Corso di

IMPIANTI TECNICI per l’EDILIZIA

Le reti di distribuzione degli impianti di riscaldamento

Prof. Paolo ZAZZINI
Dipartimento INGEO
Università “G. D’Annunzio” Pescara
www.lft.unich.it

Fluido termovettore

Fluido termovettore: fluido che **trasporta il calore** dal **generatore** agli **utilizzatori** attraverso la **rete di distribuzione** costituita dalle tubazioni

L'acqua e l'aria sono i due fluidi utilizzati per la distribuzione del calore.

Il **calore specifico** dell'acqua (4,186 kJ/kg K) è circa quattro volte superiore a quello dell'aria (1,004 kJ/kg K) per cui consente di adottare **portate inferiori e diametri** delle tubazioni **più piccoli.**

Inoltre l'acqua ha solitamente **coefficienti di scambio termico convettivo più elevati** di quelli dell'aria

Determinazione della portata di alimentazione del singolo corpo scaldante

I valori di ingresso ed uscita dell'acqua nei corpi scaldanti t_{in} e t_{out} permettono di determinare la **portata di alimentazione** con la seguente relazione:

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \rho \cdot (t_{in} - t_{out})}$$

essendo:

$\dot{Q}$: potenza termica che il corpo scaldante eroga all'ambiente [W]

$\dot{V}_{H_2O}$: portata in volume dell'acqua di alimentazione [m^3/s]

c: calore specifico dell'acqua = 4186 [J/kg K]

ρ: densità dell'acqua = 1000 [kg/m^3]

$(t_{in} - t_{out})$: differenza di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita dal corpo scaldante [°C]

Valori di riferimento del Δt

ventilconvettori	5 ÷10 °C
radiatori, aerotermi, piastre radianti	10 ÷15°C
pannelli radianti	4 ÷ 8°C

Esempio di determinazione della portata di alimentazione di un corpo scaldante

Si voglia determinare la portata d'acqua di alimentazione di un corpo scaldante da installare in un ambiente il cui fabbisogno termico invernale è di 1800 W

$$Q = 1800 \quad W \qquad t_{in} = 80 \quad °C \qquad \rho = 1000 \quad \frac{kg}{m^3} \qquad c = 4186 \quad \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$t_{out} = 70 \quad °C$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \rho \cdot (t_{in} - t_{out})} = \frac{1800}{4186 \cdot 1000 \cdot (80 - 70)} = 4{,}3 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0{,}15 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{M}_{H_2O} = \dot{V} \cdot \rho = 4{,}3 \cdot 10^{-5} \cdot 10^3 = 0{,}043 \frac{kg}{s}$$

Per una tubazione a **sezione circolare** si ottiene:

$$\dot{V}_{H_2O} = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot w$$

essendo:

d: diametro interno del tubo (m)

w: velocità dell'acqua nei tubi (m/s)

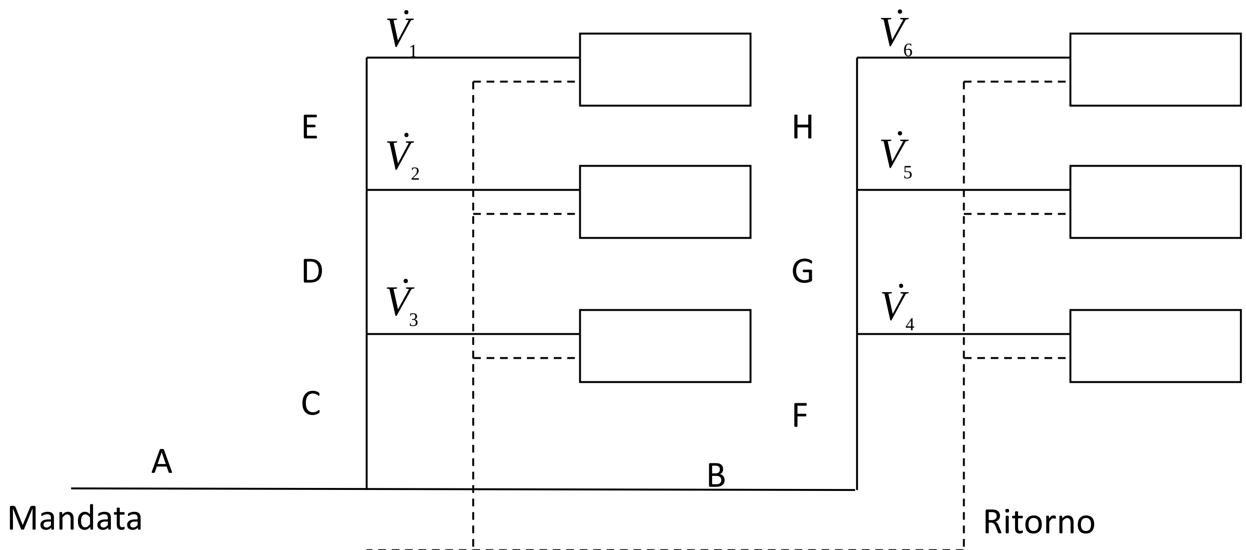
La **velocità** dell'acqua ed il **quadrato del diametro della tubazione** risultano pertanto **inversamente proporzionali** per un certo valore della **portata.**

Si ottiene:
$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{H_2O}}{\pi \cdot w}}$$

Note la **portata** e la **velocità** del fluido il **diametro** della tubazione resta automaticamente **determinato**. Allo stesso, modo note **portata e diametro** resta determinata la **velocità.**

Ogni tratto di tubazione può essere interessato da un valore diverso della portata in funzione della configurazione scelta per la rete di distribuzione (monotubo, a due tubi, a collettore complanare…) e della sua collocazione all'interno del circuito.

Esempio di determinazione delle portate nei vari tratti di un circuito



Tratto A: $\dot{V}_A = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3 + \dot{V}_4 + \dot{V}_5 + \dot{V}_6$

Tratto C: $\dot{V}_C = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3$

Tratto D: $\dot{V}_D = \dot{V}_1 + \dot{V}_2$

Tratto E: $\dot{V}_E = \dot{V}_1$

Tratto B: $\dot{V}_B = \dot{V}_4 + \dot{V}_5 + \dot{V}_6$

Tratto F: $\dot{V}_F = \dot{V}_4 + \dot{V}_5 + \dot{V}_6$

Tratto G: $\dot{V}_G = \dot{V}_5 + \dot{V}_6$

Tratto H: $\dot{V}_H = \dot{V}_6$

Materiali utilizzati nelle reti di distribuzione

Per le reti di distribuzione i materiali utilizzati possono essere **metallici** (rame, acciao), **plastici** (polipropilene reticolato **PEX**), o **multistrato.**

Il **rame** è facilmente lavorabile potendo essere **piegato a mano** e si trova in commercio anche con **piccoli diametri**.

Per contro può essere **facilmente deformato** per **urto o compressione** per cui richiede **particolare attenzione** all'atto dell'**installazione** prima del getto di cls ed è **piuttosto costoso.**

Oggi molto utilizzate le tubazioni in **materiale plastico PEX** (commercializzato in rotoli da 100-120 m) che uniscono ad una **buona resistenza meccanica** una **notevole semplicità di installazione** grazie anche al peso ridotto.

In alternativa si possono trovare tubazioni in **materiale multistrato**, costituite dall' **accoppiamento di PEX ed alluminio**: uno strato di alluminio tra due strati di polietilene reticolato su cui è incollato mediante **strati intermedi di materiale adesivo.**

L'alluminio è una **barriera all'ossigeno** ed **aumenta la resistenza allo schiacciamento** rispetto ai tubi in solo PEX.

Hanno un **costo inferiore al rame**, sono **facilmente lavorabili** e offrono scarso attrito al passaggio dell'acqua (**bassa rugosità**)

Principali valori dei diametri di tubazioni reperibili in commercio

	ϕ_i (mm)	ϕ_e (mm)
Rame	8	10
	10	12
	12	16
	16	18
PEX	8	12
	10	15
	13	18
	16	20
	20	28
Multistrato	10	14
	15	20
	20	26
	26	32

Determinazione delle perdite di carico nel circuito

Il moto di un fluido in un circuito è sempre caratterizzato da **perdite di energia** (**cadute di pressione**)

Le perdite di carico **si dividono** in: **DISTRIBUITE e CONCENTRATE**

Perdite di carico distribuite Δp_d : perdite di energia dovute all'**attrito** che si sviluppa **lungo le tubazioni**

Perdite di carico concentrate Δp_c : perdite di energia dovute a **singolarità** o **discontinuità concentrate** come valvole, raccordi, collettori, curve a gomito, brusche variazioni di sezione della tubazione, etc.

Le perdite di carico distribuite su un tratto di tubazione di lunghezza l e diametro d si possono calcolare con la formula:

$$\Delta p_d = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}$$

essendo **f un fattore d'attrito** che dipende dalle **dimensioni** e dalla **rugosità** del condotto e dalle **condizioni di moto**

Le condizioni di moto possono essere caratterizzate da **regime**:

Laminare: traiettorie ordinate e parallele fra di loro delle particelle di fluido

Turbolento: moto irregolare delle particelle solo globalmente identificabile con una direzione prevalente del moto. Presenza di spostamenti trasversali e mescolamenti disordinati tra le particelle

di Transizione: condizione di moto incerta e instabile, non ben definito né come turbolento né come laminare

Il regime di moto è stabilito in funzione del **numero di Reynolds**

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu} = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

ρ: densità del fluido (kg/m^3)

w: velocità media del fluido (m/s)

d: diametro della tubazione (m)

μ: viscosità dinamica del fluido (Pa·s)

ν: viscosità cinematica (m^2/s)

Per il moto di **acqua in un condotto**, si possono ritenere validi i seguenti limiti per determinare il regime di moto:

Re < 2000: regime di moto **laminare**

Re = 2000÷2500: regime di **transizione**

Re > 2500: regime di moto **turbolento**

Il regime di transizione, a causa della sua instabilità, viene generalmente assimilato a quello turbolento.

Nel **regime laminare**, il fattore di attrito f viene calcolato con la relazione seguente:

$$f = \frac{64}{\mathrm{Re}}$$

Il regime laminare è difficile che si verifichi. Potrebbe avere luogo nel caso di **impianti a circolazione naturale** (obsoleti) dove le velocità in gioco sono molto piccole

Esempio:

Calcolare la velocità critica (valore massimo della velocità oltre il quale il moto laminare non è più stabile e diventa turbolento) nel caso di un tubo da 1” (25,4 mm) in cui scorra acqua a 40°C. Si ipotizzi che il valore critico del numero di Reynolds sia pari a 2000 e che la viscosità cinematica dell’acqua a 40 °C valga $0{,}66 \cdot 10^{-6}$ m^2/s.

$$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \Rightarrow w = \frac{\mathrm{Re} \cdot \nu}{d} = \frac{2000 \cdot 0{,}66 \cdot 10^{-6}}{25{,}4 \cdot 10^{-3}} = \frac{2 \cdot 10^{3} \cdot 0{,}66 \cdot 10^{-6}}{25{,}4 \cdot 10^{-3}} = 0{,}052 \quad \frac{m}{s}$$

Valore molto basso, decisamente inferiore a quelli riscontrati solitamente negli impianti a circolazione forzata.

Nel **regime turbolento** si può usare la **relazione di Colebrook**, valida per condotti circolari, mediante la quale il **fattore di attrito f** viene messo in relazione, oltre che col numero di **Reynolds**, anche con il **diametro** del condotto e con la sua **rugosità** k:

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

k: rugosità del tubo (mm)

0,002 < k < 0,007 mm - tubi di bassa rugosità (es. rame e materiale plastico)

0,02 < k < 0,09 mm - tubi di media rugosità (es. acciaio nero e zincato)

0,9 < k < 1,0 mm - tubi di elevata rugosità (con incrostazioni o fenomeni corrosivi)

Nella formula di Colebrook il fattore di attrito è espresso in forma implicita, per cui essa non è di pratico utilizzo. Si usano perciò **relazioni semplificate**, quali le seguenti:

Per tubi **lisci** o di **bassa rugosità**

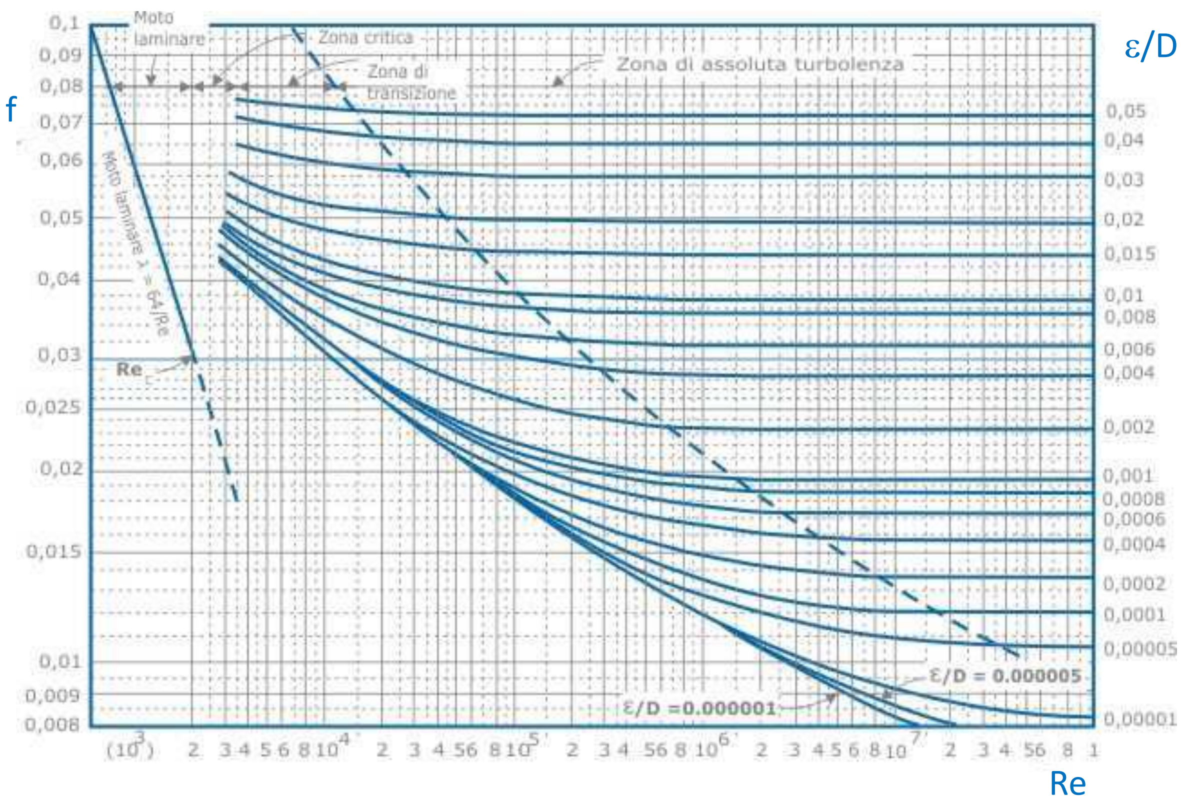
$f = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$ (valida per Re =4000÷10^5)

$f = 0,19 \cdot Re^{-0,20}$ (preferibile per alti Re ed applicabile a rigore per Re > 10^4)

Per tubi di **media o elevata rugosità**

$$f = 0,07 \cdot \mathrm{Re}^{-0,13} \cdot d^{-0,14}$$

Diagramma di Moody per la determinazione del **coefficiente d'attrito f**



Valori tipici dei coefficienti d'attrito

Tubazioni in acciaio per impianti di riscaldamento (Φ = 1/2 '')	f = 0,035
Tubazioni in polietilene reticolato per impianti di riscaldamento e acqua potabile (Φ = 1/2 '')	f = 0,028

Le perdite di carico concentrate si possono calcolare, per ciascuna singolarità, nel modo seguente:

$$\Delta p_c = z \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}$$

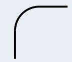
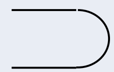
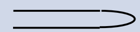
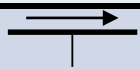
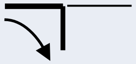
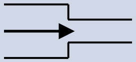
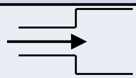
essendo **z un coefficiente** che **dipende dal tipo di perdita localizzata.**

In alternativa sono riconducibili a perdite distribuite lungo **lunghezze equivalenti** di tubazione

Lunghezza equivalente l_{eq}: lunghezza di un tratto di tubazione in cui si ha una **perdita di carico distribuita equivalente** a quella prodotta dalla discontinuità considerata**.**

$$\Delta p_c = f \cdot \frac{l_{eq}}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}$$

Valori di z per varie perdite di carico concentrate

Discontinuità	Simbolo	Diametro (mm)			
		10-15	20-25	32-40	≥50
Curva a 90°		1,5	1,0	0,5	0,5
Gomito a 90°		2,0	1,5	1,0	1,0
Curva a U larga		1,0			
Curva a U stretta		2,0			
Valvola		16,0	12,0	9,0	7,0
Raccordo a «T»		1,0			
Diramazione		1,5			
Restrizione		0,5			
Allargamento		1,0			
Pompa		5,0			

La **somma** delle perdite di carico distribuite e concentrate fornisce la **perdita di carico totale** del circuito considerato

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_c$$

In entrambi i casi le perdite di carico sono **proporzionali** alla **pressione cinetica del fluido** $\rho \cdot \frac{w^2}{2}$ per cui anche le **perdite di carico totali** sono **proporzionali a tale termine**

Analisi dimensionale:

$$\left[\rho \cdot \frac{w^2}{2}\right] = \left[\frac{kg}{m^3} \cdot \frac{m^2}{s^2} = \frac{kg \cdot m}{m^2 \cdot s^2} = \frac{N}{m^2} = Pa\right]$$

Equazione di bilancio dell’energia

I vari **tratti del circuito** di un impianto di riscaldamento possono essere considerati come **sistemi aperti** in cui è possibile applicare il **principio di conservazione dell’energia** nella forma seguente:

I Principio della Termodinamica in forma entalpica per **sistemi aperti**

$$q_{12} = h_2 - h_1 + l'_{12} + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R \quad \left[\frac{J}{kg}\right]$$

L’equazione scritta mette in evidenza che il **calore scambiato** dal sistema (fluido) con l’esterno equivale alla somma delle **variazioni di entalpia**, di **energia potenziale,** di **energia cinetica** e di una certa quantità di **lavoro tecnico utile**, ma una parte viene perso per **fenomeni dissipativi (R)** che sempre hanno luogo in una tubazione.

Ricordando che: $$h = u + p \cdot v = u + \frac{p}{\rho}$$

in cui: $u : energia\ \text{int}erna\ specifica \left[\frac{J}{kg} \right]$

$v :\ volume\ specifico \left[\frac{m^3}{kg} \right]$

$\rho :\ densità \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

si ottiene: $$q_{12} = u_2 - u_1 + \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} + l'_{12} + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R$$

Considerando l'acqua un **fluido incomprimibile**, quindi a densità costante ρ, possiamo scrivere:

$$q_{12} = u_2 - u_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + l'_{12} + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R$$

Ipotizziamo a questo punto che non ci siano scambi di calore con l'esterno **(q_{12} = 0)** e che il sistema **non subisca variazioni di energia interna**, che è plausibile ipotizzando **minime variazioni di temperatura** e **assenza di fenomeni di cambiamento di stato**.

Si ottiene:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + l'_{12} + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R = 0$$

che rappresenta l'equazione di **bilancio dell'energia** per un **fluido incomprimibile** in moto in un condotto, in cui tutti i termini sono **energie specifiche** [J/kg]

Nell'equazione scritta si può mettere in evidenza il **lavoro utile scambiato** dal sistema con l'esterno:

$$-l'_{12} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R$$

Come è noto il **lavoro utile** è quello che il fluido in moto nel condotto scambia con l'esterno attraverso un **organo meccanico** dotato di **girante**, tipicamente una **pompa di circolazione**

Si tratta di un **lavoro subito** dal fluido quindi **negativo**.
Tenendo conto del segno meno davanti al simbolo l'_{12}, il primo membro dell'equazione è dunque positivo e può essere indicato con il simbolo l_{pompa} che esprime il **lavoro compiuto** dalla pompa **sull'unità di massa** di fluido **tra le sezioni 1 e 2.**

$$l_{pompa} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R \quad \left[\frac{J}{kg}\right]$$

Se sono noti l_{pompa} e la portata in massa $\dot{M}$, si può calcolare la **potenza** che la pompa imprime al fluido moltiplicandoli tra loro

$$P_{pompa} = \dot{M} \cdot l_{pompa} \quad \left[\frac{kg}{s} \cdot \frac{J}{kg}\right] = \left[\frac{J}{s}\right] = [W]$$

Moltiplicando tutti i termini dell'equazione per la densità ρ, si ottiene il **lavoro per unità di volume** che la pompa compie sul fluido, che ha le dimensioni di una **pressione:**

$$\Delta p_{pompa} = p_2 - p_1 + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \rho \cdot \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \Delta p \qquad \left[\frac{J}{kg} \cdot \frac{kg}{m^3} = \frac{J}{m^3} = Pa \right]$$

in cui: $\Delta p = \rho \cdot R$

Infatti:

$$\left[\frac{J}{m^3} \right] = \left[\frac{N \cdot m}{m^3} \right] = \left[\frac{N}{m^2} \right] = [Pa]$$

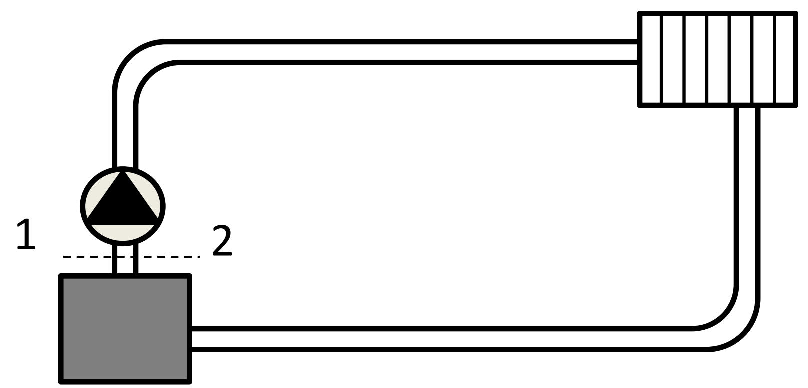
Di fatto **tutti i termini** dell'equazione hanno le **dimensioni di una pressione** e si misurano in **Pa** e con ***Δp*** $\boldsymbol{\Delta p_{pompa}}$ indichiamo la **pressione che la pompa imprime** al fluido che prende il nome di **prevalenza**.

La prevalenza della pompa è dunque data dalla **somma** della variazione di **pressione statica**, di quella **di quota**, di quella **cinetica** e delle cadute di pressione (***Δp***), che costituiscono le **perdite di carico del circuito**.

In un circuito termico, come quello schematicamente rappresentato in figura, tra le sezioni 1 e 2 considerando il circuito percorso in senso orario, si ha:

$$\Delta p_{pompa} = p_2 - p_1 + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \rho \cdot \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \Delta p$$

$$\left.\begin{array}{l} p_1 = p_2 \\ z_1 = z_2 \\ w_1 = w_2 \end{array}\right. \quad \Rightarrow \quad \Delta p_{pompa} = \Delta p$$



La **prevalenza** della pompa serve a **vincere le perdite di carico** del circuito, che saranno **distribuite** per l'**attrito** che si sviluppa **lungo il circuito** stesso e **concentrate** per le **discontinuità** e gli organi meccanici inseriti.

Riprendiamo **l'equazione generale di bilancio energetico** per il **fluido incomprimibile** in moto:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + l'_{12} + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R = 0$$

Ipotizziamo che nel tratto di circuito considerato **non agiscano pompe** di circolazione ($l'_{12} = 0$) e che il **fluido** sia **non viscoso**, quindi che non comporti perdite per attrito ($R = 0$)

In queste ipotesi si ottiene:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow p_2 - p_1 + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \rho \cdot \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0$$

che rappresenta la famosa **equazione di Bernoulli** valida per il moto di un **fluido incomprimibile e non viscoso**.

Si ha:

$$p_2 - p_1 + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \rho \cdot \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0 \Rightarrow$$

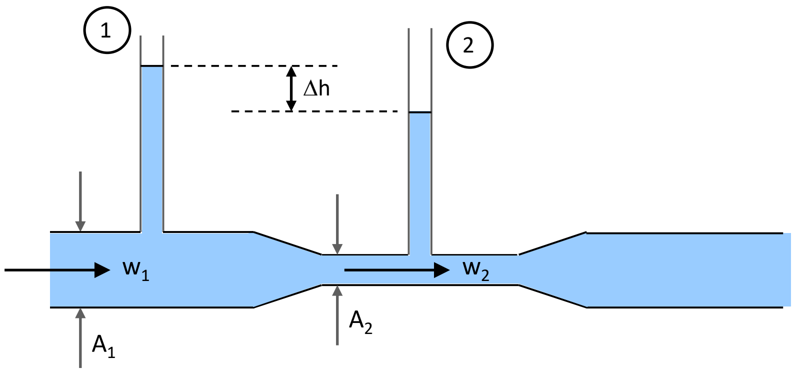
$$\Rightarrow p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \rho \cdot \frac{w_1^2}{2} = p_2 + \rho \cdot g \cdot z_2 + \rho \cdot \frac{w_2^2}{2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow p + \rho \cdot g \cdot z + \rho \cdot \frac{w^2}{2} = \text{costante}$$

L’equazione di Bernoulli afferma pertanto che, se un **fluido incomprimibile** e **non viscoso** si muove in un condotto, resta **costante la somma** delle **pressioni statica, di quota** e **cinetica (trinomio di Bernoulli)**.

TUBO di VENTURI

Il principio espresso dall'equazione di Bernoulli viene sfruttato dal **Tubo di Venturi (venturimetro)** per la **misura** della **portata** di un fluido all'interno di una condotta



All'interno del tubo viene praticata una riduzione di sezione per un breve tratto. Due **manometri (1 e 2)** sono posizionati in modo da misurare la **pressione statica** del fluido in corrispondenza, rispettivamente, del valore massimo e minimo della sezione.

Consideriamo l'equazione di Bernoulli, ipotizzando che il **fluido** sia **incomprimibile** e **non viscoso** in moto in **regime stazionario**:

$$p + \rho \cdot g \cdot z + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 = \text{costante}$$

Ipotizzando la condotta orizzontale, si ha: $p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 = \text{costante}$

Regime stazionario: $\dot{M} = \rho \cdot \dot{V} = \text{costante}$

Fluido incomprimibile: $\rho = \text{costante} \Rightarrow \dot{V} = \text{costante} \Rightarrow \dot{V}_1 = \dot{V}_2 \Rightarrow A_1 \cdot w_1 = A_2 \cdot w_2 \Rightarrow w_1 = \frac{A_2}{A_1} \cdot w_2$

Analogamente si può scrivere: $A_1 \cdot w_1 = A_2 \cdot w_2 \Rightarrow w_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot w_1$

Applicando l'equazione di Bernoulli tra le sezioni 1 e 2, possiamo scrivere:

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_2^2 \Rightarrow p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(w_2^2 - w_1^2\right)$$

Da cui:

$$\left(w_2^2 - w_1^2\right) = \frac{2 \cdot \left(p_1 - p_2\right)}{\rho} \Rightarrow w_2^2 - \left(\frac{A_2}{A_1} \cdot w_2\right)^2 = \frac{2 \cdot \left(p_1 - p_2\right)}{\rho} \Rightarrow$$

$$w_2^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right] = \frac{2 \cdot \left(p_1 - p_2\right)}{\rho} \Rightarrow w_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \left(p_1 - p_2\right)}{\rho \cdot \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}}$$

Analogamente si può calcolare w_1 nel modo seguente

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(w_2^2 - w_1^2\right)$$

Da cui:

$$\left(w_2^2 - w_1^2\right) = \frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho} \Rightarrow \left(\frac{A_1}{A_2} \cdot w_1\right)^2 - w_1^2 = \frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho} \Rightarrow$$

$$w_1^2 \cdot \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1\right] = \frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho} \Rightarrow w_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho \cdot \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1\right]}}$$

In definitiva, note le **p_1 e p_2** dalle **letture manometriche**, le **aree delle due sezioni** e la **densità del fluido**, ritenuta costante, è possibile determinare i **valori delle due velocità** e, conseguentemente, la **portata del fluido** come segue:

$$\dot{V} = A_1 \cdot w_1 = A_2 \cdot w_2 \quad \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$\dot{M} = \rho \cdot \dot{V} \quad \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Metodo di dimensionamento delle reti a perdita di carico distribuita unitaria costante

Esigenze contrastanti:

Elevate velocità comportano **elevate perdite di carico** ⇒ **elevata prevalenza** della pompa di circolazione ma **piccoli diametri**

Basse velocità comportano al contrario **piccole perdite di carico** ⇒ **bassa prevalenza** della pompa di circolazione ma **grossi diametri**

Si impone un **valore costante** della **perdita distribuita per unità di lunghezza** ($\Delta p_{d,u}$) ritenuto **ottimale** in base a criteri di minimizzazione del costo dell'impianto, compreso tra **100** e **150 Pa/m**

$$\Delta p_{d,u} = f \cdot \frac{1}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} = 100 \div 150 \left[\frac{Pa}{m} \right]$$

Nei problemi impiantistici, la pressione viene a volte espressa in **millimetri di colonna d'acqua**. Un millimetro di colonna d'acqua corrisponde ad un millesimo del **metro di colonna d'acqua**.

Un metro di colonna d'acqua corrisponde **alla pressione esercitata dal peso di una colonna d'acqua alta 1 m su una superficie pari ad 1 metro quadro.**

$$p = \frac{M \cdot g}{A} = \frac{\rho \cdot V \cdot g}{A} = \frac{10^3 \cdot 1 \cdot 9{,}806}{1} = 9806 \left[\frac{kg/m^3 \cdot m^3 \cdot m/s^2}{m^2} = \frac{kg \cdot m/s^2}{m^2} = \frac{N}{m^2} = Pa \right]$$

$$1\ m\ c.a. = 9806\ Pa \Rightarrow 1\ Pa = \frac{1}{9806}\ m\ c.a. \Rightarrow 1\ mm\ c.a. = 9{,}806\ Pa \ \Rightarrow 1\ Pa = \frac{1}{9{,}806}\ mm\ c.a.$$

Analogamente, la **portata in volume** può essere espressa in **litri per ora**:

$$1\ \frac{m^3}{h} = 10^3\ \frac{l}{h}\ \Rightarrow 1\ \frac{l}{h} = 10^{-3}\ \frac{m^3}{h}$$

Fissate la portata e la perdita di carico distribuita unitaria, con tali valori si entra in un **diagramma** per il dimensionamento delle reti di distribuzione (solitamente fornito dai costruttori) e si determina un **punto** cui corrispondono un valore del **diametro** ed il corrispondente valore **di velocità.**
E' consigliabile mantenere una **velocità** dell'acqua **inferiore** a **0,7-0,8 m/s** per evitare **rumori**, **danni alle valvole** ed **erosione dei tubi in rame** specie in corrispondenza di curve strette.

Esempio:

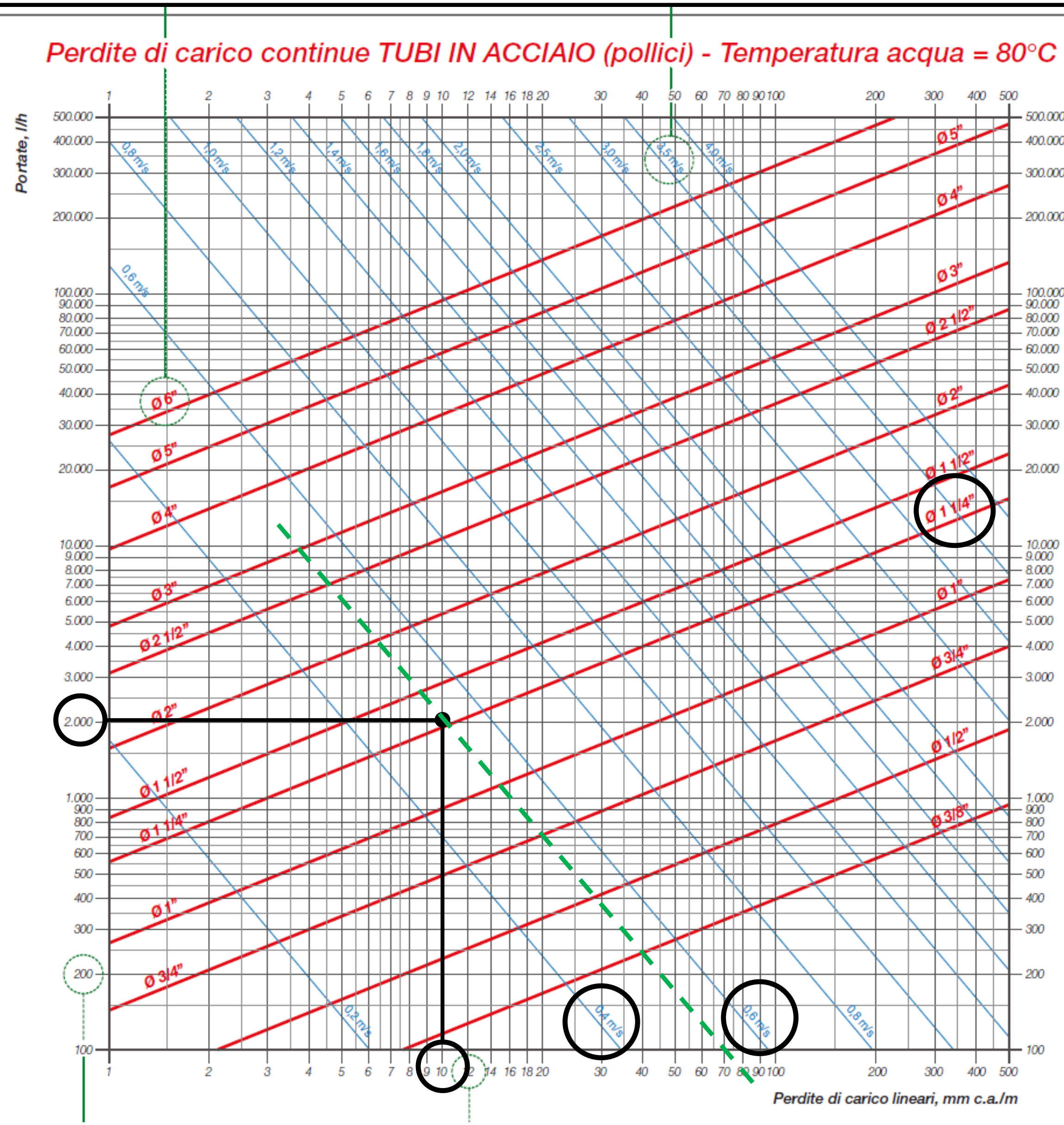
$$\dot{V}_{H_2O} = 2\frac{m^3}{h}$$

$$1\ \frac{m^3}{h} = 10^3\ \frac{l}{h} \Rightarrow \dot{V}_{H_2O} = 2 \cdot 10^3\ \frac{l}{h}$$

Si adotta il metodo a perdita di carico distribuita unitaria costante

$$\Delta p_{d,u} = 100\ \left[\frac{Pa}{m}\right]$$

$$1\ Pa = \frac{1}{9{,}806}\ \ mm\ c.a. \Rightarrow 100\ \frac{Pa}{m} = \frac{100}{9{,}806}\ = 10{,}2\ \frac{mm\ c.a.}{m}$$



$$\dot{V}_{H_2O} = 2000 \ \frac{l}{h}$$

$$\Delta p_{d,u} \cong 10 \ \frac{mm\ c.a.}{m}$$

$$d = 1\ {}^{1}\!/\!_{4}{}^{"} = 25{,}4 \cdot 1{,}25 = 31{,}75 \ mm$$

$$v = 0{,}4 \div 0{,}6 \ \frac{m}{s}$$

Idraulica n. 28 Giugno 2005 - Caleffi

Calcolo delle perdite di carico distribuite e concentrate

Si seleziona il circuito più sfavorito dell'impianto, normalmente quello che comporta il percorso più lungo tra andata e ritorno, e si calcolano, per esso, le **perdite di carico distribuite totali**

$$\Delta p_d = \Delta p_{d,u} \cdot l$$

dove l rappresenta la lunghezza del circuito considerato

A questo punto, sempre con riferimento al circuito più sfavorito, si determinano tutte le **perdite di carico concentrate** e si sommano per avere la **perdita di carico concentrata totale.**

$$\Delta p_c = \sum_{i=1}^{n} \Delta p_{c,i}$$

essendo:
n: numero di perdite concentrate del circuito più sfavorito
Δp_c: somma di tutte le perdite di carico concentrate del circuito più sfavorito [Pa]
$\Delta p_{c,i}$: perdita di carico concentrata iesima [Pa]

Le perdite di carico concentrate si possono calcolare in alternativa col metodo della lunghezza equivalente:

$$\Delta p_c = \sum_{i=1}^{n} \Delta p_{d,i} \cdot L_{eq,i}$$

essendo:

n: numero di perdite concentrate del circuito più sfavorito

Δp_c : somma di tutte le perdite di carico concentrate del circuito più sfavorito [Pa]

$\Delta p_{d,i}$: perdita di carico distribuita equivalente alla iesima perdita di carico concentrata del circuito più sfavorito [Pa/m]

$L_{eq,i}$: lunghezza equivalente corrispondente alla iesima perdita di carico concentrata del circuito più sfavorito [m]

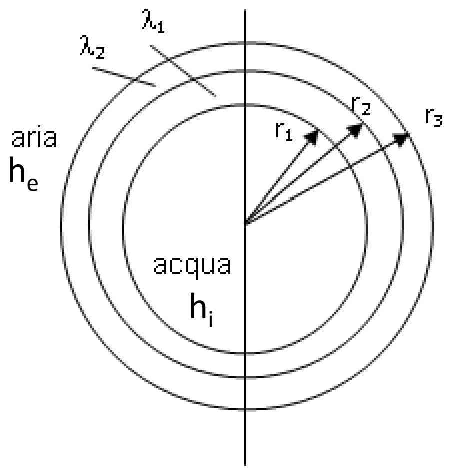
Sommando perdite di carico concentrate e distribuite si ottengono le **perdite di carico totali** del circuito più sfavorito

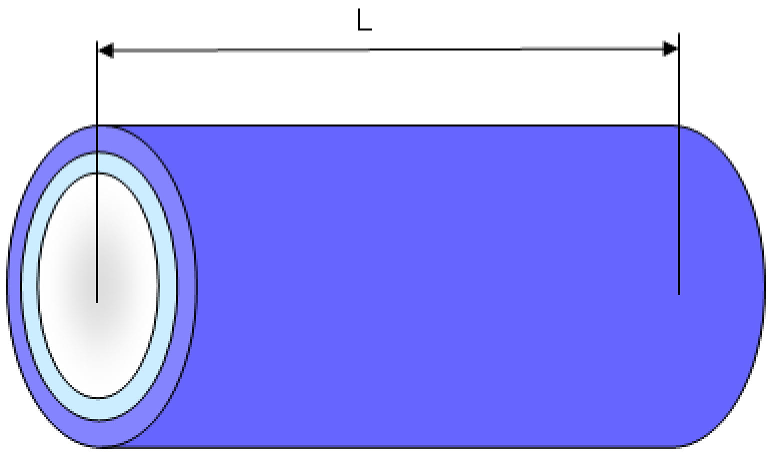
$$\Delta p_{tot} = \Delta p_d + \Delta p_c$$

Questo dato serve a **dimensionare la pompa di circolazione**

Isolamento termico delle tubazioni

Necessaria **adeguata coibentazione** delle tubazioni degli impianti di riscaldamento per **evitare dispersioni** di calore lungo la rete di distribuzione





Resistenza termica totale offerta dal sistema

$$R_{tot} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = \frac{1}{2\pi \cdot r_1 \cdot L \cdot h_i} + \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_1} + \frac{\ln\frac{r_3}{r_2}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_2} + \frac{1}{2\pi \cdot r_3 \cdot L \cdot h_e}$$

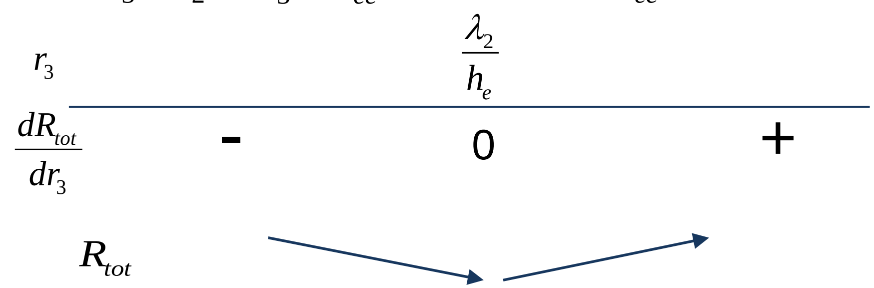
R_{tot} dipende dallo **spessore dello strato di isolante** (r_3), all'aumentare del quale **diminuiscono gli scambi conduttivi** ma **aumentano quelli convettivi** con l'aria esterna poiché aumenta la superficie di scambio

Calcolo della **derivata prima** della resistenza totale in funzione di r_3 (i primi due termini non dipendono da r_3):

$$\frac{dR_{tot}}{dr_3} = \frac{\frac{1}{r_3}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_2} - \frac{\frac{1}{r_3^2}}{2\pi \cdot L \cdot h_e}$$

$$\frac{dR_{tot}}{dr_3} = 0 \Rightarrow \frac{\frac{1}{r_3}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_2} - \frac{\frac{1}{r_3^2}}{2\pi \cdot L \cdot h_{ce}} = 0 \Rightarrow \frac{1}{r_3 \cdot \lambda_2} - \frac{1}{r_3^2 \cdot h_{ce}} = 0 \Rightarrow r_3 = \frac{\lambda_2}{h_{ce}}$$

La resistenza decresce fino al valore del **raggio critico** per poi aumentare.
Il raggio dell'isolante deve essere **maggiore del valore critico**



Raggio critico dell'isolante $\quad r_3 = \frac{\lambda_2}{h_e}$

Spessore minimo dell'isolante (mm) per tubazioni di impianti termici in funzione del **diametro della tubazione** e della **conducibilità termica dell'isolante**

λis (W/m K)	**Diametro esterno della tubazione** (mm)					
	< 20	20÷39	40÷59	60÷79	80÷99	>100
0,030	13	19	26	33	37	40
0,032	14	21	29	36	40	44
0,034	15	23	31	39	44	48
0,036	17	25	34	43	47	52
0,038	18	28	37	46	51	56
0,040	20	30	40	50	55	60
0,042	22	32	43	54	59	64
0,044	24	35	46	58	63	69
0,046	26	38	50	62	68	74
0,048	28	41	54	66	72	79
0,050	30	44	58	71	77	84