



Le perdite di carico nei circuiti idraulici

Luigi Fanizzi, ECOACQUE® - Email: info@ecoacque.it

Sono perdite di pressione, causate dalle resistenze che si oppongono al moto di un fluido. Conoscere il loro valore serve, essenzialmente, a:

- dimensionare i condotti che convogliano i fluidi;
- determinare le caratteristiche degli organi motori (pompe, air-lift, eccetera), cioè dei mezzi che servono a mantenere in movimento i fluidi.

Le perdite di carico possono essere **continue** oppure **localizzate** (vedi **Figura 1**):

- quelle *continue* si manifestano lungo i tratti lineari dei condotti;
- *quelle localizzate* (o *cd p. concentrate*) si manifestano, invece, in corrispondenza di organi meccanici e/o pezzi speciali che fanno variare la direzione o la sezione di passaggio del fluido (come, ad esempio: imbrocchi, riduzioni, allargamenti, derivazioni, raccordi, curve, confluenze, valvole, filtri, misuratori, sbocchi, eccetera).

Di seguito vedremo come possono essere determinate queste perdite pressorie.

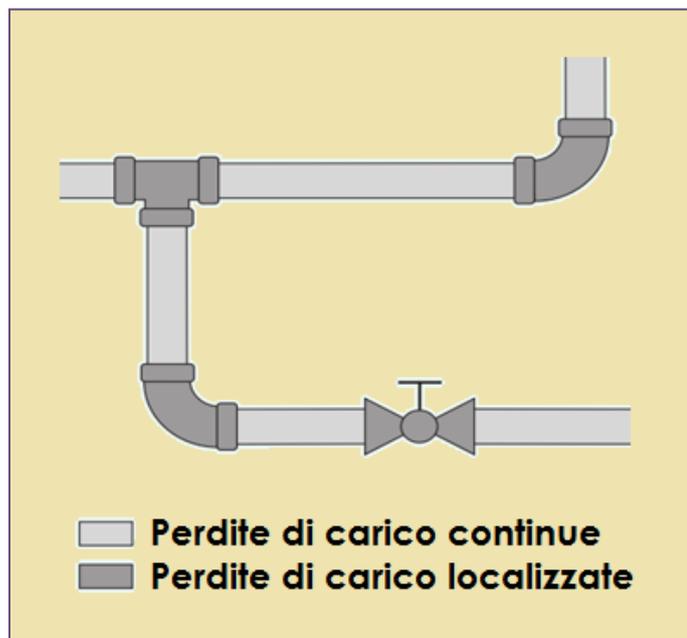


Figura 1 – Perdite di carico in un circuito idraulico. canali verticali.

Pur essendo la teoria di base uguale per tutti i fluidi, ci riferiremo, specificatamente, al caso dei tubi che convogliano solo acqua. Esamineremo, dapprima, come possono essere determinate le

perdite di carico continue e poi quelle localizzate.

Perdite di carico continue

Per ogni metro di tubo, le perdite di carico continue, dell'acqua in esso convogliata, possono essere calcolate con la formula generale (mod. M. Doninelli, 2002):

$$J = 0,000102 \cdot F_a \cdot \frac{1}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

dove:

- J = perdita di carico continua unitaria, m c.a./m;
- F_a = fattore di attrito, adimensionale;
- ρ = massa volumica del fluido (acqua), Kg/m³;
- v = velocità media dell'acqua, m/s;
- D = diametro interno del tubo, m;
- t = temperatura del fluido, °C.

$$\rho = 1.000,18576 + 0,007136 \cdot t - 0,005718 \cdot t^2 + 0,00001468 \cdot t^3$$

Noti il diametro del tubo, la velocità dell'acqua e la sua massa volumica, il solo parametro che risulta indeterminato è il fattore di attrito [F_a]; fattore che dipende: (1) dal regime di moto del fluido, e (2) dalla rugosità dei tubi. Il regime di moto del fluido, a sua volta, può essere:

- *laminare*, quando le particelle del fluido hanno traiettorie ordinate e fra loro parallele (il moto è calmo e regolare);
- *turbolento*, quando le particelle del fluido si muovono in modo irregolare e variabile nel tempo (il moto è disordinato ed instabile);
- *transitorio*, quando il moto non è chiaramente né laminare, né turbolento.

Il regime di moto di un fluido è individuabile col numero di Reynolds (D. Citrini et Al., 1987):

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

dove:

- Re = numero di Reynolds, adimensionale;
- v = velocità media del fluido, m/s;
- D = diametro interno del tubo, m;
- ν = viscosità cinematica del fluido, m²/s;
- t = temperatura del fluido, °C.

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



t [°C]	ρ [kg/m ³]	ν [m ² /s]
10	999,6	0,00000130
20	998,0	0,00000102
30	995,4	0,00000080
40	992,0	0,00000065

Tabella 1 – Masse volumiche e viscosità dell'acqua relazionate al variare della temperatura.

In relazione a tale numero, il moto del fluido può ritenersi (E. Scimemi, 1964):

- *laminare* per Re minore di **2.000**;
- *transitorio* per Re compreso fra **2.000** e **2.500**;
- *turbolento* per Re maggiore di **2.500**.

Per quanto riguarda il calcolo delle perdite di carico, il regime transitorio - il cui campo di validità è molto limitato e non sempre risulta compreso con certezza nei limiti, sopra riportati - è generalmente assimilato a quello turbolento: cioè al regime con maggior disordine e, quindi, con maggior perdite di carico. Ponendo $Re = 2.000$, nella formula per il calcolo del numero di Reynolds, è possibile ottenere la relazione che consente il calcolo delle velocità v_c (dette *v. critiche*), oltre le quali il moto non è più laminare (M. Doninelli et Al., 2005).

$$v_c = \frac{2.000 \cdot \nu}{D}$$

Come è facile constatare, tali velocità sono inversamente proporzionali al diametro (D) dei tubi: cioè sono più elevate per i tubi più piccoli che per quelli di più grande diametro. Nell'ambito dell'idraulica pratica (ove, generalmente $v > v_c$), interessa, soprattutto, calcolare le perdite di carico continue in regime turbolento.

Per i tubi che convogliano acqua, si possono considerare tre classi di *rugosità*: la bassa, la media e l'elevata:

- *la bassa rugosità*, comprende i tubi in rame, acciaio inox e materiale plastico (scabrezza omogenea equivalente e £ 0,007 mm);
- *la media rugosità*, comprende i tubi in acciaio nero o zincato (scabrezza omogenea equivalente $0,020 \leq e \leq 0,090$ mm);
- *l'elevata rugosità*, invece, comprende i tubi sensibilmente incrostati e/o corrosi (scabrezza omogenea equivalente $0,200 < e \leq 1,000$ mm. Esempio ferro arrugginito: $e \cong 0,700$ mm)

In *regime laminare*, $[F_a]$ è determinabile con la seguente formula (M. Doninelli et Al., 2005):

$$F_a = 64 \cdot Re^{-1}$$

In *regime turbolento* è, invece, determinabile con la formula di Colebrook: formula che, però, richiede metodi di calcolo per approssimazioni successive assai complessi. Motivo per cui, nella pratica, si ricorre a formule più semplici. Misure di laboratorio e verifiche in merito hanno indotto ad utilizzare la formula di Blasius, sotto riportata, per i tubi a *bassa rugosità*:

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

ed ad elaborare un'apposita relazione per i tubi a *media rugosità*:

$$F_a = 0,070 \cdot Re^{-0,13} \cdot D^{-0,14}$$

Ponendo nella formula generale, i valori di $[F_a]$, sopra riportati, è dunque possibile ottenere formule che consentono di calcolare le perdite di carico continue in base a parametri direttamente noti o determinabili. Per un uso pratico di queste formule va comunque sostituita la velocità del fluido con la relativa portata. Le perdite di carico continue sono, infatti, generalmente determinate in base alle portate e non alle velocità. Per diverse tipologie di tubazioni, di *bassa e media rugosità*, convoglianti acqua, in regime di *moto turbolento*, Chezy ha proposto la seguente relazione (G. Becciu et Al., 2005):

$$J = \frac{10,29 \cdot Q^2}{K_s^2 \cdot D^{5,33}}$$

Nel caso, invece, di *moto laminare*, dove la *scabrezza* ϵ non interviene (*lo spessore dello strato limite viscoso della corrente che aderisce alla parete ricopre completamente le asperità della parete interna della tubazione*), la relazione precedente assume la seguente semplice espressione (V. Ferro, 2013):

$$J = 128 \cdot \frac{\nu}{\rho \cdot g} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot D^4}$$

ove:

J = perdita di carico continua unitaria m c.a./m;

g = 9,80665 accelerazione di gravità terrestre, m/s²;

D = diametro interno della tubazione, m (con $D < 1,80$ m);

Q = portata convogliata in condotta, m³/s;

K_s = coefficiente di scabrezza di Gauckler-Strickler, m^{1/3}/s, che assume, a seconda della superficie interna, del materiale costituente la tubazione, i seguenti valori (G. Becciu et Al, 2010):

$K_s = 80$ per tubi in gres (rugosità $e = 1,500$ mm ÷ 2,000 mm);

$K_s = 95$ per tubi in acciaio nero o zincato (rugosità $e = 0,200$ mm ÷ 0,500 mm);

$K_s = 100$ per tubi in cemento armato liscio (rugosità $e = 0,100$ mm ÷ 0,150 mm);

$K_s = 105$ per tubi in ghisa rivestita (rugosità $e = 0,100 \div 0,150$);
 $K_s = 120$ per tubi in alluminio (rugosità $e = 0,015 \div 0,050$);
 $K_s = 130$ per tubi rame, acciaio inox ed ottone (rugosità $e = 0,004 \div 0,010$);
 $K_s = 145$ per tubi in PE, PVC, PP e PRFV (t. tecnicamente lisci: rugosità $e = 0,002 \div 0,004$).

Per tubi ad elevata rugosità, le perdite di carico continue possono determinarsi moltiplicando quelle dei tubi a bassa e media rugosità per i fattori correttivi $[F_c]$, riportati nella **Tabella 2** (mod. M. Doninelli, 2002).

DN [mm]	$\epsilon = 0,20$ [mm]			$\epsilon = 0,50$ [mm]			$\epsilon = 1,00$ [mm]		
	v [m/s]			v [m/s]			v [m/s]		
	0,50	1,00	2,00	0,50	1,00	2,00	0,50	1,00	2,00
$25 \leq D \leq 40$	1,18	1,20	1,26	1,35	1,45	1,60	1,70	1,90	2,00
$40 \leq D \leq 60$	1,18	1,20	1,26	1,35	1,45	1,60	1,70	1,80	2,00
$60 \leq D \leq 80$	1,18	1,20	1,24	1,35	1,45	1,60	1,65	1,80	1,95
$80 \leq D \leq 100$	1,18	1,20	1,24	1,35	1,40	1,55	1,60	1,75	1,90
$100 \leq D \leq 200$	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,50	1,55	1,70	1,90
$200 \leq D \leq 300$	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,45	1,50	1,70	1,90
$300 \leq D \leq 400$	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,45	1,50	1,70	1,85

Tabella 2 – Fattori di correzione per tubazioni ad elevata rugosità.

La perdita di carico continua (p. di forza motrice), espressa in m c.a., tra due punti di un circuito idraulico (vedi **Figura 2**) è, quindi, la differenza di carico idraulico Y [m] tra i due punti, presi in considerazione, espressa dalla relazione:

$$\Delta H = Y = J \cdot L$$

Per rapporti di $L/D \geq 1.000$, le condotte vengono definite "lunghe condotte" (B. Brunone et Al., 2006).

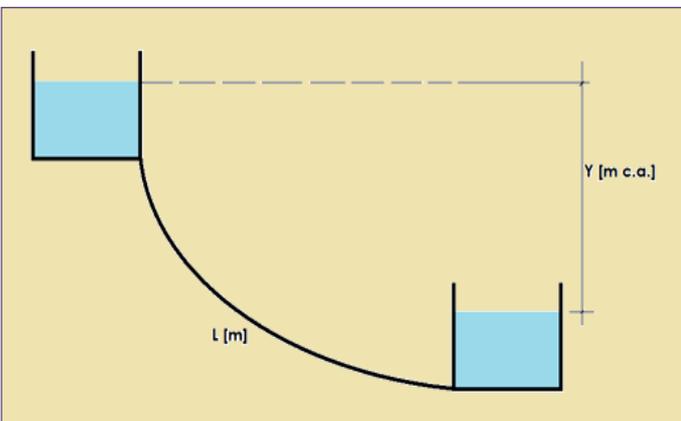


Figura 2 - Perdita di carico continua, in una condotta lunga L.

Perdite di carico localizzate

Queste perdite di carico sono dovute alla presenza, sul circuito idraulico, di organi meccanici e/o di pezzi speciali che fanno variare la direzione ovvero la sezione di passaggio del fluido e vengono a crearsi per la turbolenza che si manifesta in vicinanza di tali pezzi (curve, raccordi, misuratori, valvole, saracinesche, riduzioni, eccetera).

Tali perdite di pressione, possono essere calcolate con uno dei seguenti metodi, più utilizzati:

- *metodo diretto*, utilizza i coefficienti di attrito che dipendono dalla forma e dalle dimensioni dei pezzi speciali;
- *metodo indiretto*, utilizza le lunghezze equivalenti, ossia sostituisce ad ogni pezzo speciale, un tratto di tubo lineare, in grado di dare le stesse perdite di carico.

In genere, per il dimensionamento dei tubi e delle apparecchiature motorie, si ricorre al metodo diretto, in quanto è sufficientemente accurato ed è facile da utilizzare. Con tale metodo, le perdite di carico localizzate si possono calcolare con la formula:

$$\Delta H = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

in cui v è la velocità media, che si stabilisce in una sezione caratteristica e k un parametro adimensionale (cd *coefficiente di resistenza localizzata*) che dipende, essenzialmente, dalla configurazione geometrica e dal numero di Reynolds. Spesso, però, la dipendenza di k dal numero di Reynolds è trascurabile. A titolo indicativo forniamo i seguenti valori di k (mod. E. Bettanini et Al., 1987; R. Joyce, 1996; P. Rimoldi, 2010).

Per imbocco/sbocco da serbatoio:

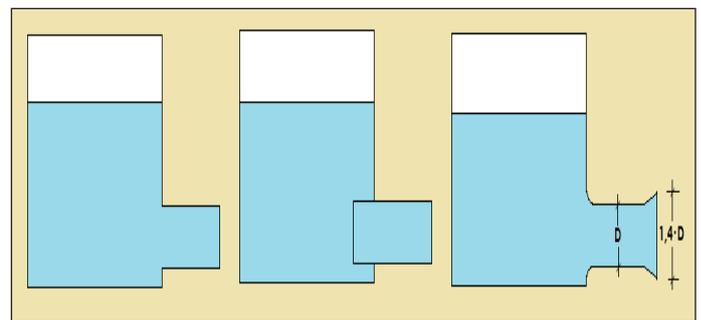


Figura 3 – Varie tipologie di imbocco da serbatoio.

- $k = 0,50$ imbocco a spigolo vivo;
- $k = 1,00$ imbocco con tubo rientrante a spigolo vivo;
- $k = 0,08$ imbocco arrotondato;
- $k = 1,00$ sbocco a spigolo vivo;
- $k = 0,60$ sbocco con tubo svasato (1,40 volte il diametro).



Per curve e gomiti:

$K = 0,12$ per curve a 45° con $r/D = 1,0$;

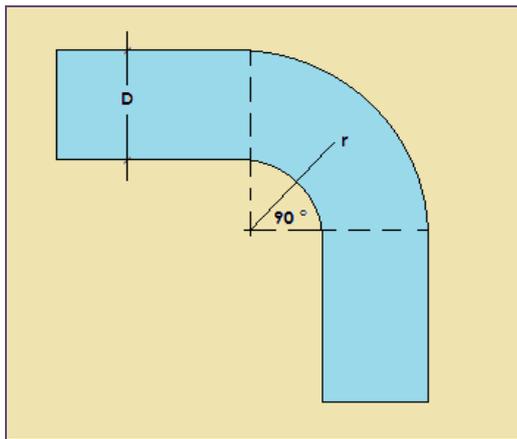


Figura 4 – Raccordo curvilineo a gomito.

$K = 0,13$ per curve a 45° con $r/D = 1,5$;
 $K = 0,14$ per curve a 45° con $r/D = 2,0$;
 $K = 0,18$ per curve a 60° con $r/D = 1,0$;
 $k = 0,17$ per curve a 60° con $r/D = 1,5$ e $r/D = 2,0$;
 $K = 0,29$ per curve a 90° con $r/D = 1,0$;
 $k = 0,24$ per curve a 90° con $r/D = 1,5$ e $r/D = 2,0$.

Per giunzioni a T fra tubi di ugual diametro:

$K = 2,00$ diramazione doppia con T a squadra (90°);

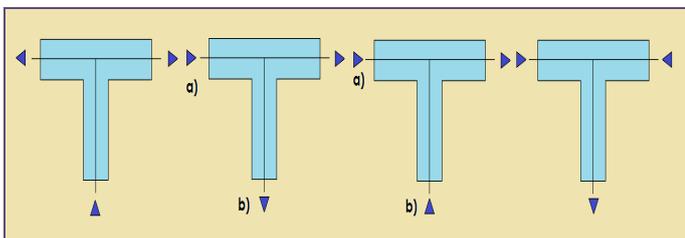


Figura 5 – Raccordi a T a spigolo vivo.

$k = 0,50$ diramazione semplice con T a squadra, in direzione a);
 $k = 1,50$ diramazione semplice con T a squadra in direzione b);
 $k = 0,50$ confluenza a squadro in direzione a);
 $k = 1,00$ confluenza a squadro in direzione b);
 $k = 2,00$ confluenza doppia con T a squadra;
 $k = 0,50$ confluenza semplice ovvero diramazione semplice con angolo inclinato ($45^\circ \div 60^\circ$).

Per allargamenti e restringimenti di sezione:

$K = 0,20$ per allargamento di sezione con $D/d = 1,5$;

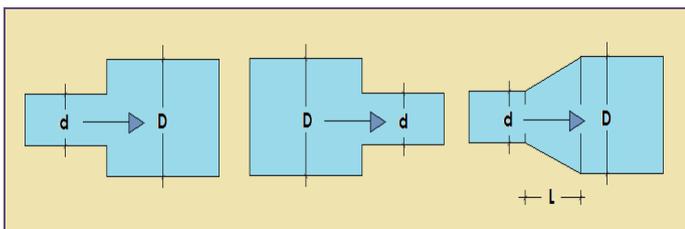


Figura 6 – Raccordi con variazione di sezione (brusca e graduale).

$K = 0,50$ per allargamento di sezione con $D/d = 2$;
 $K = 0,75$ per allargamento di sezione con $D/d = 4$;
 $k = 0,20$ per restringimento di sezione con $D/d = 1,5$;
 $k = 0,30$ per restringimento di sezione con $D/d = 2$;
 $k = 0,40$ per restringimento di sezione con $D/d = 4$;
 $K = 0,50$ per allargamento graduale ($L/d = 2$) di sezione con $d/D = 1/2$;
 $K = 0,09$ per allargamento graduale ($L/d = 2$) di sezione con $d/D = 2/3$;
 $K = 0,07$ per allargamento graduale ($L/d = 2$) di sezione con $d/D = 3/4$;
 $K = 0,06$ per allargamento graduale ($L/d = 2$) di sezione con $d/D = 4/5$.

Per organi meccanici:

$k = 0,40$ per valvole a farfalla, a completa apertura;
 $k = 0,25$ per valvole a fuso, a completa apertura;

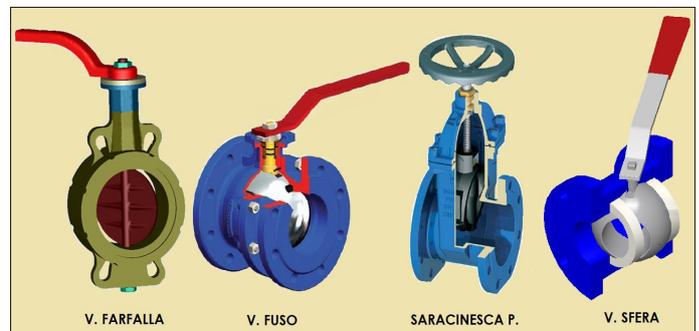


Figura 7 – Varie tipologie di organi meccanici nelle tubazioni idrauliche.

$k = 0,20$ per saracinesche piane, a completa apertura;
 $k = 0,10$ per valvola a sfera, in linea, a completa apertura;
 $k = 1,25$ per valvola di fondo (senza succheruola), a completa apertura;
 $k = 2,70$ per valvola di ritegno a cerniera, a completa apertura;
 $k = 3,00$ per saracinesche piane, con apertura a metà;
 $k = 10,00$ per valvola a globo (sede libera), a completa apertura.

Le perdite di carico di organi meccanici e/o di altri componenti speciali, del circuito idraulico, dovrebbero essere calcolate con la apposita predetta formula, in funzione del valore di K , fornito dal produttore (*metodo diretto*). Nel caso questo non sia possibile e per le perdite dovute ai vari organi meccanici e/o pezzi speciali, nella **Tabella 3** è indicato il valore della perdita di pressione, in metri, secondo l'applicazione del metodo indiretto della "lunghezza di tubazione equivalente" ($DH = Y = J \cdot L_e$), per i diametri nominali (DN) dei pezzi speciali e per gli organi meccanici, commercialmente più diffusi (mod. Oppo, 2014).

La Tabella 3 è valida per una velocità del flusso convogliato di **1,0 m/s** e per componenti di *media rugosità* (se il flusso attraversa

DN	CURVE STD		RACCORDI STANDARD		SARACINESCHE		VALVOLE DI RITEGNO
	45°	90°	T (Passaggio a 90°)	T (Passaggio dritto)	Apertura		
					100 %	50 %	
LUNGHEZZA DI TUBAZIONE EQUIVALENTE [m]							
25	0,3	0,6	0,5	1,5	0,3	3,7	1,5
32	0,3	0,9	0,6	1,8	0,3	3,7	2,1
40	0,6	1,2	0,8	2,4	0,3	3,7	2,7
50	0,6	1,5	1,0	3,0	0,3	3,7	3,3
65	0,9	1,8	1,2	3,6	0,3	3,7	4,2
80	0,9	2,1	1,5	4,5	0,3	3,7	4,8
100	1,2	3,0	2,0	6,0	0,6	7,4	6,6
125	1,5	3,6	2,5	7,5	0,6	7,4	8,3
150	2,1	4,2	3,0	9,0	0,9	11,1	10,4
200	2,7	5,4	3,5	10,5	1,2	14,8	13,5
250	3,3	6,6	5,0	15,0	1,5	18,5	16,5
300	3,9	8,1	6,0	18,0	1,8	22,2	19,5

N.B.: $(L_e/D)_{SARACINESCHE} = 2,6 \cdot (L_e/D)_{VALVOLE A SFERA}$ (Vedi Tab. 4; mod. Acquaverde, 2014)

Tabella 3 – Lunghezze equivalenti, relative a specifici DN, al variare degli organi o dei pezzi idraulici.

un raccordo con una riduzione della sezione, la lunghezza equivalente deve essere determinata sul diametro della sezione minore). Se nel condotto il fluido convogliato scorre con una velocità v , diversa da 1,0 m/s, la lunghezza equivalente L'_e è pari al prodotto della lunghezza equivalente L_e , tabellata per specifico DN, per il quadrato di quella determinata velocità.

$$L'_e = L_e \cdot v^2$$

Dati:

Caratteristiche della tubazione:

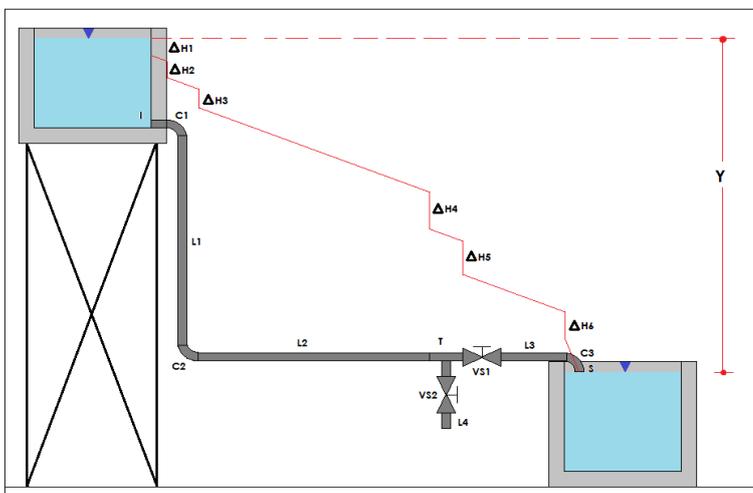


Figura 8 – Circuito idraulico con organi e pezzi speciali sulle tubazioni.

DENOMINAZIONE	PARTICOLARI D'ESERCIZIO	GRADO DI APERTURA	Le/D
Valvola a globo	Sede libera	100 %	340
	Otturatore guidato	100 %	450
Saracinesca	Piana	100 %	13
		75 %	35
		50 %	160
		25 %	900
Valvola di ritegno	A battente	100 %	135
Valvola a sfera	In linea (passaggio totale)	100 %	5
Valvola di fondo	Con succheruola	100 %	420
Valvola a farfalla	DN ≥ 150 mm	100 %	20
Rubinetto a maschio (a 2 o 3 vie)	Flusso dritto	100 %	44
	Flusso deviato a 90°	100 %	140
Curva larga	A 90° (1,5 ≤ r/D ≤ 2)		20
Gomito standard	A 90°		30
Gomito standard	A 45°		16
Raccordi a T standard	Squadro a 90° Flusso in direzione principale Flusso attraverso la diramazione		20
			60

Tabella 4 – Tabella dei rapporti Le/D per la valutazione delle lunghezze di tubazione equivalente. Ad esemplificazione di quanto teoricamente esposto, si riporta, di seguito, il calcolo delle perdite di carico sul circuito idraulico di cui alla Fig. 8.

Sezione tipo di tubazione: Strutturata in plastica (PVC);
 Rugosità assoluta della parete interna: 0,004 mm;
 Dimensioni tubazione: PN 10 – DN 57 mm (≅ 0,057 m) – $D_e = 63$ mm – S3 (Claredot, 2014).

Portata convogliata e velocità del fluido nella tubazione:

Portata idraulica: 10 m³/h (≅ 0,00277777 m³/s);
 Area sezione: 0,002551758 m²;
 Velocità: 1,08857 m/s;

Caratteristiche del fluido:

Tipo di fluido: Acqua dolce;
 Temperatura di esercizio: 20 °C;
 Viscosità cinematica del fluido: 0,0000102 m²/s;
 Densità volumica del fluido: 998,0 kg/m³.

Componenti dell'impianto:

Lunghezza tubazione rettilinea: $(L1 + L2 + L3) = (5 + 5 + 1,50) = 11,50$ m;
 Deviazioni a 90° standard (gomiti STD $r/D = 1,00$): 3 (C1, C2 e C3);
 Deviazioni a T standard (squadri 90° STD): 1 (T);
 Valvole a sfera: 2 di cui una in linea (VS1: apertura 100%) ed una in derivazione (VS2: apertura 0%).



Risultati:

Numero di Reynolds: 60.832 (moto turbolento);

Caduta di pressione dovuta alla tubazione rettilinea: $DH = J \cdot L =$

$$10,29 \cdot Q^2 \cdot K_s^{-2} \cdot D^{-5,33} \cdot L$$

$$DH = J \cdot L = 10,29 \cdot 0,002777^2 \cdot 140^{-2} \cdot 0,057^{-5,33} = 0,0173277 \cdot 11,50 = \mathbf{0,199} \text{ m c.a.};$$

Caduta di pressione dovuta ai tre gomiti a 90°:

$$DH = 3 \cdot k \cdot v^2 / (2 \cdot g) = 3 \cdot [0,29 \cdot 1,08857^2 \cdot (2 \cdot 9,80665)^{-1}] = \mathbf{0,053} \text{ m c.a. (metodo diretto)}$$

$$DH = 3 \cdot (L_g/D) \cdot D \cdot J \cdot v^2 = 3 \cdot (30) \cdot 0,057 \cdot 0,0173277 \cdot 1,08857^2 = \mathbf{0,105} \text{ m c.a. (metodo indiretto)}$$

Caduta di pressione dovuta alla deviazione a T:

$$\Delta H = 1 \cdot k \cdot v^2 / (2 \cdot g) = 1 \cdot [0,50 \cdot 1,08857^2 \cdot (2 \cdot 9,80665)^{-1}] = \mathbf{0,030} \text{ m c.a. (metodo diretto);}$$

$$DH = 1 \cdot (L_g/D) \cdot D \cdot J \cdot v^2 = 1 \cdot (20) \cdot 0,057 \cdot 0,0173277 \cdot 1,08857^2 = \mathbf{0,023} \text{ m c.a. (metodo indiretto);}$$

Caduta di pressione dovuta a valvola a sfera, in linea, completamente aperta:

$$DH = 1 \cdot k \cdot v^2 / (2 \cdot g) = 1 \cdot [0,10 \cdot 1,08857^2 \cdot (2 \cdot 9,80665)^{-1}] = \mathbf{0,006} \text{ m c.a. (metodo diretto)}$$

$$DH = 1 \cdot (L_g/D) \cdot D \cdot J \cdot v^2 = 1 \cdot (5) \cdot 0,057 \cdot 0,0173277 \cdot 1,08857^2 = \mathbf{0,006} \text{ m c.a. (metodo indiretto)}$$

Caduta di pressione dovuta ad imbocco e sbocco a spigolo vivo:

$$\Delta H = (0,50 + 1,00) \cdot v^2 / (2 \cdot g) = 1,50 \cdot 1,08857^2 \cdot (2 \cdot 9,80665)^{-1} = \mathbf{0,091} \text{ m c.a. (metodo diretto)}.$$

Caduta totale di pressione, sull'intero circuito idraulico:

$$Y = SDH = \mathbf{0,199 + 0,053 + 0,030 + 0,006 + 0,091 = 0,389} \text{ m c.a. (metodo diretto);}$$

$$Y = SDH = \mathbf{0,199 + 0,105 + 0,023 + 0,006 + 0,091 = 0,424} \text{ m c.a. (metodo indiretto)}.$$

Bibliografia

- [1] Joyce Raymond (1996): "Internal flow systems", 2nd Completely revised edition, Edited by D.S. MILLER, Hardcovers, UK.
- [2] Ernesto Bettanini, Pierfrancesco Brunello (1987): "Lezioni di impianti tecnici", Vol. 1, II Edizione, Ed. CLEUP, Padova;
- [3] Mario Doninelli (2002): "Le reti di distribuzione", Quaderni Caleffi, Ed. GRAFICHE NICOLINI, Padova;
- [4] Marco e Mario Doninelli, (2005): "Le perdite di carico negli impianti ad acqua e aria e il dimensionamento dei miscelatori", Rivista Idraulica, n. 28, Ed. CALEFFI, Novara;
- [5] Gianfranco Becciu, Alessandro Paoletti (2005): "Esercitazioni di costruzioni idrauliche", III Edizione, Ed. CEDAM, Padova;
- [6] Gianfranco Becciu, Alessandro Paoletti (2010): "Fondamenti di costruzioni idrauliche", Ed. UTET, Torino;
- [7] Duilio Citrini, Giorgio Nosedà (1987): "Idraulica", II Edizione, Ed. CEA, Milano;
- [8] Ettore Scimeni (1964): "Compendio di idraulica", III Ristampa, Ed. CEDAM, Padova;
- [9] Bruno Brunone, Marco Ferrante, Silvia Meniconi (2006): "Esercizi di idraulica", Vol. 2, Ed. MORLACCHI, Perugia;
- [10] Vito Ferro (2013): "Elementi di idraulica e idrologia", Ed. McGRAW-HILL, Milano;
- [11] Pietro Rimoldi (2010): "Ingegneria idraulica urbana", Ed. MAGGIOLI, Santarcangelo di Romagna.

WEBSITES

- [1] http://www.oppo.it/tabelle/p_carico_concentrato.htm;
- [2] <http://www.aquaverde.it/progettazione-6.php>;
- [3] http://www.claredot.net/it/sez_Fluidica/perdita_di_carico_flu.php.