

I Circuiti a fluido

Il Moto dei Fluidi in un Condotto

- Il moto di un fluido in un condotto può essere trattato con le equazioni ricavate per un sistema termodinamico aperto, assumendo che in ogni sezione di passaggio del flusso di materia le proprietà fisiche e la velocità del fluido siano uniformi.
- La prima ipotesi introduce errori usualmente trascurabili, la seconda può portare anche ad errori del 100% nel caso di moto laminare, mentre risulta soddisfacente nel caso di moto turbolento, moto peraltro più frequente nel campo tecnico considerato.
- L'equazione di bilancio dell'energia meccanica in regime stazionario, senza scambio di lavoro e per un fluido a densità costante è la seguente:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + R = 0$$

Il Moto dei Fluidi in un Condotto

- L'equazione vista in precedenza può essere riferita ad ogni tratto di tubazione, è un'equazione che si può definire «globale» in quanto non valuta con dettaglio i fenomeni che avvengono nel fluido al suo interno, ma esaminano solo le proprietà del fluido nelle sezioni di ingresso e di uscita della tubazione.
- Lo stesso risultato lo si potrebbe ottenere integrando le equazioni differenziali relative ad un elemento di volume infinitesimo che si muove attraverso il sistema considerato.

Il Moto dei Fluidi in un Condotto

- Un approccio del genere, è proprio dello studio dei «fenomeni di trasporto», ovvero dell'evoluzione di un sistema in condizioni di non equilibrio, come possono essere le condizioni «transitorie» di un sistema.
- In tal modo si arriva a riconoscere che R è funzione delle **forze superficiali** (tensioni) che agiscono sulle superfici del volumetto infinitesimo considerato, e che compiono su di esso un lavoro di deformazione (**forze di attrito viscoso**).

Calcolo in casi semplici

- Flusso **in condotto circolare rettilineo** in **regime stazionario isoterma**

$$R = \frac{8 \cdot \mu \cdot L \cdot \omega}{\rho \cdot r^2}$$

con:

μ = viscosità dinamica del fluido,

L = lunghezza del condotto,

ω = velocità di efflusso,

r = raggio del condotto,

ρ = densità del fluido.

- **Lo stesso calcolo potrebbe essere fatto sperimentalmente utilizzando l'equazione di bilancio dell'energia meccanica.**

... e per casi più complessi?

- Si fa uso di equazioni con all'interno parametri/coefficienti di **derivazione sperimentale**;
- In generale la procedura sperimentale consiste nel valutare la caduta di pressione in determinate condizioni per correlare poi la variazione di pressione alla variazione delle condizioni al contorno (diametro, velocità del fluido, tipo di tubazione, ecc...) → alla base c'è sempre l'equazione di bilancio dell'energia meccanica;
- Nel caso di tubazioni non circolari si fa uso di una grandezza definita «diametro equivalente» del condotto (cosa molto rara nel caso di circuiti idronici)

- Si può quindi riscrivere l'equazione nel seguente modo nel caso generico di tubazioni:

$$R = f \cdot \frac{L \cdot \omega^2}{D \cdot 2}$$

dove «f» rappresenta un coefficiente chiamato «fattore di attrito», tale fattore è strettamente correlato ad un numero adimensionale detto **numero di Reynolds** «**Re**»

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{\omega \cdot D}{\nu}$$

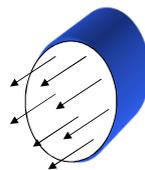
Parametri Tubazione

$$\dot{V} = w A \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$A = \pi r^2$$

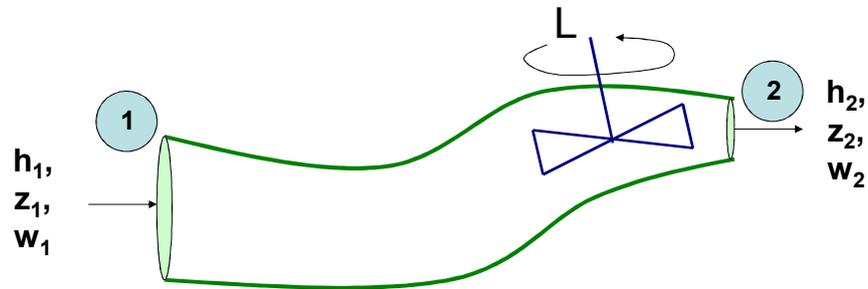
$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\dot{V} = \frac{w \pi d^2}{4} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$



$$\dot{m} = \rho \frac{w \pi d^2}{4} \quad [\text{kg}/\text{s}]$$

PRINCIPIO DI BERNOULLI



$$\frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) + \int_1^2 v dp + L + g (z_2 - z_1) + R = 0 \quad [\text{J/kg}]$$

$$\frac{1}{2} \dot{m} (w_2^2 - w_1^2) + \dot{m} \int_1^2 v dp + P + \dot{m} g (z_2 - z_1) + \dot{m} R = 0 \quad [\text{W}]$$

$$\frac{1}{2} \dot{m} (w_2^2 - w_1^2) + \dot{m} \int_1^2 v dp + P + \dot{m} g (z_2 - z_1) + \dot{m} R = 0 \quad [\text{W}]$$

Fluido incompressibile, quindi v e $\rho = \text{cost.}$

$$\dot{m} \int_1^2 v dp = \dot{m} v (p_2 - p_1)$$

$$\frac{1}{2} \dot{m} (w_2^2 - w_1^2) + \dot{m} v (p_2 - p_1) + P + \dot{m} g (z_2 - z_1) + \dot{m} R = 0 \quad [\text{W}]$$

$$E_{tot,2} = E_{tot,1} - L - R \quad [\text{J/kg}]$$

Il primo principio rappresenta il bilancio di **tutte le forme di energia**.

Il principio di Bernoulli esprime il bilancio della sola energia meccanica.

R: dissipazione per gli attriti

Ipotesi:

- assenza di variazioni di energia potenziale (nello spazio $g = 0$)
- assenza di variazioni di energia cinetica (il fluido è incomprimibile, quindi non varia r). Se la sezione di passaggio non cambia, non cambia nemmeno la velocità del fluido

$$\dot{m} = \rho w A$$

pertanto la velocità è la stessa a parità di portata

- Il termine R è trascurabile in quanto il tratto di tubazione è corto.

Le equazioni diventano pertanto:

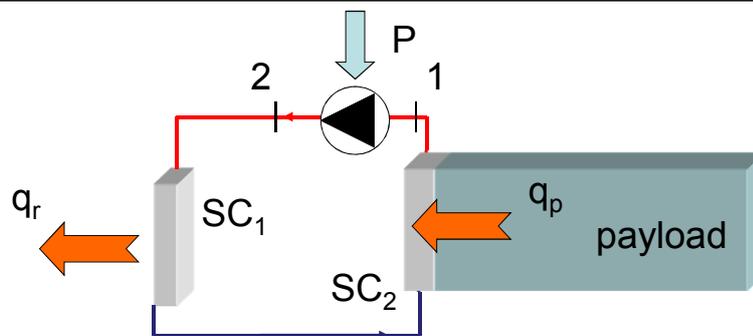
- Potenza della pompa

$$\dot{m} v (p_2 - p_1) + P = 0 \quad [\text{W}]$$

- Prevalenza della pompa

$$p_2 - p_1 + \Delta p_L = 0 \quad [\text{Pa}]$$

Quindi la potenza della pompa è direttamente collegata alla prevalenza



Primo principio per circuiti chiusi:

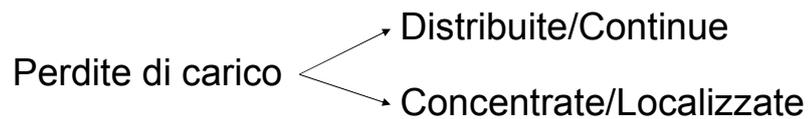
$$q_r + P = q_p$$

In questo caso R:

$$\Delta p_L = \Sigma R \quad [\text{Pa}]$$

Perdite del circuito

La perdita di carico in un circuito chiuso (perdita di pressione per attriti) eguaglia l'incremento di pressione di una pompa.



Perdite Distribuite/Continue

- Sono le perdite di pressione che subisce un fluido, in moto attraverso un condotto, a causa delle «resistenze» continue; attriti interni al fluido stesso (cioè la sua viscosità) e degli attriti esterni dovuti alla rugosità del condotto.
- Le perdite di carico distribuite o continue si possono esprimere in unità di pressione (Pascal o bar).
- Risulta, inoltre, conveniente esprimere il loro valore facendo riferimento ad una lunghezza unitaria di condotto.
- Nella progettazione dei circuiti di fluidi si utilizzano valori delle perdite di carico continue riferiti ad un metro di tubo.

Perdite distribuite

Dipendono da:

- velocità del fluido
- scabrosità superficiale del condotto

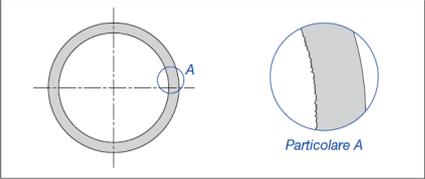
Fattore di attrito

$$\Delta p_R = f \frac{l}{d} \rho \frac{w^2}{2} \quad [\text{Pa}]$$

Lunghezza condotto

Diametro condotto

Tipo di Tubazione	ϵ (mm)
1-Tubazioni tecnicamente lisce (vetro, ottone, rame, trafilato, vetroresina, materiali plastici) (a seconda delle condizioni di servizio)	0-0,02
2-Tubazioni d'acciaio	
a) Nuove	
Grezze non saldate	0,03-0,06
Grezze saldate (produzione di serie)	0,03-0,08
Nuove con rivestimenti degradabili nel tempo:	
verniciati per centrifugazione	0,02-0,05
bitumati per immersione	0,10-0,15
con asfalto o catrame applicati a mano	0,5-0,6
b) In servizio, grezze o con rivestimenti degradabili:	
con leggera ruggine	0,6-0,8
con tuberculizzazione diffusa	1-4
c) Con trattamenti e rivestimenti non degradabili nel tempo (a seconda delle condizioni di servizio)	
zincati	0,02-0,05
galvanizzati	0,015-0,03
Rivestimento bituminoso a spessore	0,015-0,04
Rivestimento cementizio applicato per centrifugazione	0,05-0,15
3-Tubazioni in ghisa	
a) Nuove	
grezze	0,2-0,4
rivestite internamente con bitume (rivestimento degradabile)	0,10-0,20
b) In servizio, grezze o con rivestimenti degradabili con lievi incrostazioni parzialmente arrugginite con forti incrostazioni	0,4-1,0 1,0-2,0 3-5
c) Con rivestimenti non degradabili nel tempo cemento applicato per centrifugazione	0,05-0,15
4-Tubazioni in cemento	
cemento amianto (nuovi)	0,03-0,10
in servizio	0,10-0,4
cemento armato con intonaco perfettamente liscio, nuove	0,10-0,15
corne sopra, in servizio da più anni	1-3
gallerie con intonaco di cemento, a seconda del grado di finitura e delle condizioni di servizio	1-10



Particolare A

Per i tubi commerciali si possono considerare le seguenti classi di rugosità:

- bassa rugosità** ($0,001 < \epsilon < 0,007$ mm) per: tubi in rame, in acciaio inox, multistrato e in materiale plastico;
- media rugosità** ($0,020 < \epsilon < 0,090$ mm) per: tubi in acciaio nero e zincato;
- elevata rugosità** ($0,200 < \epsilon < 1,000$ mm) per: tubi incrostati e corrosi.

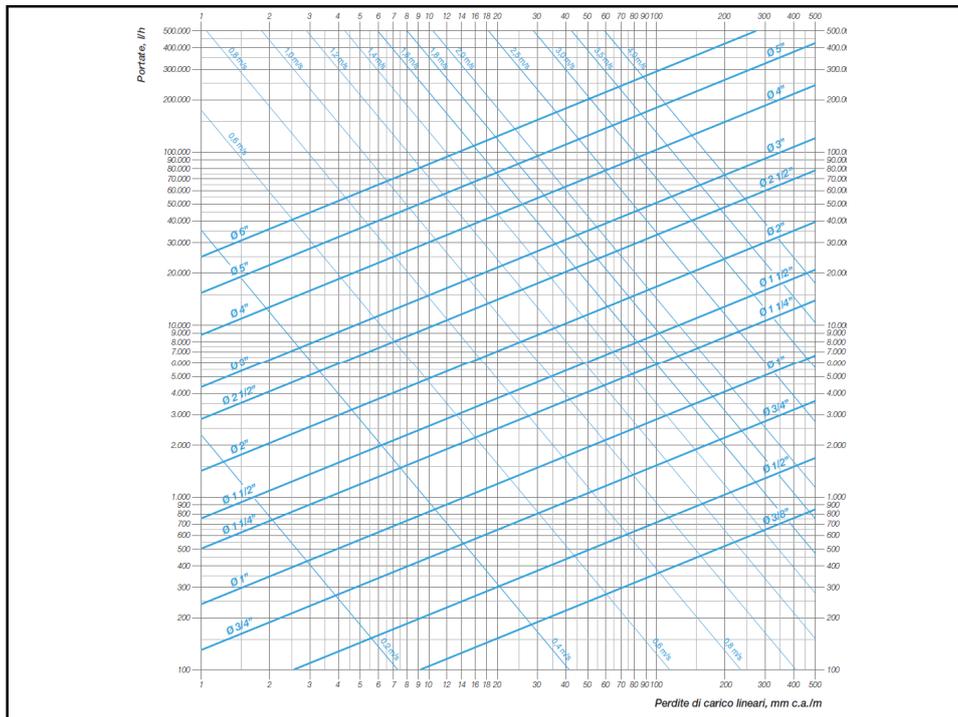
$$\nu = (1,67952 - 0,042328 \cdot t + 0,000499 \cdot t^2 - 0,00000214 \cdot t^3) \cdot 10^{-6}$$

dove: ν = viscosità cinematica dell'acqua, m^2/s
 t = temperatura, °C

Viscosità cinematica dell'acqua (mm^2/s)* al variare della temperatura (°C)

10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
1,304	1,015	0,801	0,648	0,543	0,474	0,428	0,391	0,352

* Nota: per ottenere la viscosità cinematica in [m^2/s] moltiplicare i valori della tabella per 10^{-6} .



Osservazioni

- A parità di viscosità cinematica ν , la perdita è indipendente dalla natura del fluido
- A parità di velocità, viscosità, lunghezza e scabrezza assoluta ε , una riduzione del diametro d comporta:
 - Una riduzione del numero di Reynolds
 - Un aumento della scabrezza relativa ε/d
 - Un aumento del coefficiente di attrito
 - Un aumento della perdita di carico

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{\omega \cdot D}{\nu}$$

Velocità

Occorre limitare la velocità:

- per minimizzare i fenomeni di erosione delle tubazioni
- per evitare rumorosità
- per limitare le perdite di carico e conseguentemente ridurre le richieste energetiche di pompaggio

Ma allo stesso tempo....

Occorre contenere il diametro:

- per limitare i costi di installazione e i pesi

Equazioni per il moto laminare

- Nel regime laminare (o di Poiseuille), il coefficiente di attrito F_a (o f slide precedenti) dipende quasi esclusivamente dal numero di Reynolds ed è esprimibile mediante l'equazione

$$r = F_a \cdot \frac{1}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

$$F_a = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64 \cdot v}{v \cdot D}$$

$$r = 32 \cdot v \cdot \rho \cdot \frac{v}{D^2}$$

- Normalmente nelle applicazioni termotecniche r [Pa/m] si esprime in funzione della portata che circola all'interno del condotto

- Per cui se

$$v = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2}$$

- Sostituendo alla precedente otteniamo:

$$r = 40,74 \cdot v \cdot \rho \cdot \frac{G}{D^4}$$

Che diventa

$$r = 1.153.983 \cdot v \cdot \rho \cdot \frac{G}{D^4}$$

Con: r (mm c.a./m); v (m²/s); ρ (kg/m³);
 G (l/h); D (mm)

Il regime laminare si verifica negli impianti a circolazione naturale (in disuso) e negli impianti che utilizzano fluidi termovettori con elevati valori di viscosità (olio)

Equazioni per il moto turbolento

- In questa condizione di funzionamento fattore di attrito F_a dipende non solo dal numero di Reynolds, ma anche dalla configurazione geometrica del condotto e dallo stato della sua superficie interna cioè della sua rugosità.
- In un condotto circolare, tale dipendenza è esprimibile con la formula di Colebrook:

$$\frac{1}{F_a^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot F_a^{0,5}} \right)$$

- Con k rugosità del condotto espressa in metri
- **La relazione di Colebrook non è però facilmente utilizzabile** → richiede un processo iterativo
- Nelle applicazioni pratiche si possono utilizzare formule meno complesse che derivano dalla precedente che introducono delle semplificazioni ottenute limitando il suo campo di validità.

- Di seguito sono riportate alcune formule, relativamente semplici, che consentono di calcolare F_a quando il fluido vettore è l'acqua (con temperature comprese tra 0°C e 95°C) e quando i tubi rientrano nelle seguenti categorie di rugosità:
 - bassa rugosità per $0,002 < k < 0,007$ mm (tubi in rame e materiale plastico);
 - media rugosità per $0,020 < k < 0,090$ mm (tubi in acciaio nero e zincato);
 - elevata rugosità per $0,200 < k < 1,000$ mm (tubi incrostati o corrosi).

Tubi a bassa rugosità

Relazioni semplificate

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

Che diventa la seguente se espressa nelle unità di misura più comunemente utilizzate nel campo termotecnico

$$r = 14,68 \cdot v^{0,25} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,75}}{D^{4,75}}$$

Con

r (mm c.a./m); v (m²/s); ρ (kg/m³); G (l/h); D (mm)

...effetti della temperatura

per temperatura acqua = 80°C risulta: $v = 0,39 \cdot 10^{-6}$ m²/s, $\rho = 971,1$ kg/m³

$$r = 14,68 \cdot (0,39 \cdot 10^{-6})^{0,25} \cdot 971,1 \cdot \frac{800^{1,75}}{20^{4,75}}$$

$$r = 14,68 \cdot 0,024990 \cdot 971,1 \cdot 0,079523 = 28,3 \text{ mm c.a./m}$$

per temperatura acqua = 10°C risulta: $v = 1,30 \cdot 10^{-6}$ m²/s, $\rho = 999,6$ kg/m³

$$r = 14,68 \cdot (1,30 \cdot 10^{-6})^{0,25} \cdot 999,6 \cdot \frac{800^{1,75}}{20^{4,75}}$$

$$r = 14,68 \cdot 0,033766 \cdot 999,6 \cdot 0,079523 = 39,4 \text{ mm c.a./m}$$

Tubi a media rugosità

Relazioni semplificate

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

Che diventa la seguente se espressa nelle unità di misura più comunemente utilizzate nel campo termotecnico

$$r = 3,3 \cdot v^{0,13} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,87}}{D^{5,01}}$$

Con

r (mm c.a./m); v (m²/s); ρ (kg/m³); G (l/h); D (mm)

...effetti della temperatura

per temperatura acqua = 80°C risulta: $v = 0,39 \cdot 10^{-6}$ m²/s, $\rho = 971,1$ kg/m³

$$r = 3,3 \cdot (0,39 \cdot 10^{-6})^{0,13} \cdot 971,1 \cdot \frac{800^{1,87}}{20^{5,01}}$$

$$r = 3,3 \cdot 0,146838 \cdot 971,1 \cdot 0,081399 = 38,3 \text{ mm c.a./m}$$

per temperatura acqua = 10°C risulta: $v = 1,30 \cdot 10^{-6}$ m²/s, $\rho = 999,6$ kg/m³

$$r = 3,3 \cdot (1,30 \cdot 10^{-6})^{0,13} \cdot 999,6 \cdot \frac{800^{1,87}}{20^{5,01}}$$

$$r = 3,3 \cdot 0,171717 \cdot 999,6 \cdot 0,081399 = 46,1 \text{ mm c.a./m}$$

Tubi a elevata rugosità

Relazioni semplificate

- Intervallo di rugosità: da 0,2 fino a 1 mm, i tubi metallici con superfici interne incrostate o corrose
 - Per i tubi in acciaio incrostati o corrosi, in genere si considerano i seguenti valori di rugosità:
 - $k = 0,2$ mm per incrostazioni o corrosioni leggere;
 - $k = 0,5$ mm per incrostazioni o corrosioni medie;
 - $k = 1,0$ mm per incrostazioni o corrosioni forti.
- Le loro perdite di carico continue si possono determinare moltiplicando quelle dei tubi a bassa e media rugosità per i fattori della seguente tabella:

diametro, mm	k = 0,2 mm			k = 0,5 mm			k = 1,0 mm		
	velocità m/s			velocità m/s			velocità m/s		
	0,5	1	2	0,5	1	2	0,5	1	2
$d \leq 40$	1,18	1,20	1,26	1,35	1,45	1,60	1,70	1,90	2,00
$40 < d \leq 60$	1,18	1,20	1,26	1,35	1,45	1,60	1,70	1,80	2,00
$60 < d \leq 80$	1,18	1,20	1,24	1,35	1,45	1,60	1,65	1,80	1,95
$80 < d \leq 100$	1,18	1,20	1,24	1,35	1,40	1,55	1,60	1,75	1,90
$100 < d \leq 200$	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,50	1,55	1,70	1,90
$200 < d \leq 300$	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,45	1,50	1,70	1,90
$300 < d \leq 400$	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,45	1,50	1,70	1,85

Perdite concentrate

Dipendono da:

- Imbocco da un serbatoio o sbocco (cambio di sezione brusco)
 - Valvole
 - Gomiti
 - Curve
 - Diramzioni o "T"
 - Filtri
 - Strozature
- Coefficiente caratteristico di ciascun componente

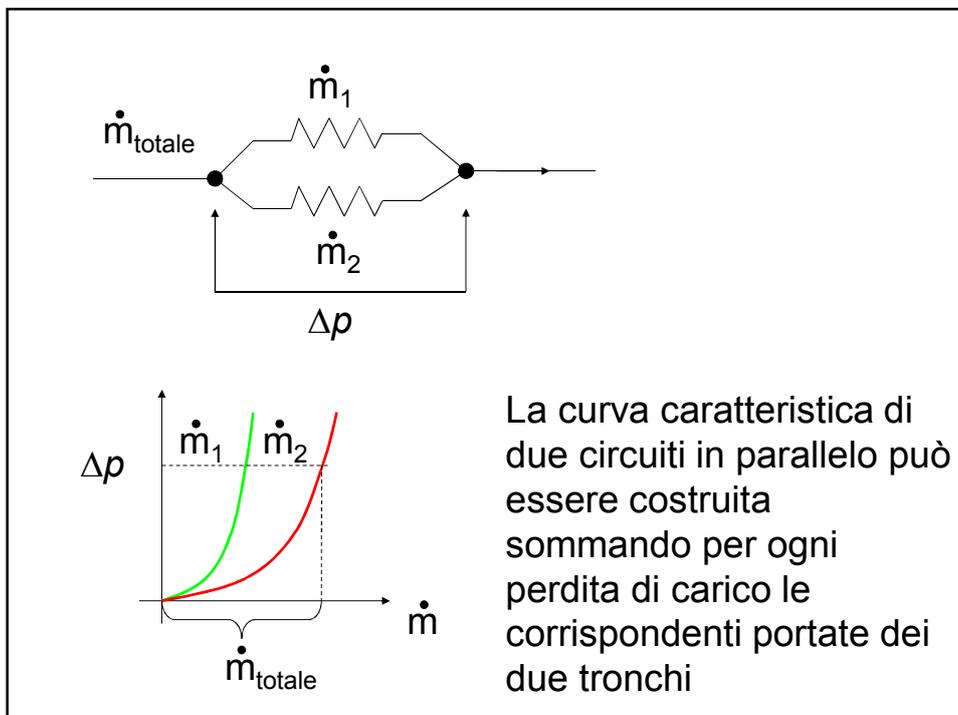
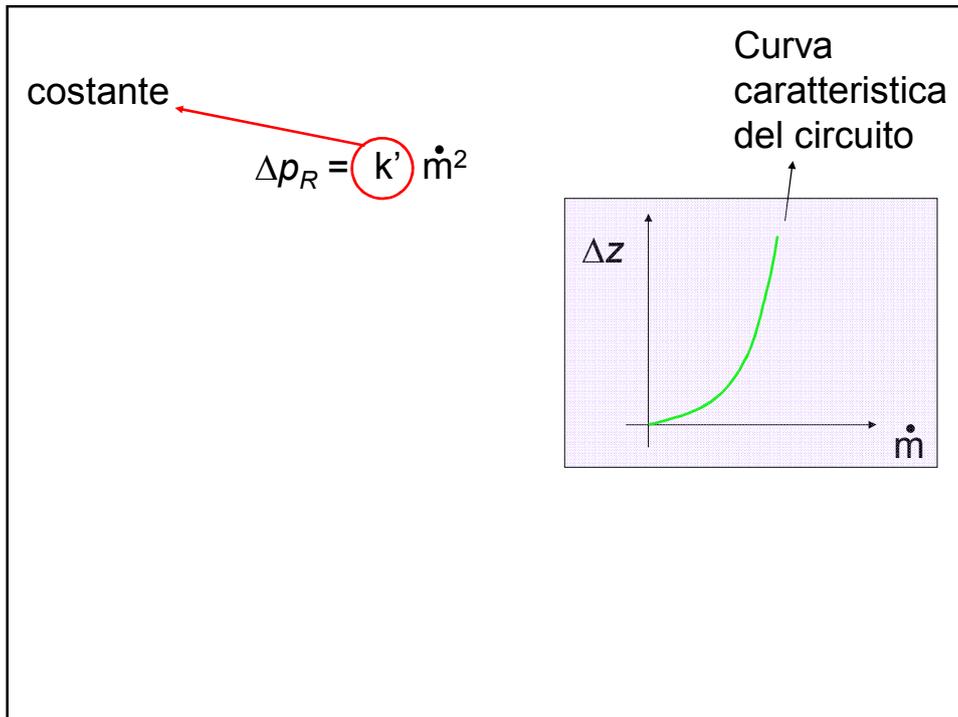
$$\Delta z_R = \xi \frac{w^2}{2g} \quad [\text{m}]$$

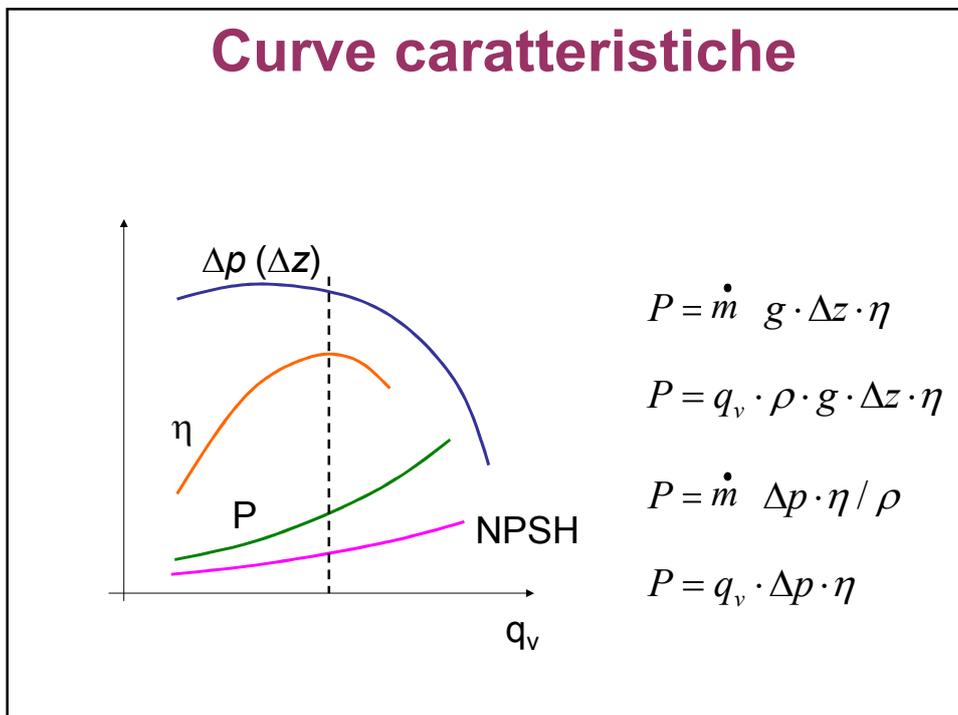
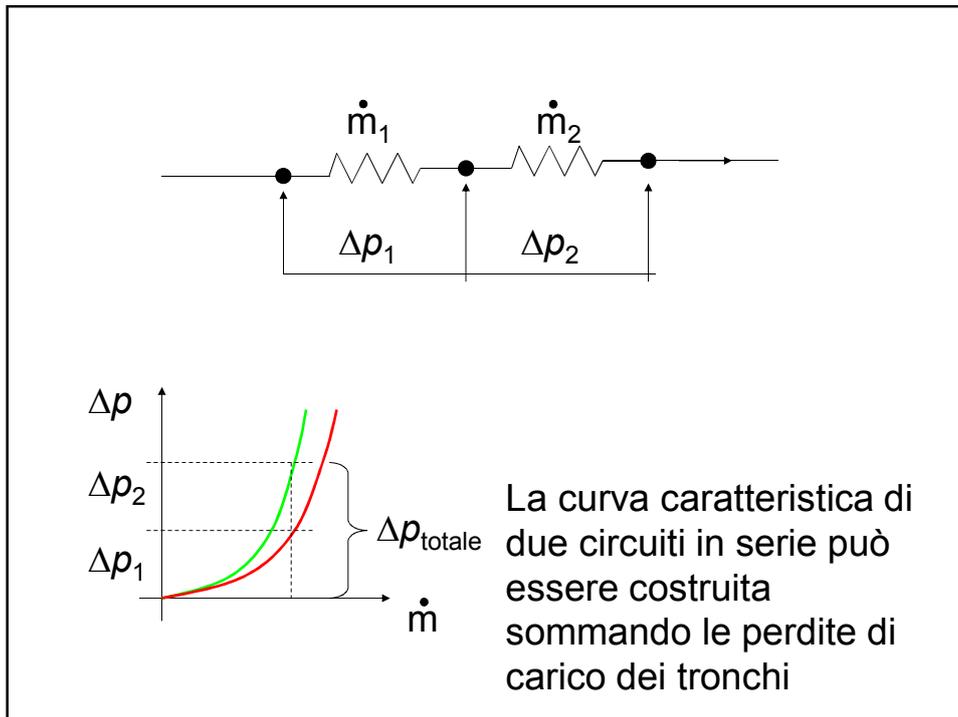
$$\Delta p_R = \xi \rho \frac{w^2}{2} \quad [\text{Pa}]$$

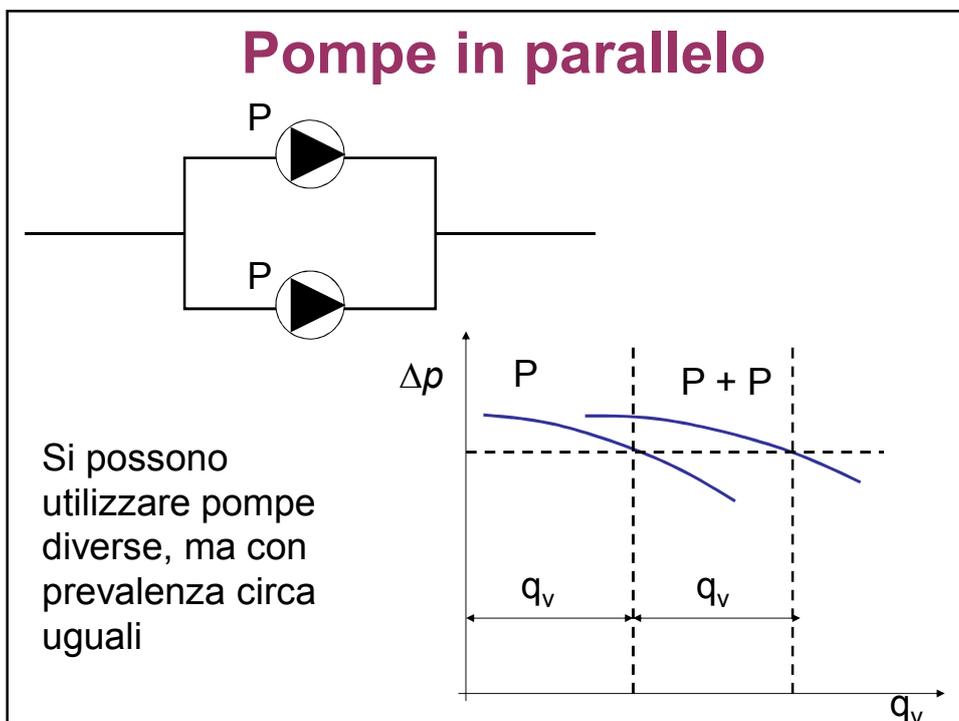
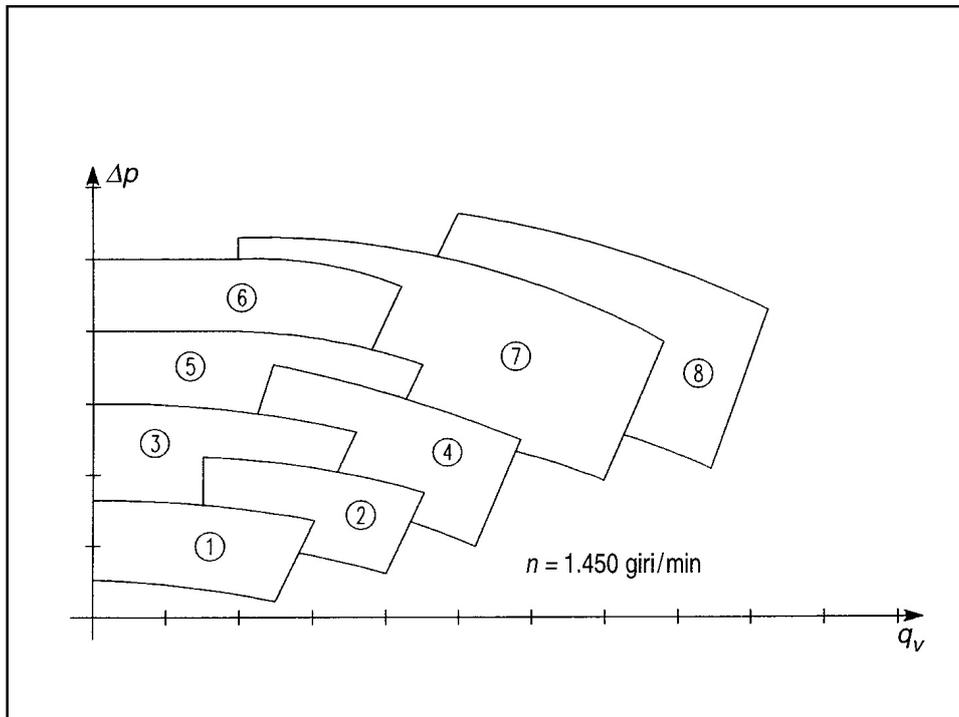
Figura 26 - Coefficienti (ξ) di perdita di carico di alcuni componenti (valori indicativi)

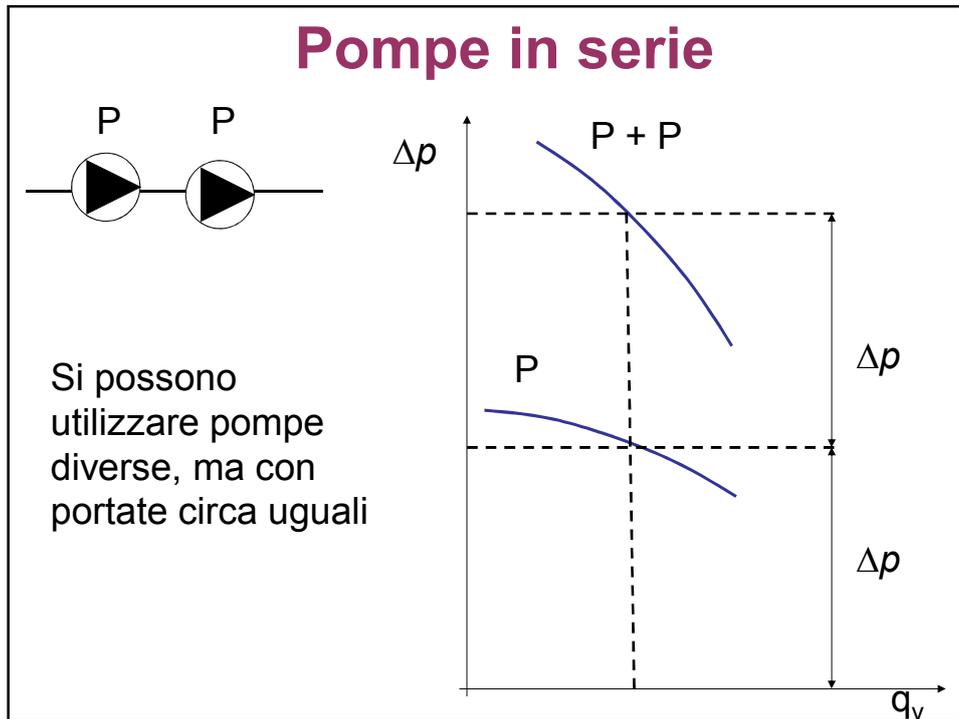
	Diametro nominale (DN)												
	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
Curva arrotondata (raggio curv./diam. = 1,5)	0,5												
Gomito	2	2	1,5	1,5	1								
Brusco allargamento (sbocco)	1+1,2												
Brusca restrizione (imbocco)	0,5+0,7												
Radiatore	7	4,5	3,5	2,5									
Valvola per radiatore (o detentore)	17	10	9	8									
Caldaia	3												
Valvola a sfera (passaggio totale) o saracinesca	0,5												
Valvola a sfera (passaggio ridotto)	1												
T diretto	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1
T deviato	2,5	2	1,5	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2
T confluyente	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1
T confluyente	1,7	1,3	1	1	1	1	1	1	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8
Valvola di ritengo a clapet	4												
Filtro a "Y" (pulito)	4+5												
Valvola di ritengo a disco a molla morbida	10+12												

Nella formula delle perdite di carico concentrate, per i raccordi a "T" ed i cambiamenti di sezione, il valore delle velocità da utilizzare è quello indicato w.









Generalità: scelta di una pompa

- La scelta di una elettropompa deve essere fatta in modo che il suo punto di lavoro risulti:
 - vicino al punto di funzionamento teorico del circuito;
 - interno alla zona di rendimento ottimale della pompa stessa.
- Si deve inoltre controllare che le caratteristiche e le prestazioni della elettropompa siano adeguate alle esigenze del circuito utilizzatore. Ad esempio, si deve verificare:
 - il livello di rumorosità, in particolar quando la pompa è installata vicino ad ambienti per cui sono richiesti bassi valori del livello sonoro;
 - la resistenza alla condensa, per i circuiti che convogliano acqua fredda o refrigerata;

- la resistenza ai liquidi antigelo, specie quando si hanno circuiti esterni (ad esempio negli impianti a pannelli solari) che richiedono miscele con elevate quantità di antigelo;
- il valore di NPSH, nei circuiti con bassa pressione sulla bocca di aspirazione

Vasi di espansione chiusi

- Lo scopo principale del vaso di espansione con membrana è quello di compensare le dilatazioni termiche del fluido termovettore contenuto all'interno dell'impianto;
- Inizialmente il volume del vaso è completamente occupato dall'aria/azoto, quando l'impianto inizia a funzionare a poco a poco il volume del gas si riduce e lo spazio viene occupato dall'acqua dell'impianto che è aumentata di volume a causa dell'aumento di temperatura;
- Il dimensionamento di tale componente è basato essenzialmente sulla valutazione del contenuto totale di acqua nei circuiti e della variazione di temperatura cui il fluido è sottoposto dalla condizione di carica alle condizioni di funzionamento.
- Esistono due tipi di vasi chiusi, con membrana o senza

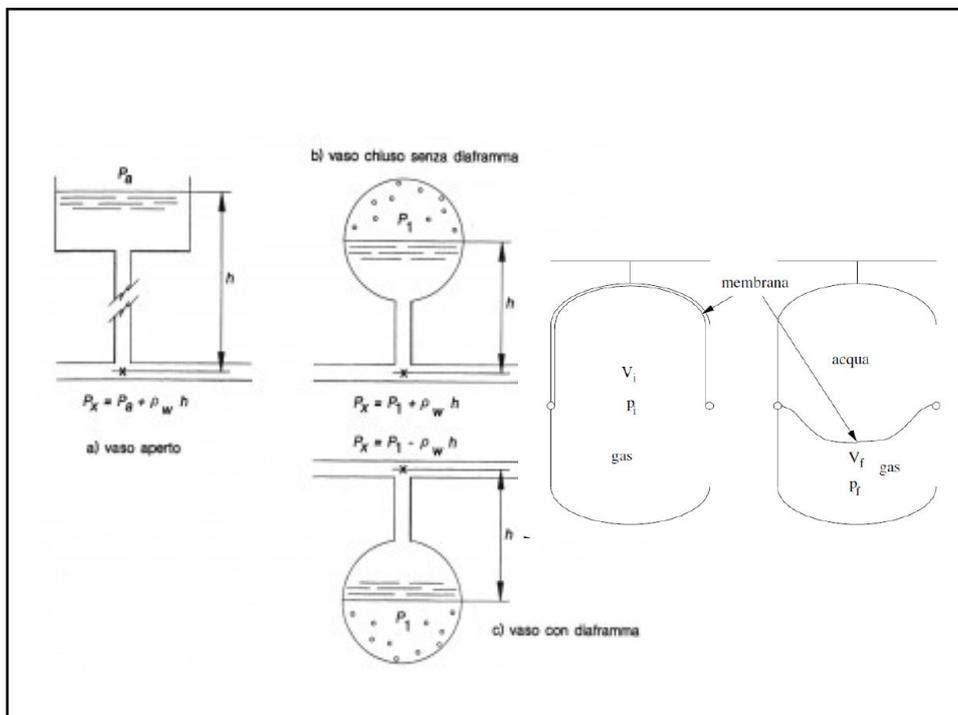


Duplici funzione:

- Termica (espansione/contrazione); a tal fine il fluido deve essere a contatto con un gas che compensa dilatazioni/contrazioni del fluido.
- Idraulica (determina e fissa la pressione di riferimento del sistema)

Le pressioni non devono essere negative o inferiori a quella di saturazione e nemmeno cambiamenti di fase.

Il vaso di espansione deve essere sufficientemente pressurizzato per evitare che si verifichi l'effetto della cavitazione (cambio di fase in aspirazione della pompa che può portare alla formazione di sacche di vapore)



$$V_f = \sum V_{\text{tubi}}$$

α : coefficiente di dilatazione del fluido

$$\Delta V = V_f \alpha \Delta t$$

ΔV : variazione di volume consentita

Δt : variazione di temperatura di esercizio