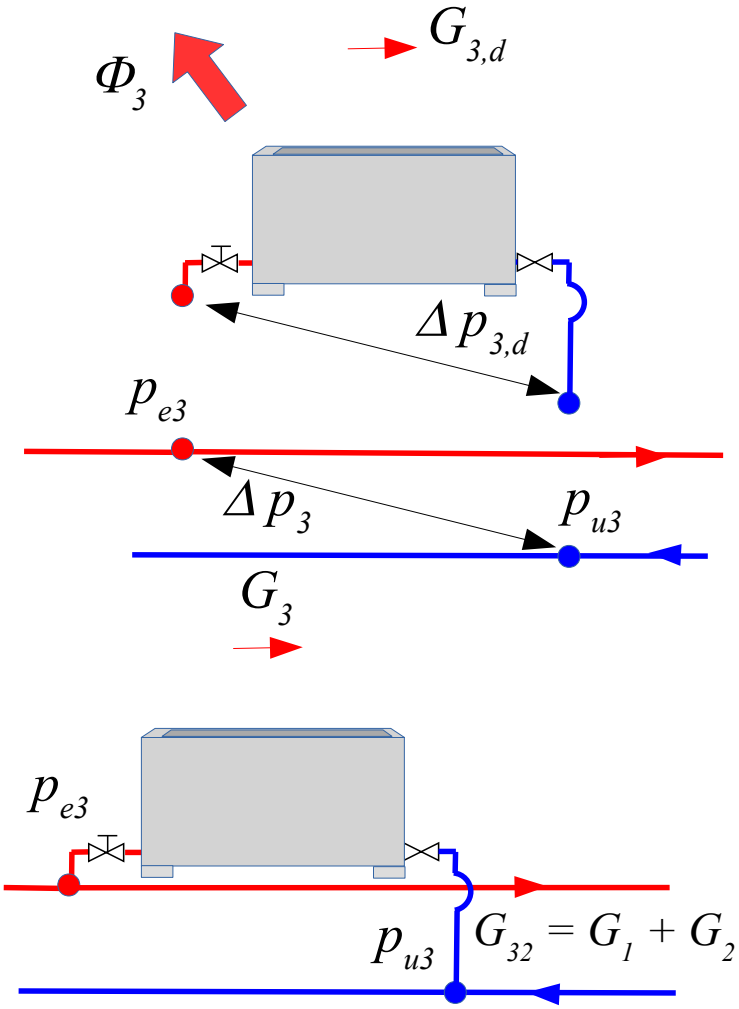
1. si determina la portata come somma delle portate
2. si dimensiona il condotto con le nuove portate calcolando la nuova Δp_3
3. si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto $\Delta p_{3,d}$
4. si bilancia alla Δp_3 disponibile
5. se la nuova portata è eccessiva si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

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

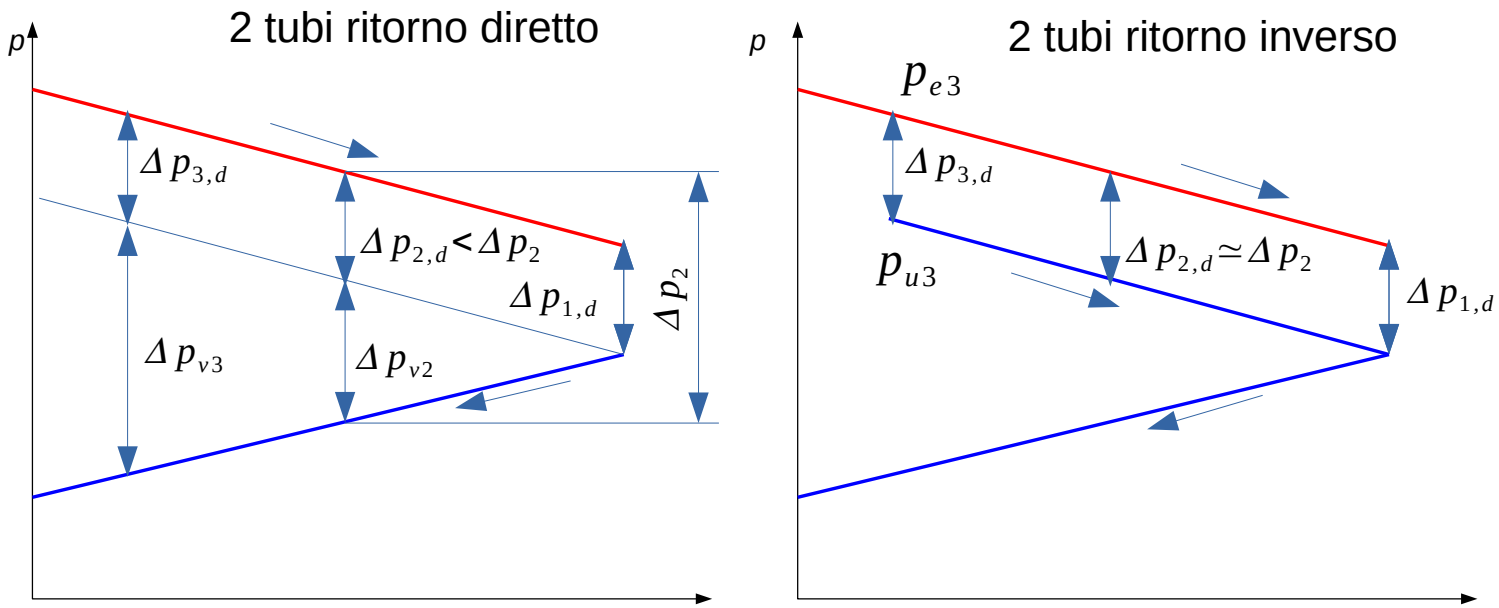
$$\Delta p_3 = \Delta p_2 + r_{32} \cdot L_{32} + \sum_j \xi_{32,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{32}^2$$

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

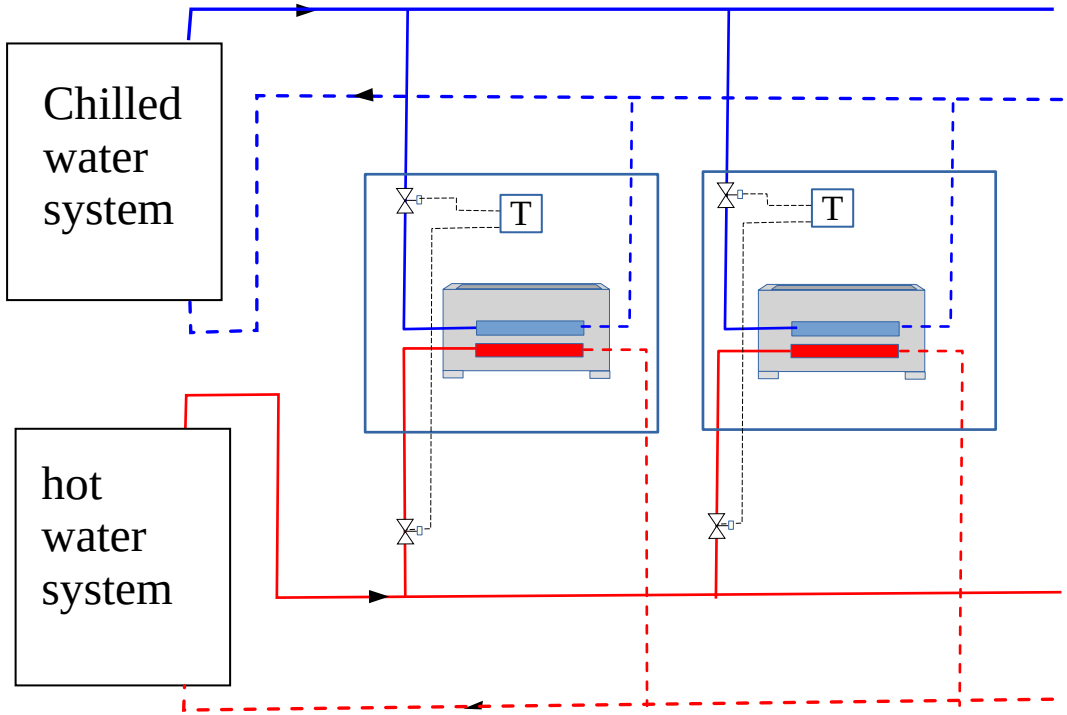
$$\Delta p_{v,3} = \Delta p_3 - \Delta p_{3,d}$$



2 tubi andamento pressioni



distribuzione 4 tubi



Perdita di carico disponibile

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

Vasi d'espansione

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.

Vasi d'espansione

Volume di espansione

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

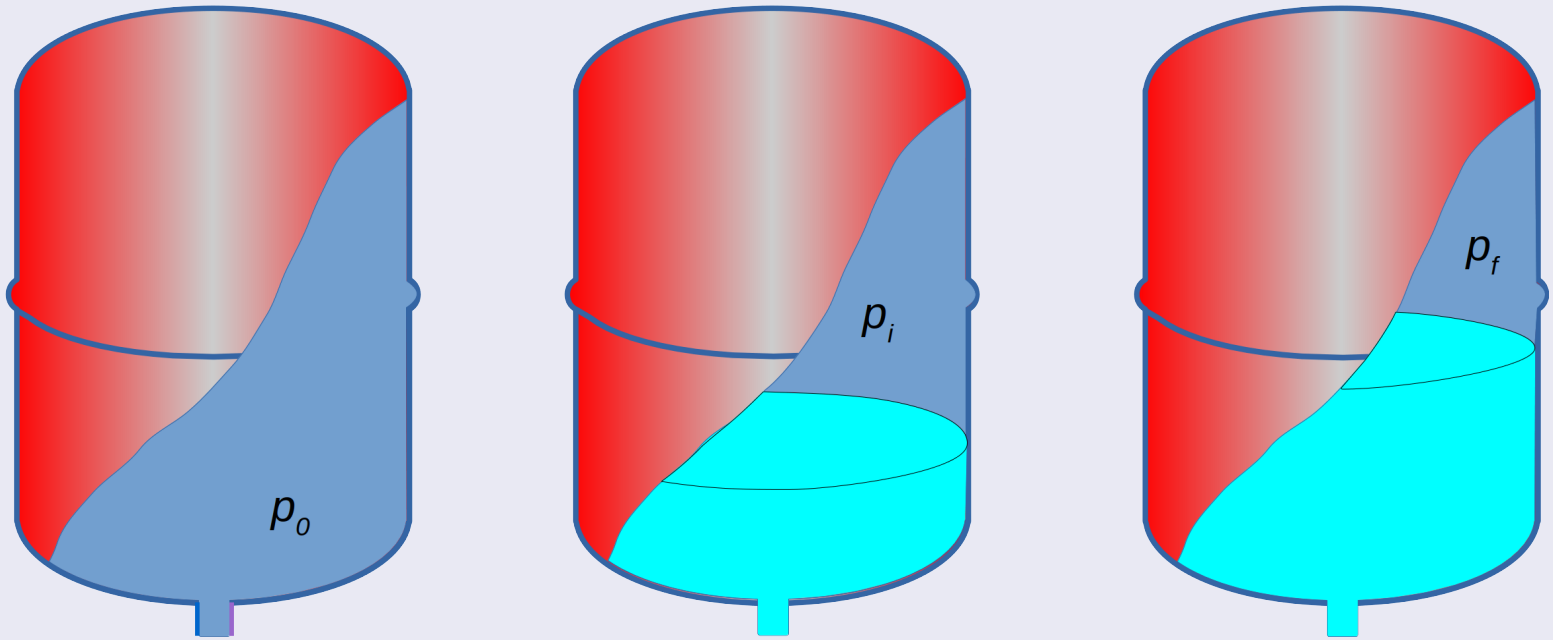
V_A Volume dell'impianto

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

t_m temperatura massima ammissibile in °C

Vasi d'espansione

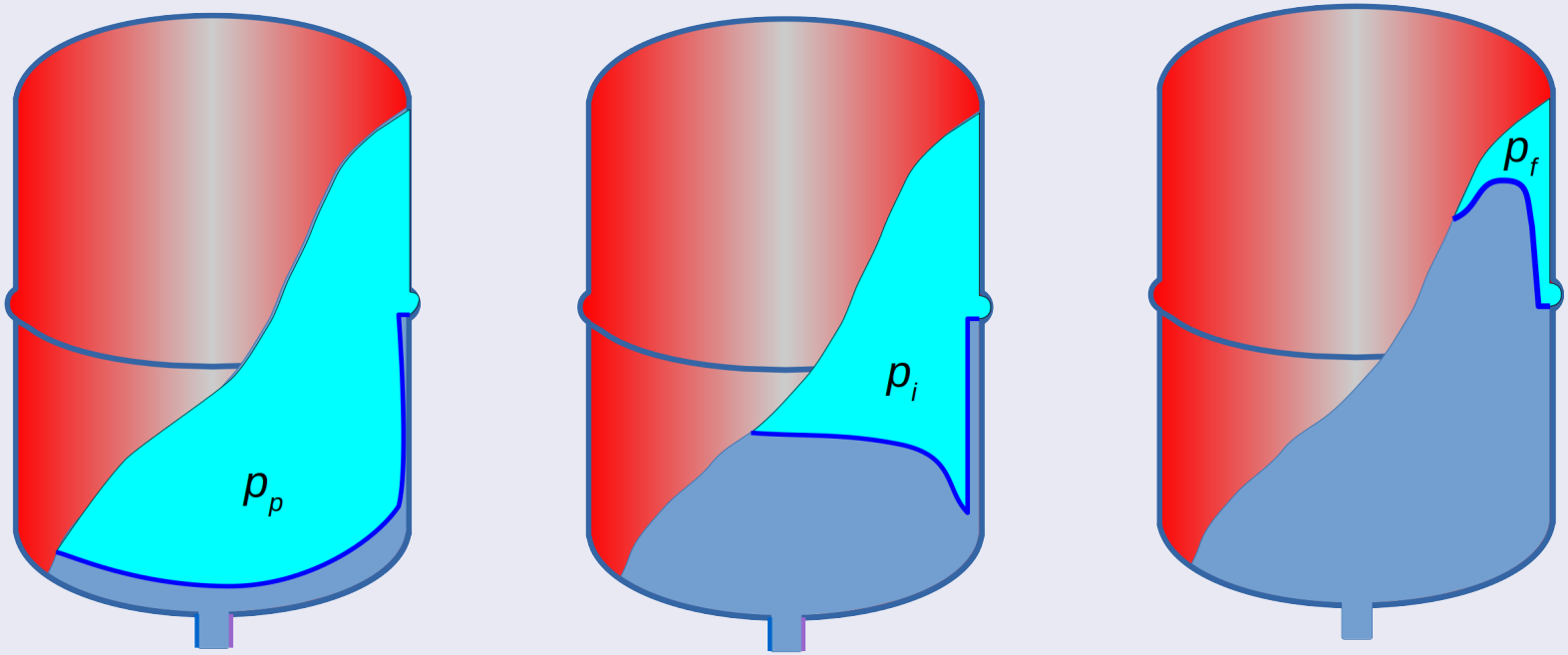
senza diaframma



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

$$V_v = \frac{E + V_{agg}}{1 - \frac{p_p}{p_f}} \tag{1}$$

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

- $p_0 = p_{st} + 0,3\ \mathrm{bar}$, 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

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

$$E = V_v - V_f$$

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

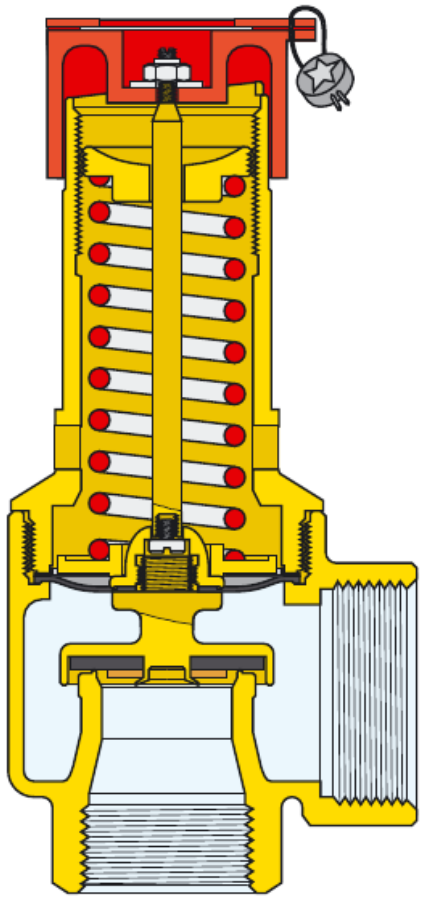
$$E = V_v \cdot \left(1 - \frac{p_p}{p_f}\right)$$

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

Valvola di sicurezza

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

Valvola di sicurezza

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} velocita' 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										

Pompe

- 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 $[\mathrm{m}^3/\mathrm{s}]$ o massica $[\mathrm{kg}/\mathrm{s}]$
- 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 $\eta_g = \eta \cdot \eta_e = \frac{P_i}{P_e}$

Leggi per la pompa

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

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{\Delta z_1}{\Delta z_2} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left[\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}\right]^2$$

$$\eta_1 = \eta_2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{n_1}{n_2}\right]^3 \text{ se } \eta_1 = \eta_2$$

Leggi per la pompa

leggi di affinità, variazione diametro della pompa

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

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

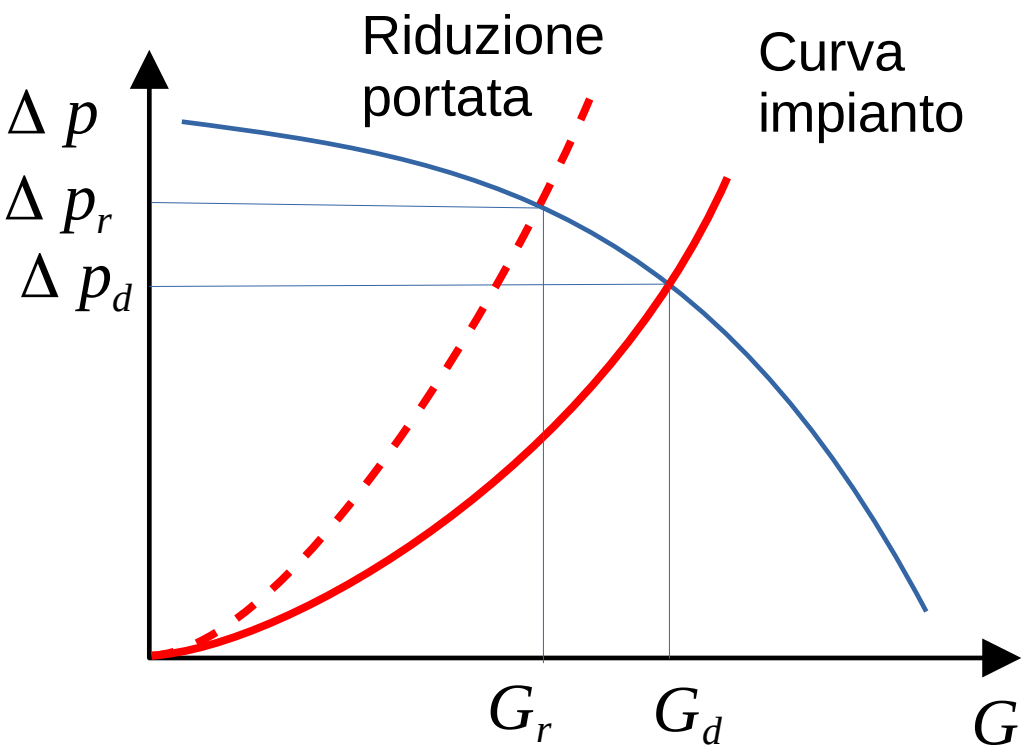
$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{D_1}{D_2}\right]^3$$

$$\eta_1 = \eta_2$$

le ultime due relazioni solo approssimate

Curva caratteristica

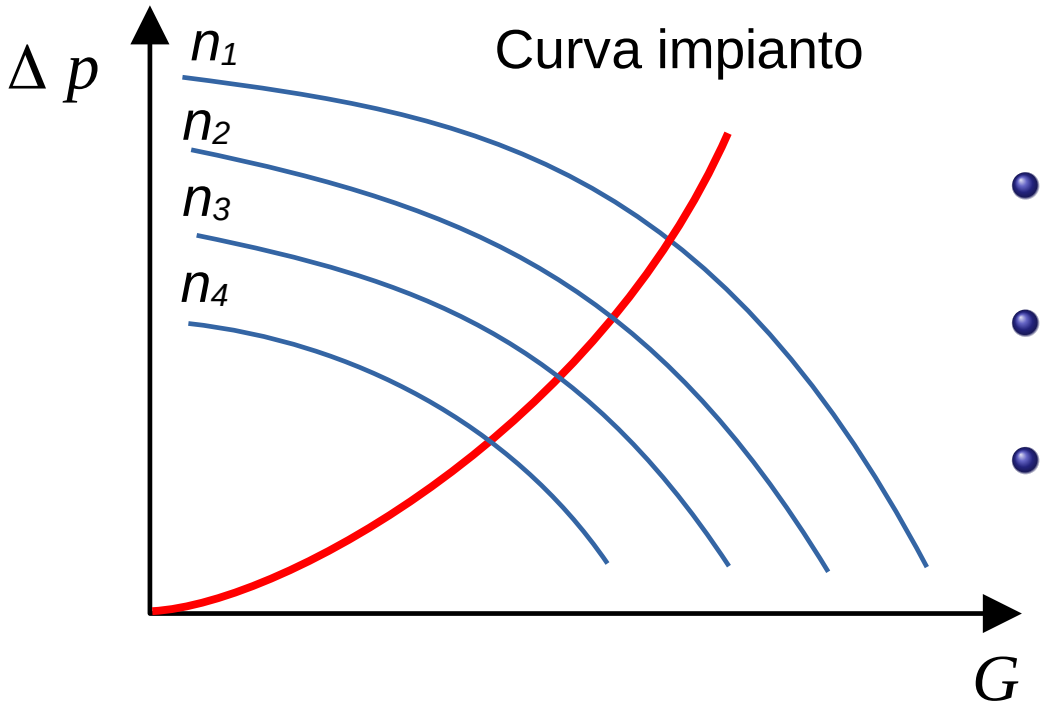
Pompe



- 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

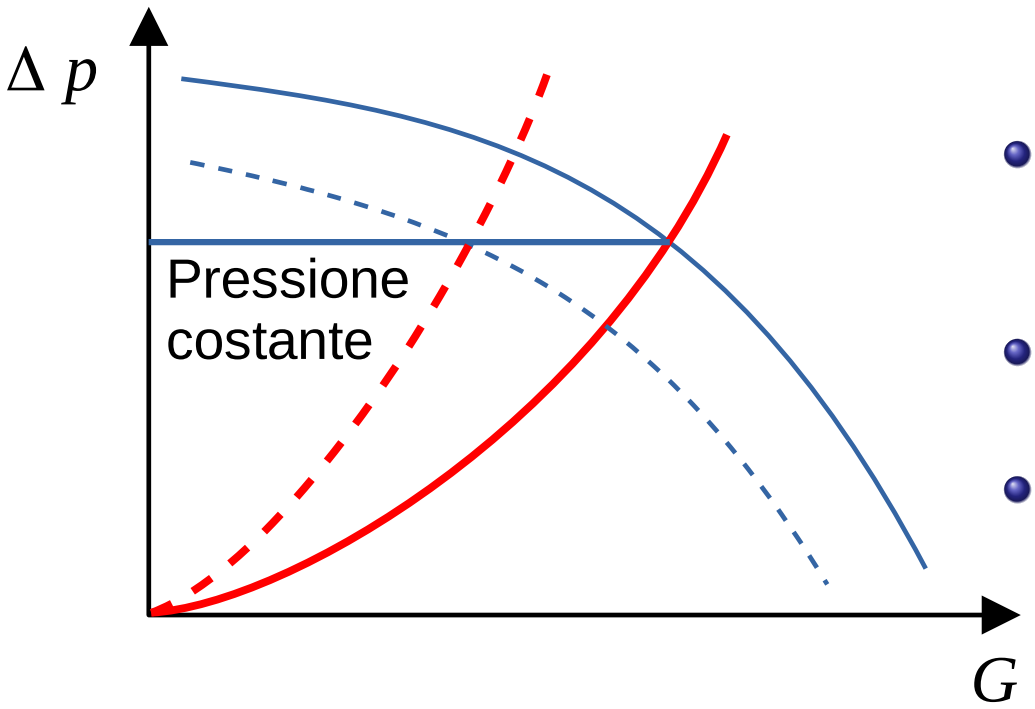
velocità variabile



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

Curva caratteristica

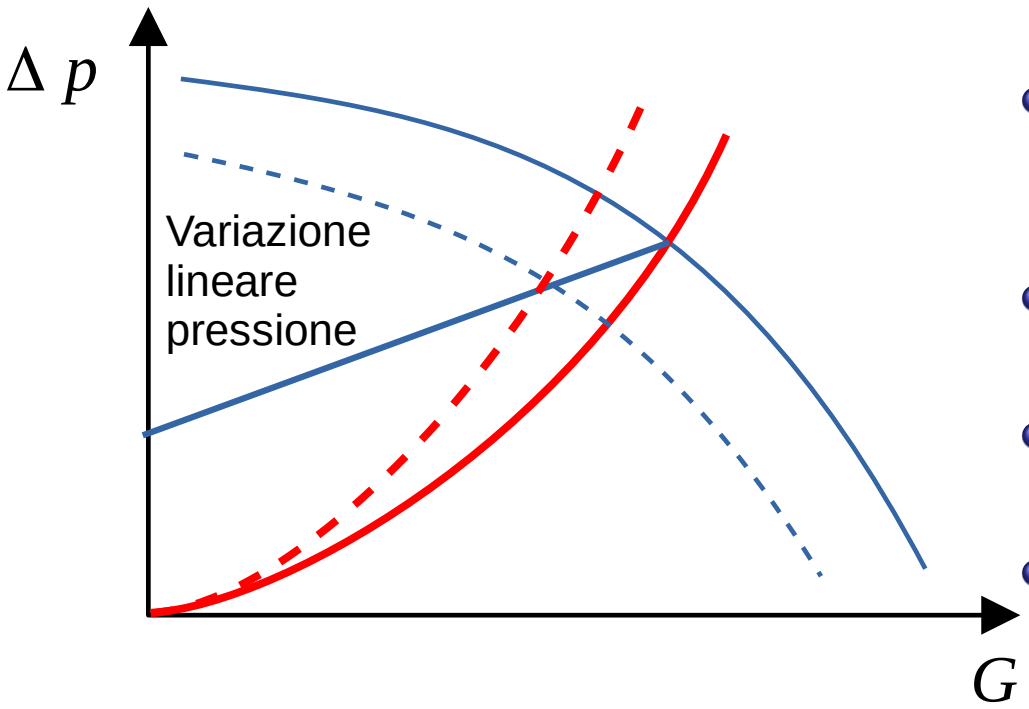
inverter, pressione costante



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

Curva caratteristica

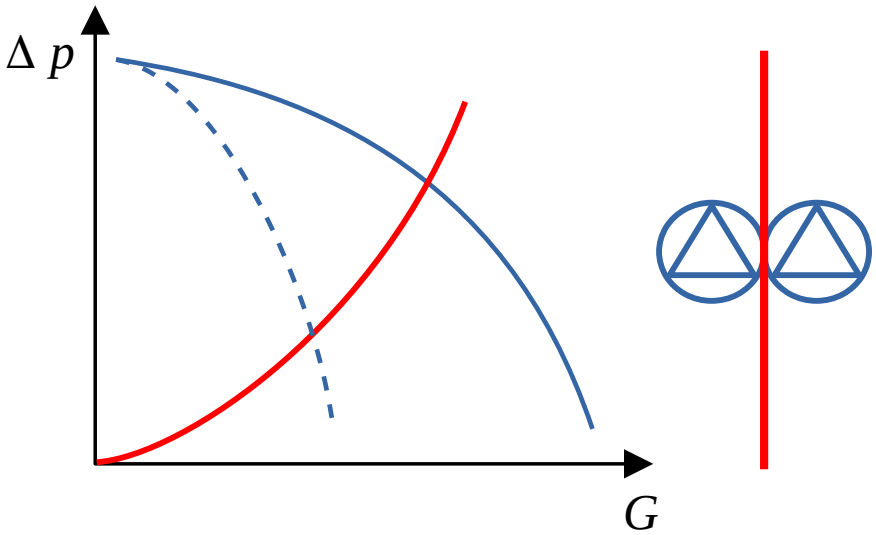
inverter, pressione lineare



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

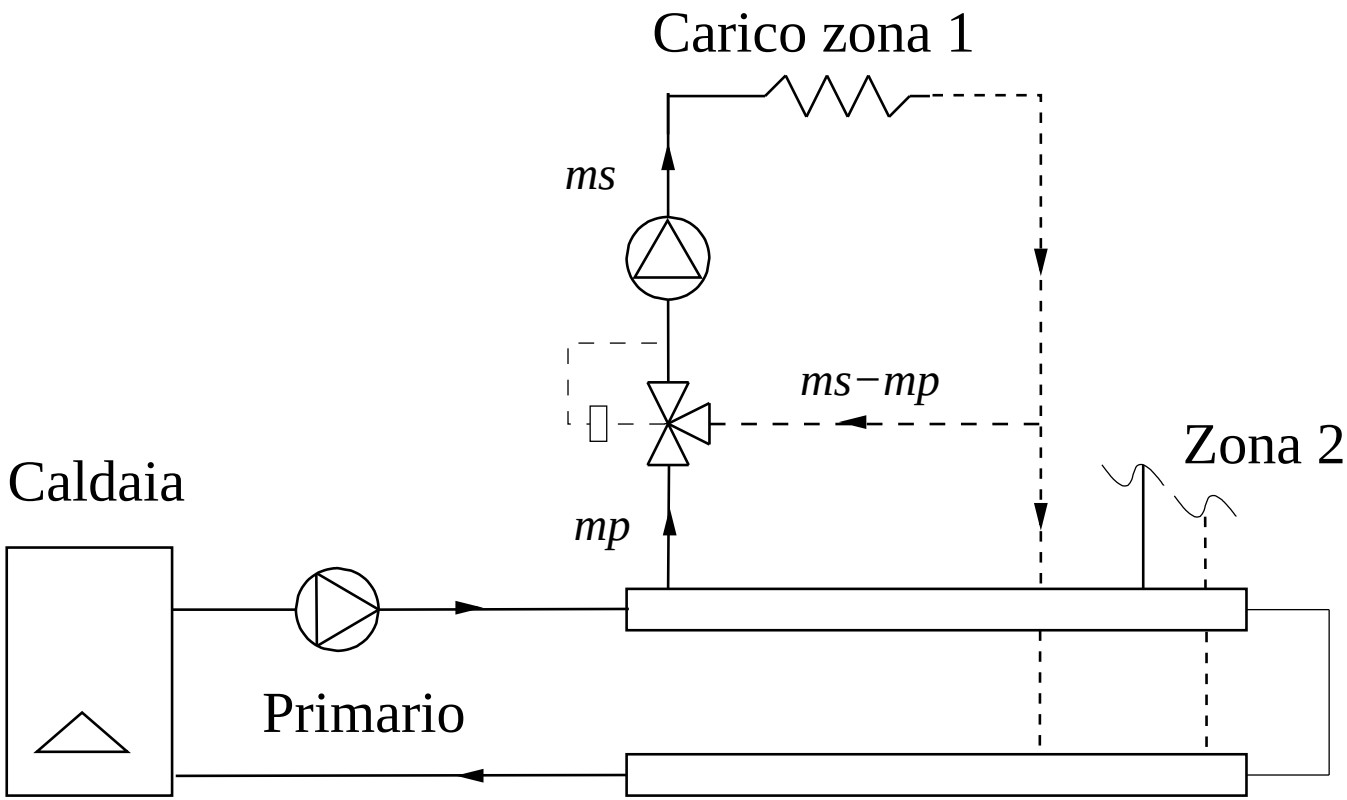
Pompe accoppiate

funzionamento parallelo o alternato

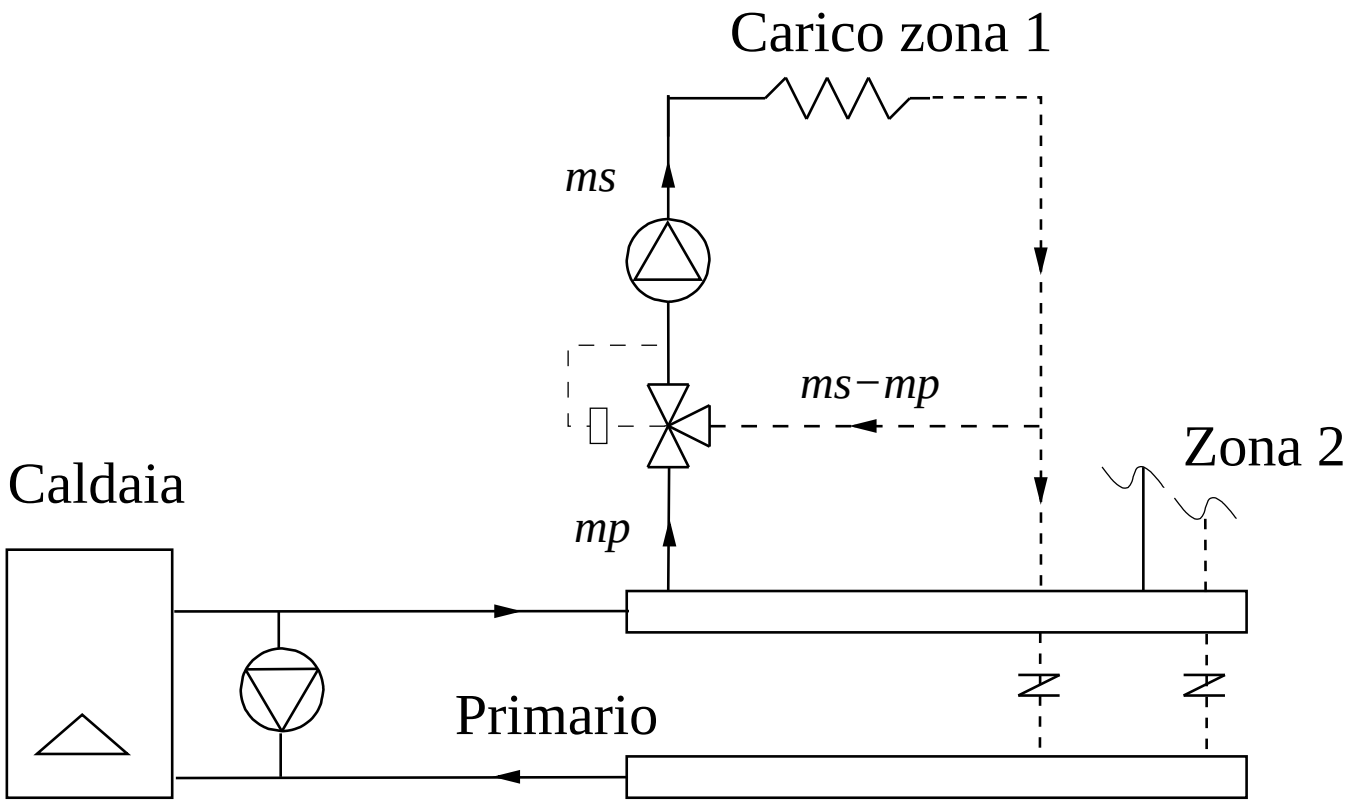


- le pompe possono essere accoppiate per aumentare la sicurezza
  - alternato: una pompa è tenuta di backup in caso di guasto
  - parallelo: se una pompa si guasta possono comunque far funzionare l'impianto con portate ridotte

Impianti a miscelazione

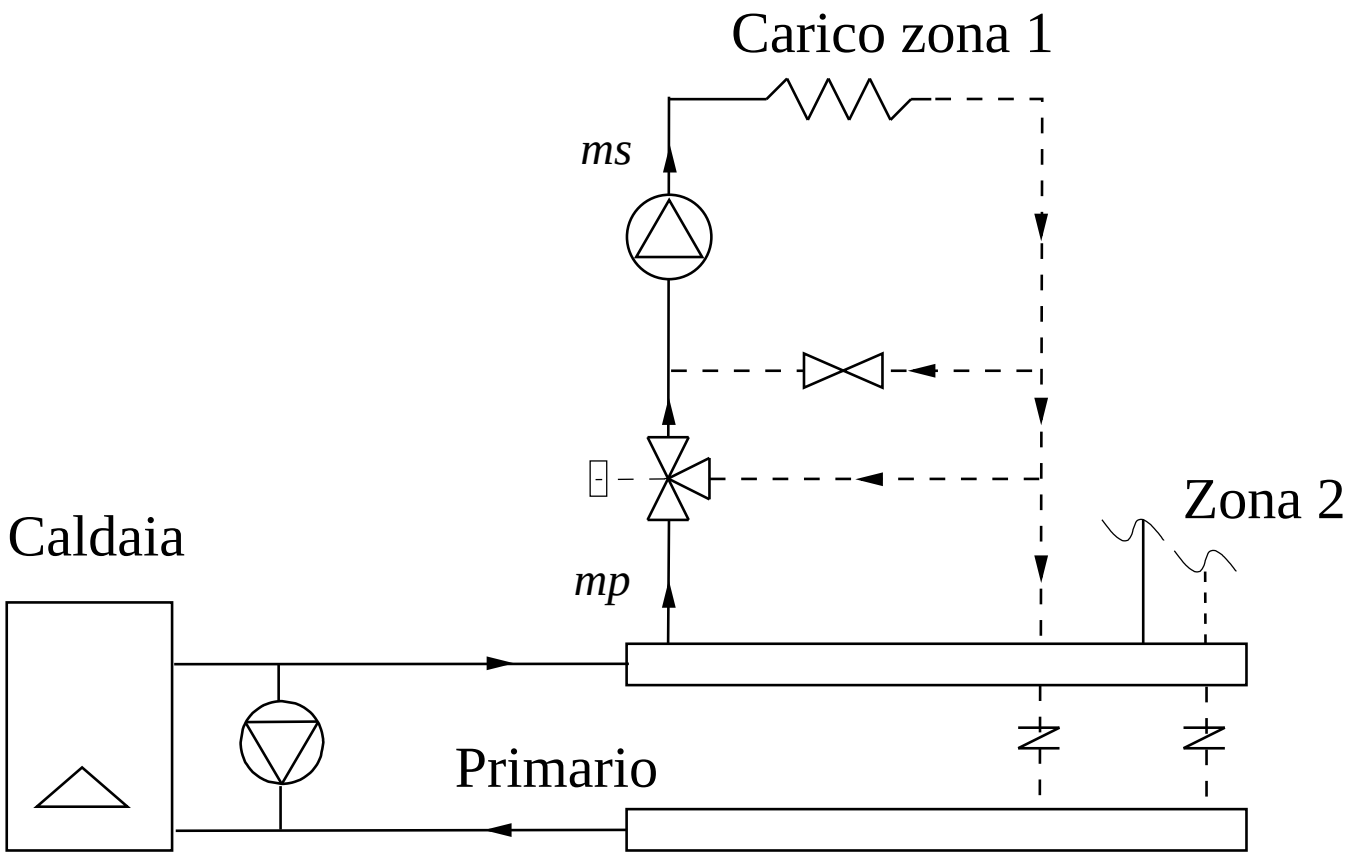


Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE senza pompa sul primario

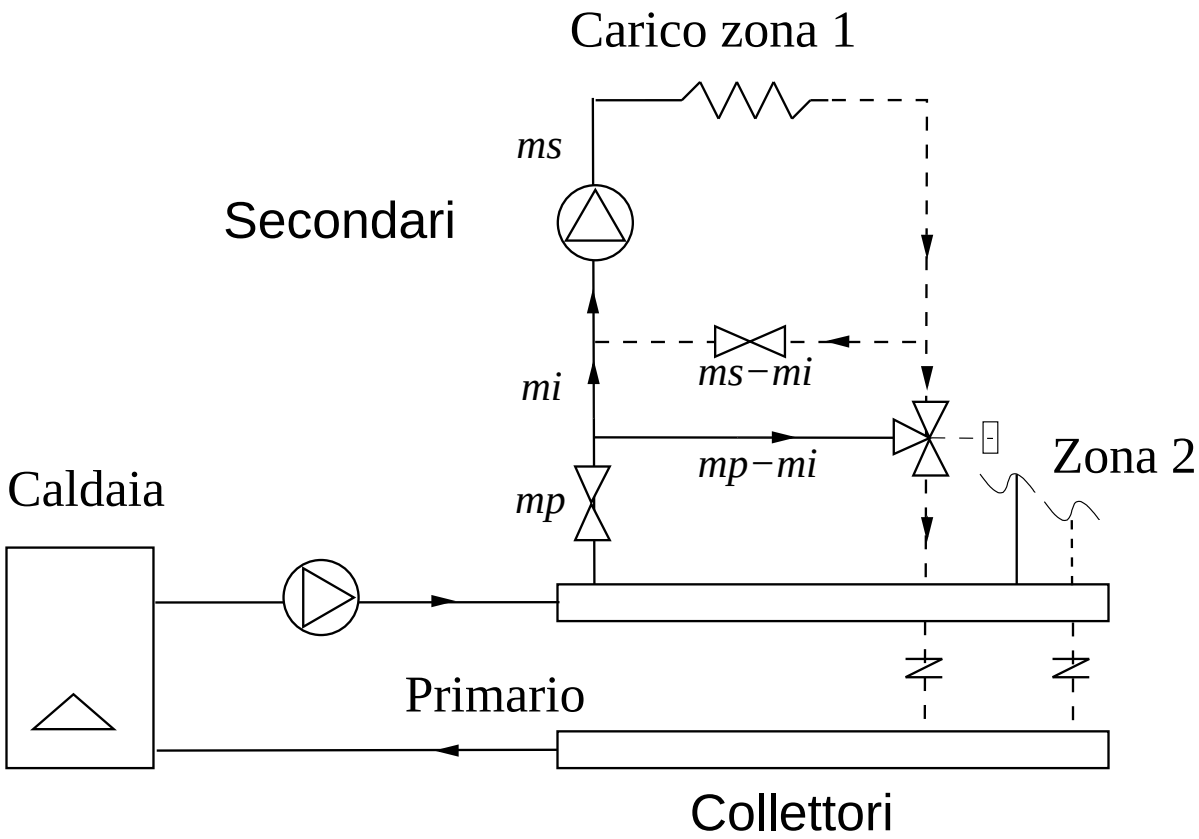


Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE

con Bypass



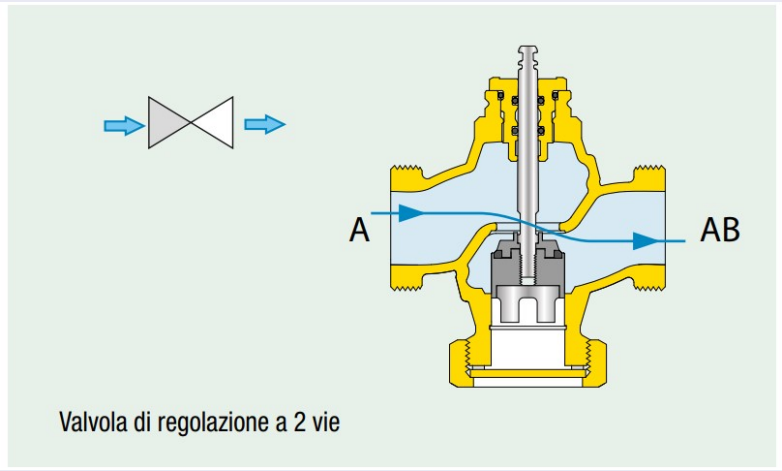
Impianto di riscaldamento a INIEZIONE



Valvole

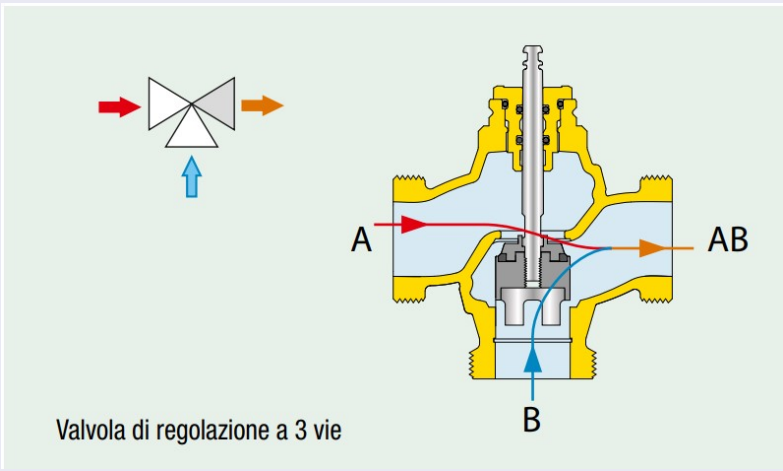
tiplogia

2 vie



fonte Caleffi

3 vie

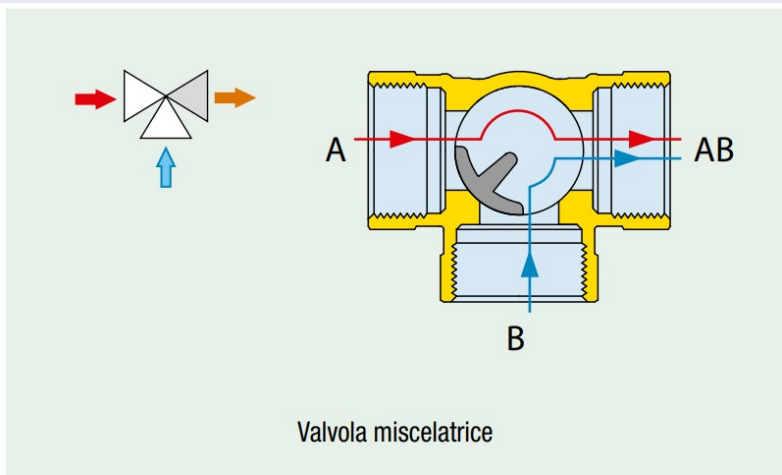


fonte Caleffi

Valvole

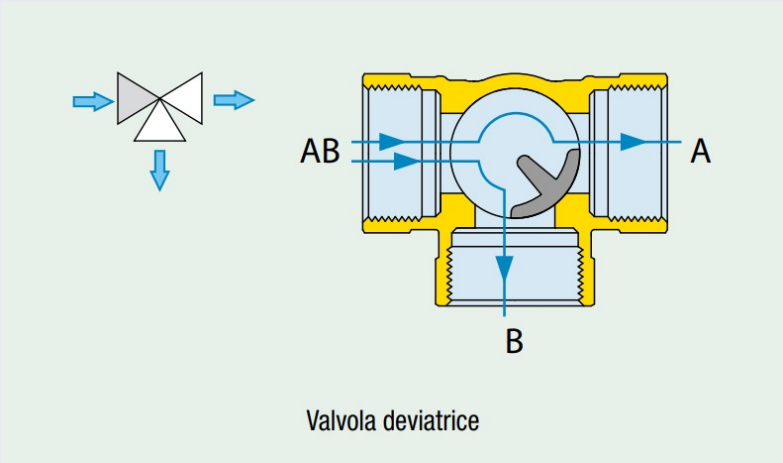
tiplogia

miscelatrice



fonte Caleffi

deviatrice



fonte Caleffi

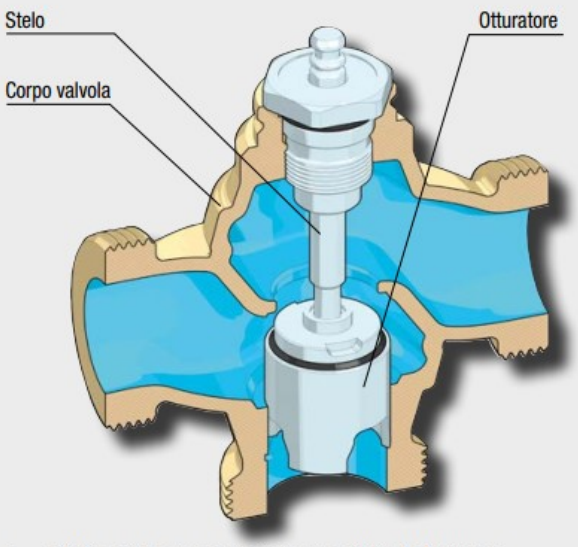
Valvole

tiplogia

Globo

VALVOLE A GLOBO

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



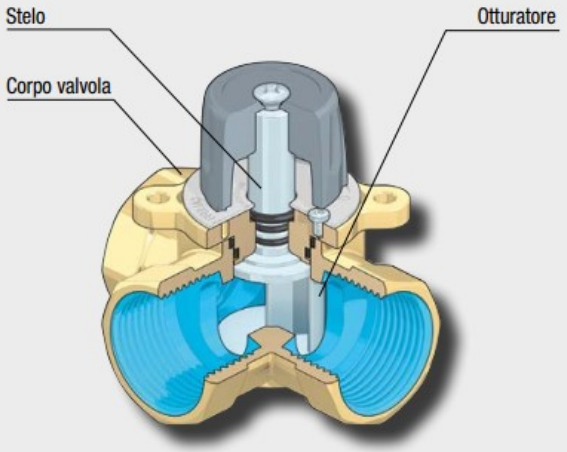
- Richiedono maggior spazio di installazione
- Hanno caratteristiche di regolazione più precise
- Presentano un trafilamento limitato
- Possono raggiungere un'elevata resistenza alla pressione statica

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.

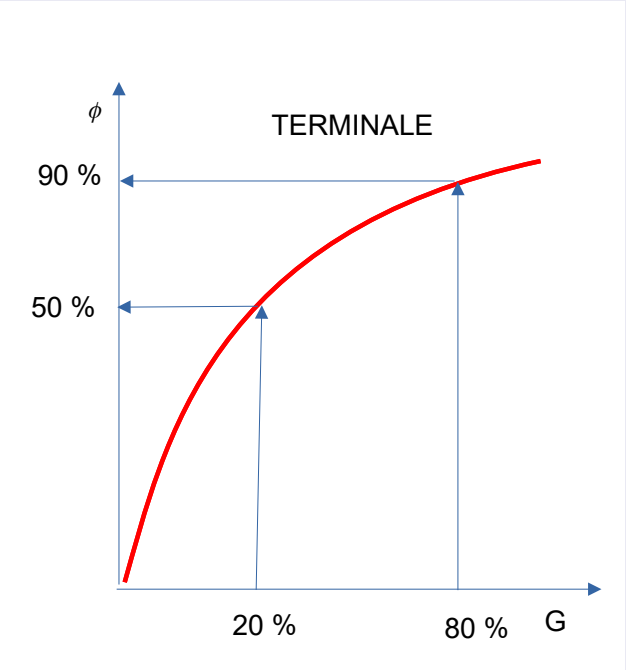


- Sono valvole compatte
- La caratteristica di regolazione è meno precisa
- Sono maggiormente soggette al fenomeno del trafilamento
- Hanno una resistenza limitata alla pressione statica

fonte Caleffi

Curva del terminale

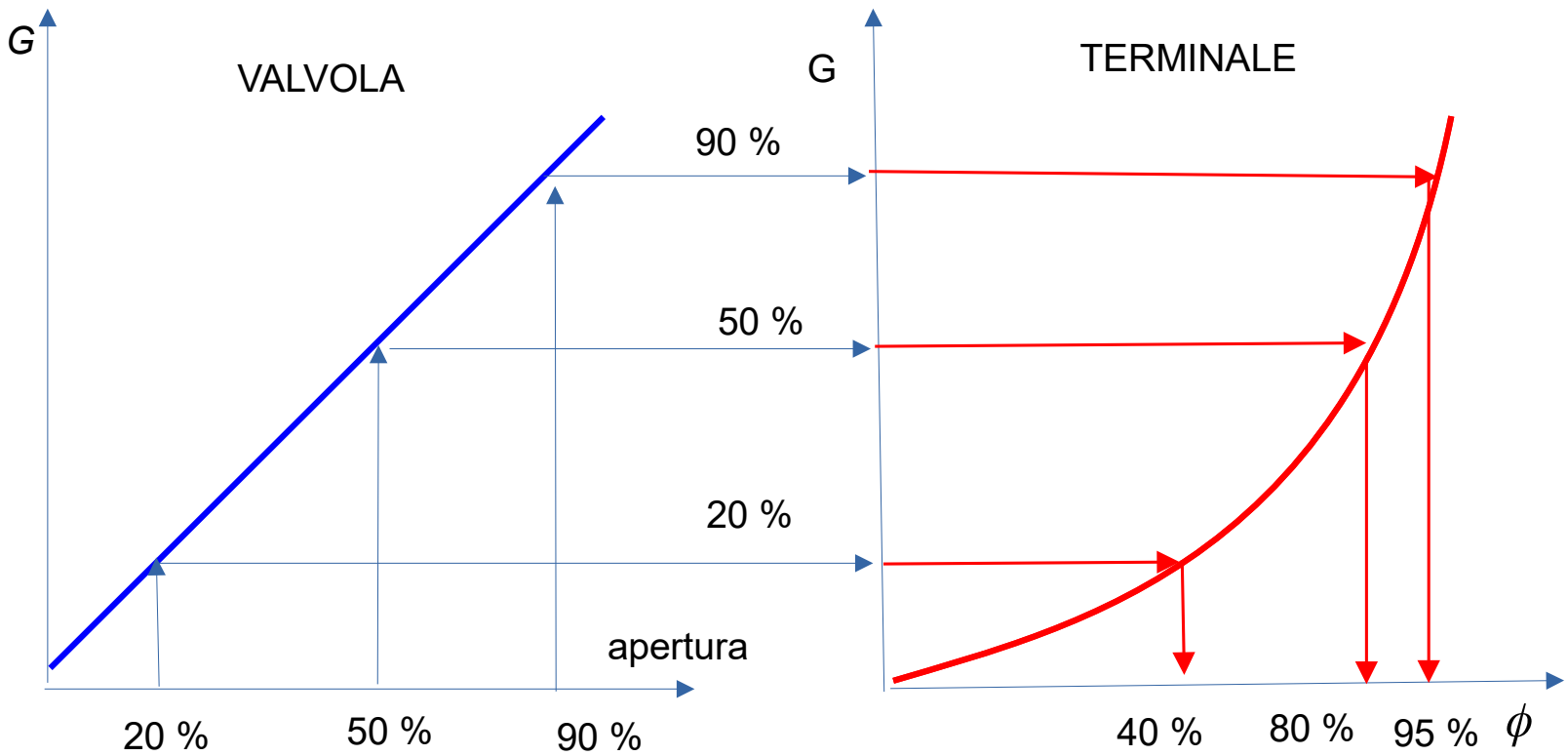
caratteristica non proporzionale



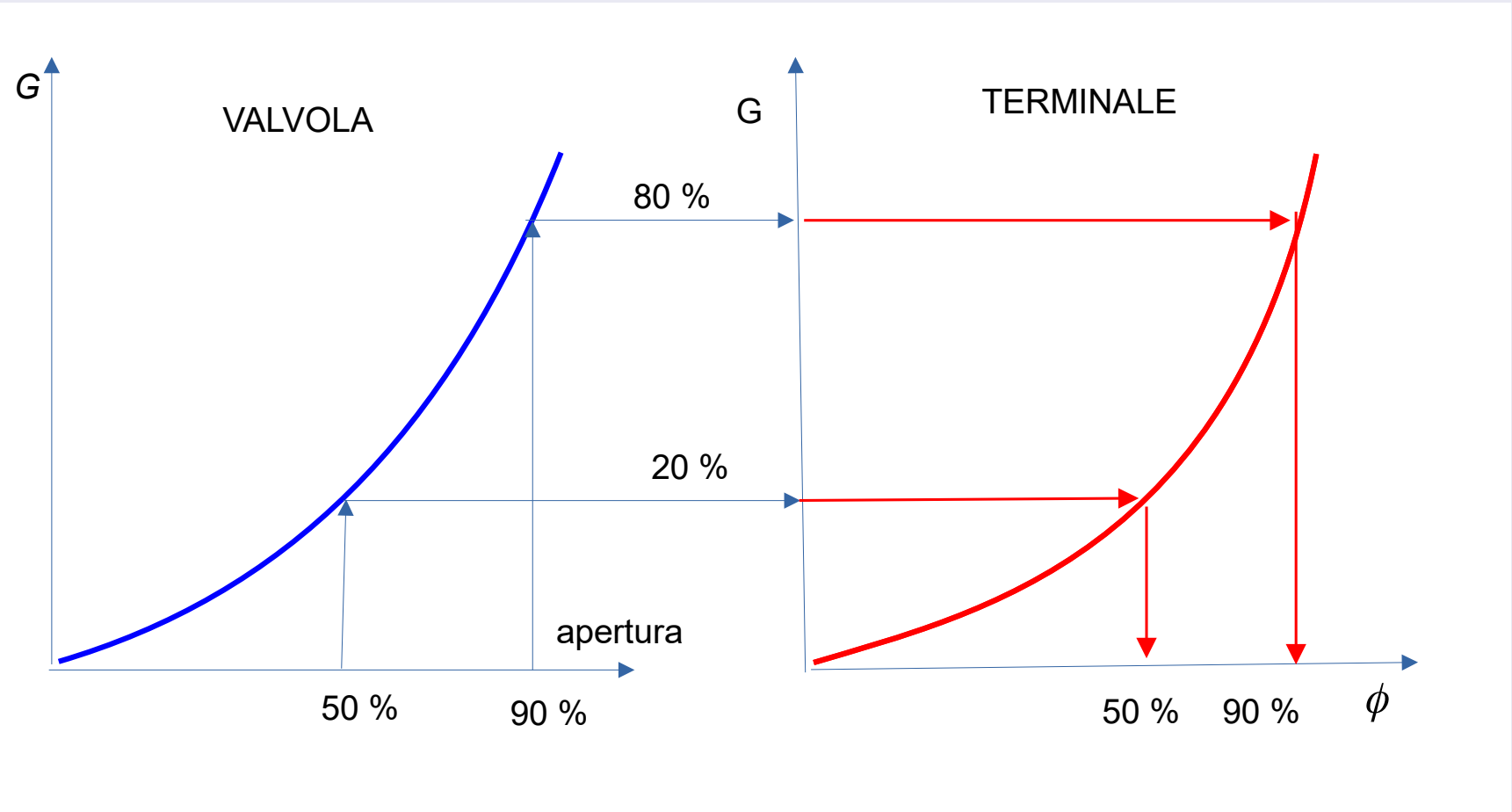
- il legame tra potenza di un terminale e portata non è lineare
- problemi con il controllo
- a grande spostamento corrisponde piccola variazione di potenza
- sarebbe auspicabile un andamento lineare

Controllo Terminali

valvola lineare



valvola equipercentuale



valvola equipercentuale

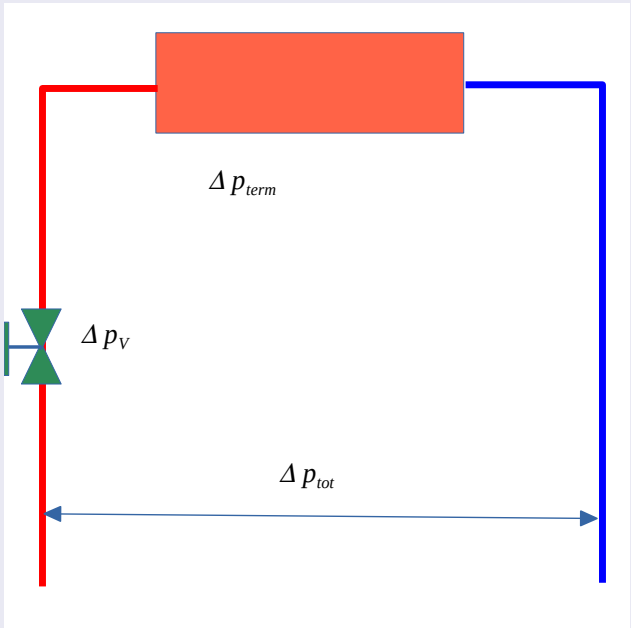
$$G = G_0 \cdot e^{k \cdot h}$$
$$\frac{dG}{dh} = G_0 \cdot k \cdot e^{k \cdot h} = k \cdot G$$
$$\frac{dG}{G} = k \cdot dh$$

- G portata
- h posizione dello stelo
- G_0 parametro
- k parametro

Autorità della valvola

controllo di circuiti

Autorità



- 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

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

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

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

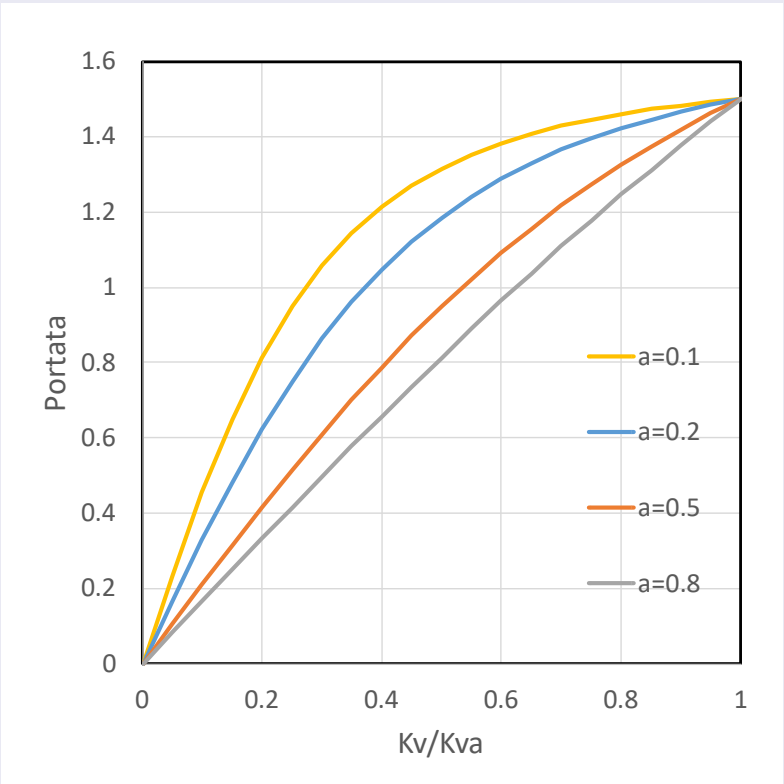
$$\Delta p_{tot} = \left(\frac{G}{k_{imp}}\right)^2 + \left(\frac{G}{k_v}\right)^2 = G^2 \cdot \left(\frac{1}{k_v^2} + \frac{1}{k_{imp}^2}\right)$$

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

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 $A > 0.5$