

CAPITOLO 10

FLUSSI VISCOSI INTERNI

10.1. GENERALITÀ

In questo capitolo si intende valutare la caduta di pressione che si verifica nei fluidi viscosi incompressibili all'interno di tubazioni. La caduta di pressione in un sistema fluido dipende dalla variazione in altezza della tubazione o dalla velocità del fluido (conseguenza della variazione di sezione) e dall'attrito. In un fluido non viscoso senza attrito, per tenere in considerazione gli effetti della variazione della altezza e della velocità, può essere usata l'equazione di Bernoulli; di conseguenza l'interesse primario nell'analisi dei fluidi viscosi è di considerare l'effetto dell'attrito. Questo effetto fa decrescere la pressione causando **perdite** di pressione rispetto al caso senza attrito. Per semplificare l'analisi, le perdite saranno divise in **continue** (dovute all'attrito in porzioni di sistemi a sezione costante) e in **accidentali** (dovute al flusso attraverso valvole, raccordi a T, gomiti e agli effetti dell'attrito in porzioni di sistemi a sezione non costante); l'argomento è stato introdotto nel § 5.7.

Nello sviluppare le relazioni delle perdite continue dovute all'attrito in tubi a sezione costante, bisogna parlare di flussi sviluppati in cui il profilo di velocità non varia nella direzione del flusso. L'attenzione sarà focalizzata sui moti turbolenti, in quanto la caduta di pressione per i moti laminari pienamente sviluppati può essere desunta dai risultati del § 8.4. La caduta di pressione che si verifica all'entrata di un tubo sarà trattata come una perdita accidentale.

Poiché le tubazioni a sezione normale circolare sono le più comuni negli impieghi correnti, l'analisi base sarà riferita a geometrie circolari. I risultati ottenuti possono poi essere estesi ad altre geometrie introducendo i diametri idraulici, che sono trattati nel § 10.4.

10.2. PERDITE DI ALTEZZA

Le perdite di altezza totale h_t possono essere determinate mediante l'equazione del teorema di Bernoulli modificato (5.6.1) scritto nel modo seguente

$$\frac{u_{m1}^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g z_1 = \frac{u_{m2}^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g z_2 + h_t \quad (10.2.1)$$

in cui si è eliminato il termine H dell'energia scambiata dal fluido con l'ambiente esterno, in cui u_{m1} e u_{m2} sono le velocità medie e in cui l'unità di misura di h_t è espressa in energia per unità di **massa** del fluido [$J/kg = m^2/s^2$]. La perdita di energia h_t viene invece tuttora chiamata, per tradizione, perdita di **altezza** perché durante l'evoluzione che l'idraulica ebbe come scienza empirica nel diciannovesimo secolo, quando veniva usato il sistema pratico di misura, l'equilibrio era espresso in termini di energia per unità di **peso** del liquido, e quindi in $[m]$ come nella relazione (5.6.1), invece che in termini di energia per unità di massa come nella relazione (10.2.1), quando ora viene usato il sistema internazionale di misura.

La relazione (10.2.1) è però valida per una linea di corrente (vedi § 4.3), in cui il flusso è monodimensionale e non per una tubazione (vedi § 4.5), in cui il flusso è tridimensionale o, almeno, bidimensionale. Per effetto dell'attrito, infatti, la velocità del fluido non è costante in tutti i punti della sezione normale e per questa ragione il termine dell'energia cinetica deve essere corretto da un coefficiente, detto appunto **coefficiente di energia cinetica** α , che tenga conto di questo fatto; il coefficiente è ottenuto dall'equazione dell'energia, non trattata nel corso, e vale

$$\alpha = \frac{\int_S \rho u^3 dS}{G_m u_m^2} .$$

Nel caso di moto laminare si ricava $\alpha = 2$, mentre nel caso di moto turbolento il valore non è unico, ma varia da 1.08 a 1.03 per numeri di Reynolds crescenti dai più piccoli verso i più grandi. La (10.2.1) deve allora essere scritta

$$\left(\alpha_1 \frac{u_{m1}^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g z_1 \right) - \left(\alpha_2 \frac{u_{m2}^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g z_2 \right) = h_t . \quad (10.2.2)$$

Poiché per numeri di Reynolds elevati il coefficiente α è vicino all'unità, per i calcoli dei flussi in tubazioni si assume spesso un valore unitario; tuttavia in flussi a moderati numeri di Reynolds la variazione dell'energia cinetica può essere significativa. In conclusione il teorema di Bernoulli modificato monodimensionale, così come dedotto nel § 5.6, può essere applicato a problemi tridimensionali in regime turbolento a elevati numeri di Reynolds.

La perdita di altezza totale h_t è considerata come la somma di perdite continue h_c , dovute all'attrito in flussi pienamente sviluppati all'interno di tubi a sezione costante, e perdite accidentali h_a , dovute a imbocchi, a raccordi, a variazioni di sezione, ecc.

$$h_t = h_c + h_a . \quad (10.2.3)$$

Questi due tipi di perdite verranno esaminati separatamente.

10.2.1. PERDITE CONTINUE: COEFFICIENTE DI RESISTENZA

L'equilibrio energetico espresso dall'equazione (10.2.2) può essere usato per valutare le perdite continue di altezza. Per flussi pienamente sviluppati lungo un tubo a sezione costante si ha

$$h_a = 0 \quad \alpha_1 \frac{u_{m1}^2}{2} = \alpha_2 \frac{u_{m2}^2}{2}$$

e l'equazione (10.2.2), con l'aiuto della (10.2.3), diventa

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = g(z_2 - z_1) + h_c .$$

Se il tubo è anche orizzontale ($z_2 = z_1$), si ha

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} = h_c \quad (10.2.1.1)$$

e le perdite continue possono essere date dalla caduta di pressione di un flusso pienamente sviluppato in un tubo orizzontale a sezione costante.

Poiché la perdita di altezza rappresenta l'energia meccanica convertita per attrito in energia termica, la perdita di altezza per un flusso pienamente sviluppato in un tubo a sezione costante dipende solo dai dettagli del flusso lungo la tubazione ed è indipendente dall'orientamento del tubo.

Nel caso di flusso laminare pienamente sviluppato in un tubo orizzontale la caduta di pressione può essere calcolata analiticamente dall'equazione (8.4.8) integrando il gradiente della pressione lungo il tratto L di tubazione; si ha allora

$$G_v = \frac{\pi}{8\mu} \left(-\frac{\partial p}{\partial z} \right) R^4 = \frac{\pi}{128\mu} \left(-\frac{\partial p}{\partial z} \right) D^4 \quad \rightarrow \quad G_v = \frac{\pi D^4 \Delta p}{128\mu L} \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow \quad \Delta p = \frac{128\mu L G_v}{\pi D^4} = \frac{128\mu L u_m \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D^4} = 32 \frac{L}{D} \frac{\mu u_m}{D}$$

e, sostituendo nella (10.2.1.1), si ricava

$$h_c = 32 \frac{L}{D} \frac{\mu u_m}{\rho D} = \left(64 \frac{\mu}{\rho u_m D} \right) \frac{L}{D} \frac{u_m^2}{2} = \left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L}{D} \frac{u_m^2}{2} . \quad (10.2.1.2)$$

Poiché nel moto turbolento non è possibile invece valutare analiticamente la caduta di pressione, si deve far ricorso a dati sperimentali e quindi ad analisi dimensionali per correlarli. Nei moti turbolenti pienamente sviluppati la caduta di pressione (Δp), dovuta all'attrito, in un tubo orizzontale a sezione costante dipende dal diametro (D), dalla lunghezza (L) e dalla rugosità (e) del tubo, dalla velocità media (u_m), dalla massa volumica (ρ) e dalla viscosità (μ) del fluido

$$\Delta p = \Delta p(D, L, e, u_m, \rho, \mu) .$$

Ricorrendo all'analisi dimensionale (si trascurano tutti i passaggi che esulano dagli scopi del corso) si ottiene con l'uso della (10.2.1.1) una relazione del tipo

$$\frac{h_c}{\frac{u_m^2}{2}} = \frac{L}{D} F\left(Re, \frac{e}{D} \right) \quad (10.2.1.3)$$

dove la funzione F prende il nome di **coefficiente di resistenza f**

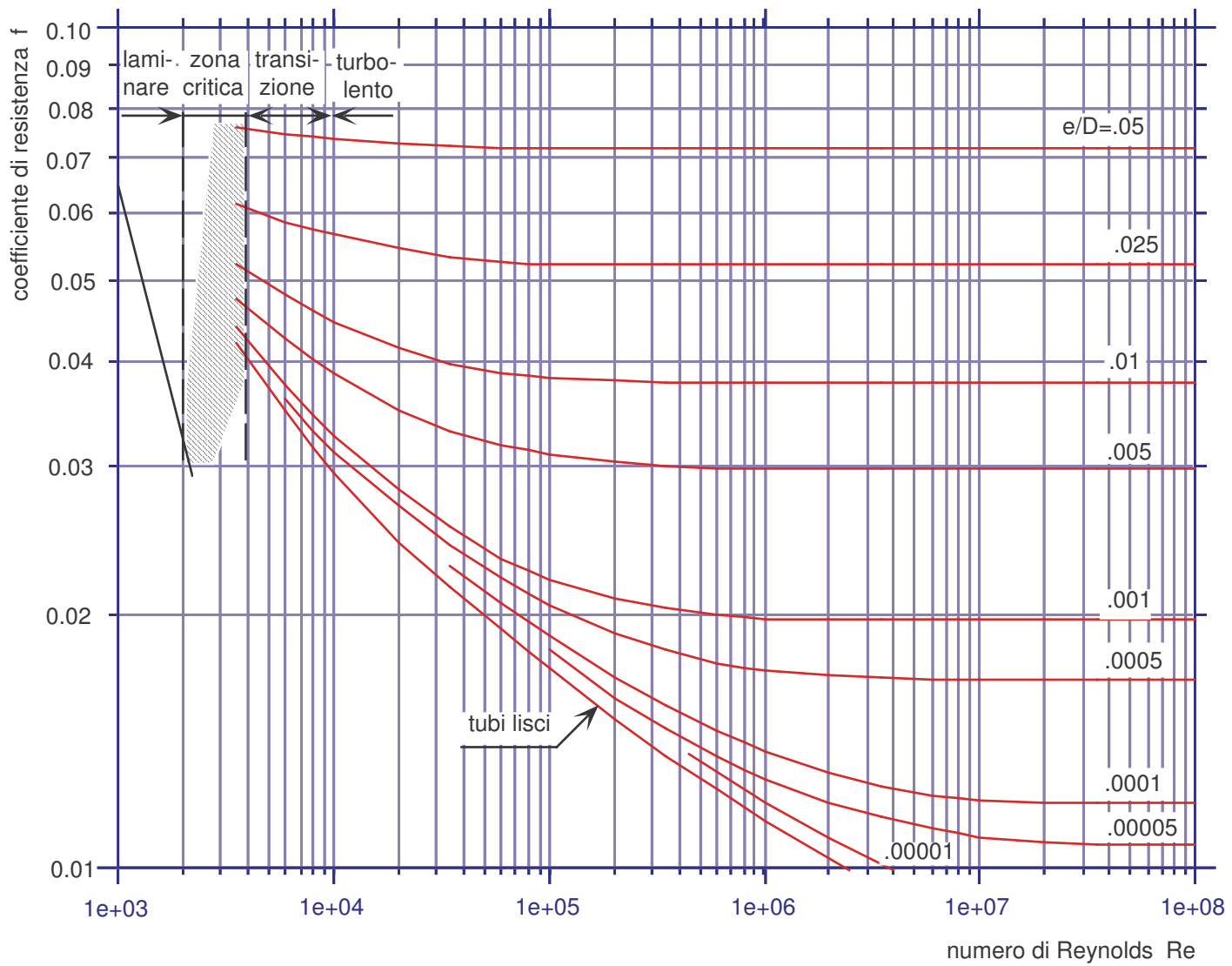
$$f = F\left(Re, \frac{e}{D} \right) ;$$

allora la (10.2.1.3) diventa

$$h_c = f \frac{L}{D} \frac{u_m^2}{2} \quad (10.2.1.4)$$

dove il coefficiente di resistenza f viene determinato sperimentalmente. I risultati, pubblicati dal Moody, sono riportati nel diagramma 10.1.

Per determinare le perdite di altezza relative a flussi pienamente sviluppati con condizioni note, dapprima devono essere valutati i valori della rugosità relativa e/D mediante il diagramma 10.2 e il numero di Reynolds Re ; quindi dalla curva del diagramma 10.1



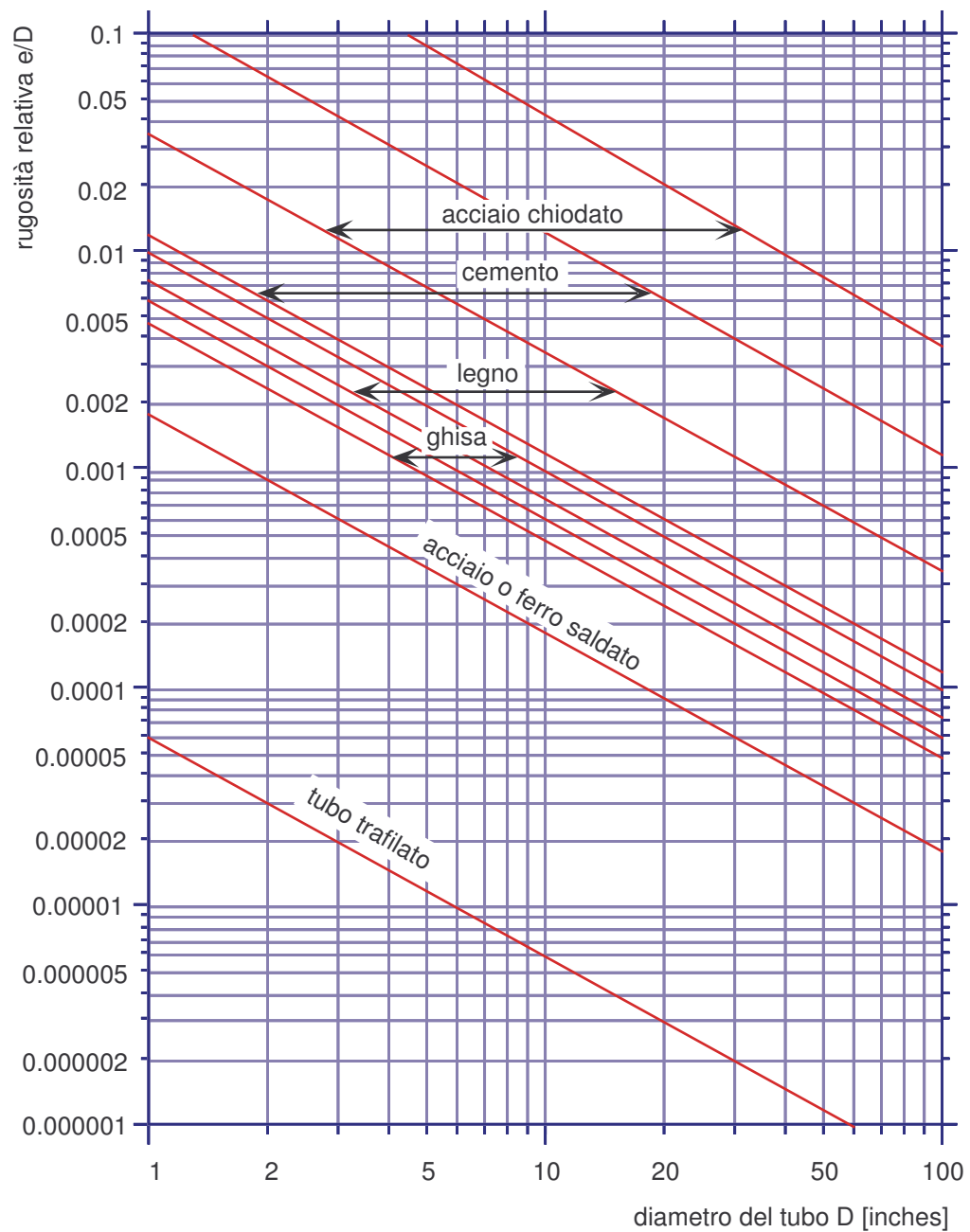


Diagramma 10.2.- Valori della rugosità relativa per tubi di materiale comune (da Moody - 1944).-

viene letto il coefficiente di resistenza f per i valori noti di e/D e di Re ed infine viene trovata la perdita di altezza con l'equazione (10.2.1.4).

Alcune proprietà del diagramma 10.1 hanno bisogno di qualche precisazione. Il coefficiente di resistenza per moto laminare può essere ottenuto confrontando la equazione (10.2.1.2) con l'equazione (10.2.1.4)

$$h_c = \left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L}{D} \frac{u_m^2}{2} = f \frac{L}{D} \frac{u_m^2}{2} ;$$

di conseguenza si ha

$$f_{lam} = \frac{64}{Re} .$$

Quindi, nel moto laminare, il coefficiente di resistenza è funzione solo del numero di Reynolds ed è indipendente dalla rugosità; anche risultati sperimentali hanno verificato tale ipotesi.

Nel caso di moto turbolento non è invece possibile valutare analiticamente il coefficiente di resistenza e si deve ricorrere a risultati sperimentali variando la velocità media del flusso. Se in un tubo il moto è inizialmente laminare, aumentando la velocità fino a raggiungere il numero di Reynolds critico, si nota che la transizione provoca un aumento del gradiente della velocità sulla parete del tubo; questa modifica del profilo della velocità causa un significativo aumento della tensione tangenziale sulla parete e anche del coefficiente di resistenza.

All'aumentare del numero di Reynolds oltre il valore della transizione il profilo della velocità continua a diventare sempre più pieno. Il coefficiente di resistenza dapprima tende a seguire la curva del tubo liscio, lungo la quale il coefficiente di resistenza è funzione solo del numero di Reynolds, ma quando il numero di Reynolds cresce, il profilo della velocità diventa ancora più pieno e lo spessore del sottile sottostrato viscoso vicino alla parete del tubo decresce. Poiché gli elementi della rugosità diventano percentualmente elevati all'interno di questo strato, l'effetto della rugosità diventa importante e il coefficiente di resistenza diventa funzione, oltre che del numero di Reynolds, **anche** della rugosità relativa.

A numeri di Reynolds molto elevati gli elementi della rugosità si protendono anche oltre il sottostrato viscoso; l'attrito e, di conseguenza, la caduta di pressione dipendono solo dalla grandezza degli elementi della rugosità. Questo regime di moto è chiamato **completamente rugoso** e il coefficiente di resistenza dipende solo da e/D .

Per riassumere la discussione precedente, si vede che: a) all'aumentare del numero di Reynolds il coefficiente di resistenza diminuisce finché il flusso rimane laminare; b) nella transizione f aumenta rapidamente; c) nel regime di moto turbolento il coefficiente f diminuisce gradualmente lungo la curva del tubo liscio; d) infine si attesta su un livello costante per numeri di Reynolds estremamente elevati. (La sola eccezione a questa tendenza è che i coefficienti di resistenza per tubi con $e/D > 0.001$ nel moto turbolento cominciano a decrescere nella zona di transizione al di sopra della curva dei tubi lisci.)

Allo scopo di usare il calcolatore per la determinazione delle perdite di altezza in una tubazione, è necessario avere una formulazione matematica per il coefficiente di resistenza in funzione del numero di Reynolds e della rugosità relativa. Molti sono stati i ricercatori che si sono interessati di trovare le correlazioni più vicine ai risultati sperimentali e che hanno proposto equazioni anche molto complesse, di natura non lineare, aventi la necessità di usare soluzioni iterative.

Anche il diagramma 11.2 ha bisogno di alcuni chiarimenti. Tutti i valori di e/D sono dati per tubi nuovi in relative buone condizioni. Dopo lunghi periodi di servizio prende però piede la corrosione e, specialmente in zone di acque dure, si formano contro le

pareti del tubo depositi di limo e scaglie di ruggine. La corrosione può indebolire i tubi e anche portarli alla rottura. La formazione di depositi aumentano in modo apprezzabile la rugosità della parete e quindi ne diminuiscono il diametro effettivo. Questi fattori provocano l'aumento della quantità e/D di un fattore 2 o 3 per tubi vecchi.

Le curve riportate nei diagrammi 10.1 e 10.2 rappresentano valori medi di dati ottenuti da numerose sperimentazioni. I valori ricavati dalle curve possono essere considerati accurati con un'approssimazione del $\pm 10\%$, che è sufficiente per molte analisi ingegneristiche; se si richiede una maggiore accuratezza, devono essere usati dati sperimentali più specifici. Molti ricercatori infatti si sono dedicati allo studio sperimentale delle perdite continue di carico all'interno dei tubi ed hanno fornito leggi e nomogrammi di vario tipo per tubi nuovi, usati, lisci, rugosi e per fluidi freddi o caldi. Per queste leggi di carattere pratico si rimanda ai manuali tecnici.

10.2.2. PERDITE ACCIDENTALI

Il flusso in un sistema di tubazioni passa attraverso una varietà di raccordi, curve o brusche variazioni di sezione. Le perdite addizionali di altezza, dovute principalmente alla separazione del flusso per la dissipazione di energia provocata da un mescolamento violento in queste zone, sono minori (da cui anche il nome di "perdite minori") se il sistema di tubazioni include lunghezze elevate di tubi a sezione costante. Esse possono essere espresse dalla relazione

$$h_a = K \frac{u_m^2}{2} \quad (10.2.2.1.a)$$

dove il **coefficiente di perdita** K deve essere determinato sperimentalmente in ogni situazione o dalla relazione

$$h_a = f \frac{L_e}{D} \frac{u_m^2}{2} \quad (10.2.2.1.b)$$

dove L_e è una **lunghezza equivalente** di tubo diritto.

Si è trovato sperimentalmente che per flussi attraverso curve e raccordi di tubi il coefficiente di perdita K varia con la sezione del tubo (diametro) nello stesso modo in cui il coefficiente di resistenza f varia lungo un tubo rettilineo. Di conseguenza la lunghezza equivalente relativa L_e/D tende verso un valore costante per differenti sezioni di un dato tipo di raccordo.

I dati sperimentali per perdite accidentali sono numerosi, ma provenienti da una vasta varietà di fonti che possono dare valori differenti per la stessa configurazione di flusso. I dati presentati devono essere considerati come rappresentativi di alcune situazioni comunemente riscontrabili; in ogni caso è riportata la fonte dei dati.

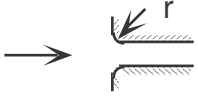
IMBOCCHI E SBOCCHI

Un imbocco mal progettato può provocare una apprezzabile perdita di altezza. Se l'imbocco presenta angoli acuti si crea una separazione e una contrazione della vena (**vena contracta**). Il fluido deve localmente accelerare per passare attraverso una sezione ridotta e si verificano perdite di energia meccanica per mescolamento quando la corrente successivamente decelera per riempire il tubo. Tre geometrie base di imbocchi sono riportati nella tab. 10.1. Dalla tabella si vede che il coefficiente di perdita si riduce in modo significativo quando l'imbocco è arrotondato anche leggermente. Per un imbocco ben arrotondato ($r/D \geq 0.15$) il coefficiente è quasi trascurabile.

L'energia cinetica per unità di massa del flusso

$$\alpha \frac{u_m^2}{2}$$

è dissipata in modo completo dal mescolamento quando il flusso si scarica da un tubo in un ampio serbatoio. La situazione corrisponde ad un flusso che passa attraverso una brusca espansione con un rapporto fra le sezioni $A = 0$ (vedi fig. 10.1) ed il coefficiente di perdita accidentale diventa uguale ad α . Non è possibile però ottenere miglioramenti nel coefficiente di perdita accidentale per uno sbocco; tuttavia, l'aggiunta di un diffusore può ridurre notevolmente il valore del termine $u_m^2/2$.

Tipo di imbocco		Coefficiente di perdita K			
rientrante		0.78			
ad angolo retto		0.50			
arrotondato		r/D	0.02	0.06	≥ 0.15
		K	0.28	0.15	0.04

Tab. 10.1.- Coefficiente di perdita accidentale per imbocchi (da "Crane Company" - 1982).-

ALLARGAMENTI E CONTRAZIONI

I coefficienti di perdita accidentale per improvvisi allargamenti e contrazioni in condotte circolari sono dati in fig. 10.1. Da notare che entrambi i coefficienti sono basati sul valore più elevato di $u_m^2/2$; le perdite per un improvviso allargamento sono quindi basate su $u_{m1}^2/2$ e quelle per una improvvisa contrazione su $u_{m2}^2/2$.

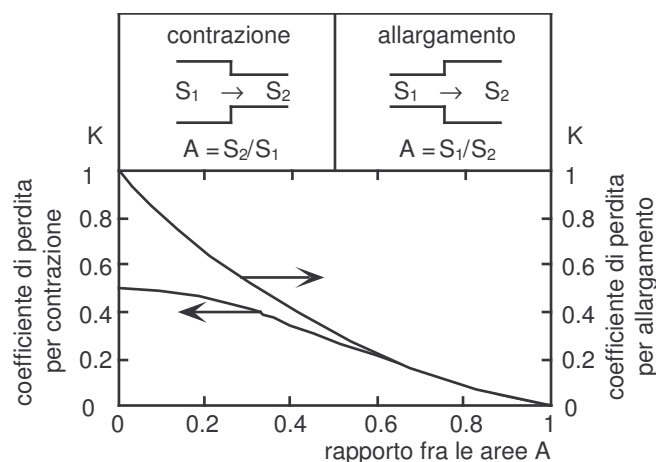
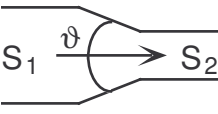


Fig. 10.1.- Coefficienti di perdita per improvvise variazioni di sezione (da "Streeter" - 1961).-

Le perdite dovute alla variazione di sezione possono essere un po' ridotte con l'inserimento di un ugello o di un diffusore fra le due sezioni di tubo diritto. I dati per gli ugelli sono riportati nella tab. 10.2.

Contrazione		Coefficiente di perdita K						
	S_2 / S_1	$\vartheta [^\circ]$						
	-	10	15 - 40	50 - 60	90	120	150	180
	0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
	0.25	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
	0.10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

Tab. 10.2.- Coefficienti di perdita per contrazioni graduali: condotte circolari e rettangolari (da "ASHRAE" - 1981).-

Le perdite nei diffusori dipendono da un numero di variabili della geometria e del flusso. I dati del diffusore sono molto comunemente presentati in termini di un **coefficiente di recupero della pressione** C_p

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho u_{m1}^2}, \quad (10.2.2.2)$$

che è definito come rapporto fra l'aumento di pressione statica e la pressione dinamica di ingresso.

Il recupero di pressione nei diffusori è essenzialmente indipendente dal numero di Reynolds per valori del numero di Reynolds di ingresso superiori a 7.5×10^4 . Il recupero con flusso uniforme all'ingresso è di solito superiore a quello con flusso pienamente sviluppato. Diagrammi caratteristici per diffusori a pareti piane, conici e toroidali per una vasta varietà di flussi all'ingresso è riportata nel manuale di Runstadler - 1975.

Poiché la pressione statica nel diffusore sale nella direzione del flusso, il flusso può separarsi dalle pareti. Per alcune geometrie il flusso di uscita è distorto e si possono anche verificare pulsazioni. Per elevati angoli del diffusore possono essere usati deflettori palettati o setti per sopprimere lo stallo e per migliorare il recupero della pressione.

La definizione del coefficiente C_p può essere messa in relazione alla perdita di altezza. Se si trascura la gravità e se $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, l'equazione (10.2.2) si riduce a

$$\left(\frac{u_{m1}^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} \right) - \left(\frac{u_{m2}^2}{g} + \frac{p_2}{\rho} \right) = h_t = h_a.$$

Allora

$$h_a = \left(\frac{u_{m1}^2}{2} - \frac{u_{m2}^2}{g} \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} \right) = \frac{u_{m1}^2}{2} \left[\left(1 - \frac{u_{m2}^2}{u_{m1}^2} \right) - \frac{1}{2} \rho \frac{u_{m1}^2}{\rho} \right] = \frac{u_{m1}^2}{2} \left[\left(1 - \frac{u_{m2}^2}{u_{m1}^2} \right) - C_p \right]$$

e dalla continuità

$$S_1 u_{m1}^2 = S_2 u_{m2}^2$$

si ottiene

$$h_a = \frac{u_{m1}^2}{2} \left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - C_p \right] = \frac{u_{m1}^2}{2} \left(1 - \frac{1}{A^2} - C_p \right).$$

Usando la (10.2.2.1.a) si ha il coefficiente di perdita

$$K = 1 - \frac{1}{A^2} - C_p. \quad (10.2.2.3)$$

Nella fig. 10.2 sono riportati i dati per diffusori conici con moto turbolento pienamente sviluppato all'ingresso del tubo in funzione della geometria; dai diagrammi della figura possono essere definite le geometrie ottimali del diffusore. Per un dato rapporto delle superfici $A = S_2/S_1$ c'è un valore del rapporto L/R oltre cui non si verifica un aumento del recupero della pressione; in modo simile per un dato valore della lunghezza adimensionale L/R , c'è un valore ottimale del rapporto fra le superfici che crea il massimo recupero di pressione.

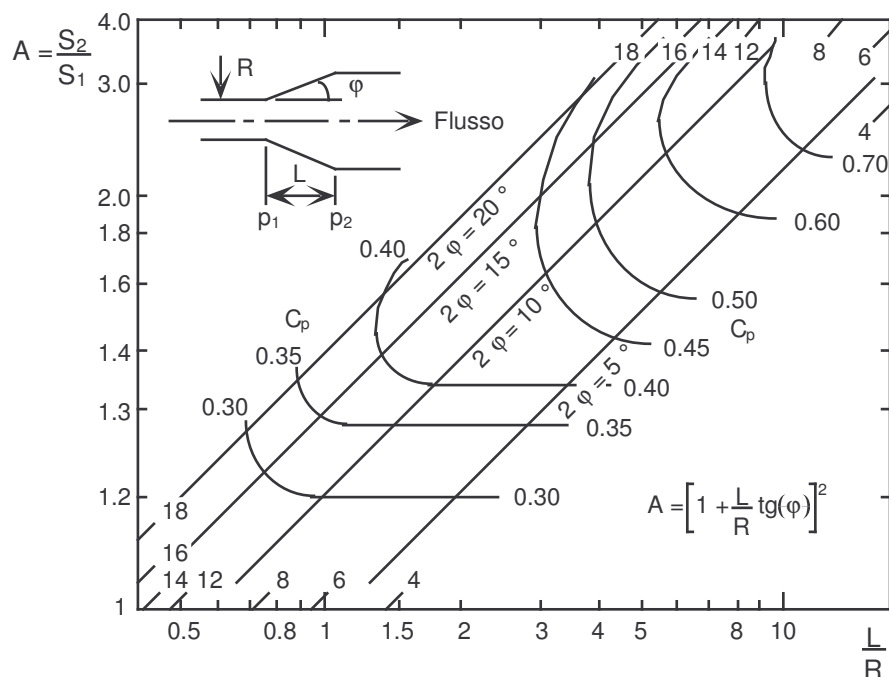


Fig. 10.2.- Recupero di pressione per diffusori conici con moto turbolento pienamente sviluppato all'ingresso del tubo (da "Cockrell e altri" - 1971).-

GOMITI

La perdita di altezza di un gomito è più grande di quella che si verifica per un flusso pienamente sviluppato in una sezione rettilinea di uguale lunghezza. La perdita addizionale, dovuta principalmente al flusso secondario (si verifica sul piano della sezione normale della tubazione), può essere rappresentata in modo conveniente da una lunghezza equivalente L_e di tubo dritto. La lunghezza equivalente dipende dal raggio di curvatura relativo del gomito ed è illustrata in fig. 10.3.a per gomiti di 90° .

Perché sono semplici e poco costosi, sono molto usati specie in sistemi vasti di tubazioni i gomiti ad angolo; dati su questo tipo di gomiti sono riportati in fig. 10.3.b.

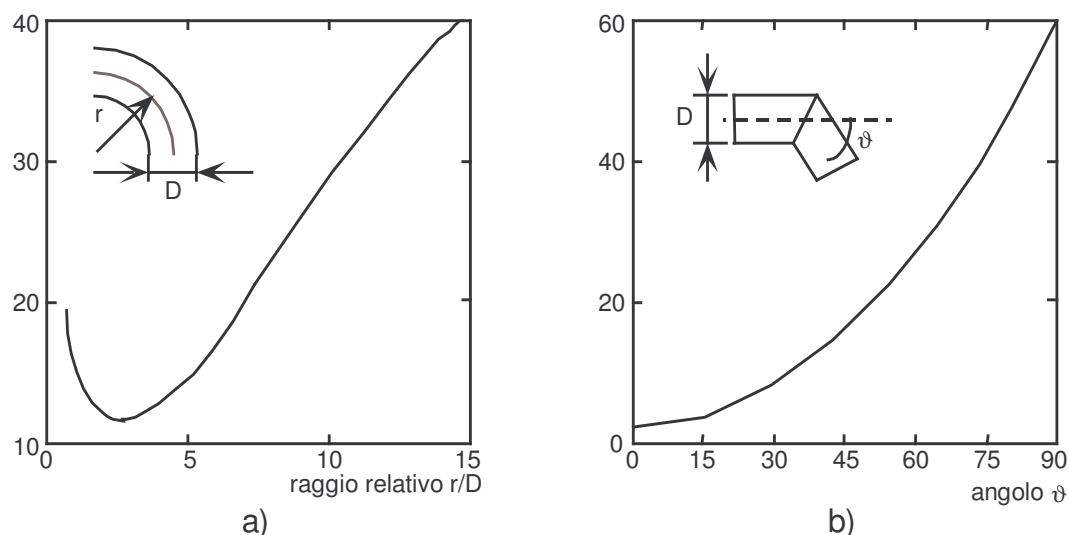


Fig. 10.3.- Lunghezza equivalente adimensionale L_e/D : a) per un gomito con o senza flangia; b) per un gomito ad angolo.-

VALVOLE E ACCESSORI

Anche le perdite per flussi attraverso valvole e accessori possono essere date in funzione di una lunghezza equivalente di tubo dritto. Alcune di esse sono riportate nella tab. 10.3.

tipo di accessorio	lunghezza equivalente L_e/D
valvola a saracinesca	8
valvola a globo	340
valvola ad angolo	150
valvola a sfera	3
valvola di ritegno (alzata a globo)	600
valvola di ritegno (alzata ad angolo)	55
valvola di fondo (a movimento verticale)	420
valvola di fondo (incernierata)	75
curva a 45 °	16
curva a 90 °	30
curva a 180 °	50
T standard (flusso dritto)	20
T standard (flusso deviato)	60

Tab. 10.3.- Lunghezze equivalenti adimensionali per valvole e per alcuni accessori (da "Crane Company" - 1982).-

I valori della resistenza dati nella tab. 10.3 si intendono per valvole in posizione completamente aperta; incrementi si verificano in posizione parzialmente aperta. La geometria delle valvole può variare fortemente a seconda dei costruttori. Se sono necessari calcoli accurati è bene usare i valori forniti dai produttori.

Gli accessori sono inseriti nel sistema di tubazioni tramite filettature o tramite connessioni flangiate: per piccoli diametri sono molto comuni le filettature, mentre i tubi con diametri elevati sono fabbricati per essere sottoposti a connessioni saldate o

flangiate.

In pratica quindi le perdite per l'inserzione di valvole e di accessori variano considerevolmente, perché dipendono dalla cura con cui sono stati fabbricati i sistemi di tubazioni. Le bave che rimangono dopo il taglio dei tubi possono causare ostruzioni locali del flusso e aumentare considerevolmente le perdite.

Anche se sono chiamate accidentali (o minori) queste perdite possono formare una forte percentuale delle perdite totali. Di conseguenza i calcoli di un sistema devono essere fatti con accuratezza per essere sicuri di aver identificato tutte le perdite e la loro grandezza. I valori calcolati possono predire le perdite dentro un campo $\pm 10\%$.

10.3. TIPI DI SOLUZIONI PER FLUSSI IN UN TUBO

Una volta calcolata la perdita totale mediante i metodi del § 10.2, è possibile risolvere i problemi di flusso nei tubi usando l'equazione dell'energia (10.2.2). Le stesse tecniche base sono usate sia per singoli tubi che per sistemi complessi di tubazioni.

La caduta di pressione lungo un sistema di tubi è una funzione della portata, della variazione di altezza e della perdita totale. Quest'ultima consiste nelle perdite continue, dovute all'attrito nei tratti a sezione costante e riassunte dall'equazione (10.2.1.4), e nelle perdite accidentali, dovute ad accessori, a variazioni di sezione e così via, e riassunte dalle equazioni (10.2.2.1). La caduta di pressione può essere scritta in funzione delle variabili seguenti

$$\Delta p = F(L, G_v, D, e, \Delta z, \text{configurazione}, \rho, \mu)$$

dove la massa volumica ρ e la viscosità μ per un fluido incompressibile possono essere assunte costanti e dove la rugosità e , la variazione di altezza Δz e la configurazione del sistema dipendono dalla costruzione dell'impianto. Una volta che queste ultime variabili siano state fissate (per un dato fluido e per un dato sistema), la dipendenza si riduce solo alle quattro variabili

$$\Delta p = F(L, G_v, D)$$

Ognuna di esse può essere incognita e pertanto si possono verificare nella pratica i quattro casi generali seguenti:

- a) valori noti: L , G_v e D - valore incognito: Δp ;
- b) valori noti: Δp , G_v e D - valore incognito: L ;
- c) valori noti: Δp , L e D - valore incognito: G_v ;
- d) valori noti: Δp , L e G_v - valore incognito: D .

I casi a) e b) possono essere risolti direttamente applicando le equazioni di continuità e dell'energia e usando i diagrammi delle perdite riportate nel § 10.2. Le soluzioni dei casi c) e d) invece, pur facendo uso delle stesse equazioni e degli stessi dati, richiedono un processo di tipo iterativo. Ogni caso sarà discusso qui di seguito e sarà illustrato con un esempio.

10.3.1. VALORI NOTI: L , G_v e D - VALORE INCOGNITO: Δp

Il coefficiente di resistenza è ottenuto dal diagramma del Moody o da equazioni empiriche usando i valori di Re e di e/D calcolati dai valori dati. La perdita di altezza totale è calcolata dalle equazioni (10.2.1.4) e (10.2.2.1), mentre la caduta di pressione viene valutata dall'equazione (10.2.2).

10.3.2. VALORI NOTI: Δp , G_v e D - VALORE INCOGNITO: L

La perdita di altezza totale è calcolata mediante l'equazione (10.2.2). Un coeffi-

coefficiente di resistenza è ottenuto o con il diagramma di Moody o con equazioni empiriche usando valori di Re e di e/D calcolati dai valori dati. La lunghezza incognita è determinata risolvendo l'equazione (10.2.1.4).

10.3.3. VALORI NOTI: Δp , L e D - VALORE INCOGNITO: G_v

L'equazione (10.2.2) è combinata con le equazioni che definiscono le perdite di altezza; il risultato è un'espressione per u_m (o per G_v) in funzione del coefficiente di resistenza f . Anche se il numero di Reynolds, e quindi f , non possono essere calcolati perché G_v non è conosciuta, una buona prima approssimazione per il coefficiente di resistenza f è il valore nella zona di rugosità piena del diagramma 10.1. Con questo valore si calcola una prima approssimazione per u_m , poi si calcola il numero di Reynolds per il valore di u_m trovato e quindi il nuovo valore per f e una seconda approssimazione per u_m , e così via. Poiché f è una funzione piuttosto debole di Re , per la convergenza sono richieste più di due iterazioni.

10.3.4. VALORI NOTI: Δp , L e G_v - VALORE INCOGNITO: D

Quando è disponibile un'apparecchiatura che agisce sul fluido ed è nota la geometria del sistema di tubi, il problema è di determinare la sezione più piccola, e quindi meno costosa, della tubazione che possa trasportare la portata richiesta. Poiché non sono noti né il diametro del tubo né il numero di Reynolds e poiché non può essere calcolata direttamente la rugosità relativa, la soluzione è iterativa.

I calcoli cominciano assumendo un valore di tentativo per il diametro. Sono quindi trovati il numero di Reynolds e la rugosità relativa, usando il valore di D assunto, e il coefficiente di resistenza mediante il diagramma 10.1. Vengono poi calcolate le perdite di altezza continue e accidentali tramite le equazioni (10.2.1.4) e rispettivamente (10.2.2.1) e la caduta di pressione tramite la (10.2.2). Il valore di tentativo è confrontato con la richiesta del sistema.

Se il valore di Δp è più elevato, i calcoli sono ripetuti con un valore più grande del diametro D , mentre invece se il valore di Δp è più basso, i calcoli sono ripetuti con un valore più piccolo del diametro D .

Nella scelta del diametro del tubo, è logico lavorare con i valori disponibili in commercio, poiché i tubi sono costruiti in un limitato numero di diametri standard. Alcuni valori della grandezza dei tubi sono riportati nella tab. 10.4. Tubi con diametri nominali superiori a 12 pollici sono prodotti in multipli di 2 pollici fino al diametro nominale di 36 pollici e in multipli di 6 pollici per dimensioni superiori.

di diametro nominale [pollici]	di diametro interno [pollici]	di diametro interno [pollici]	di diametro nominale [pollici]
1/8	0.269	2.469	2 1/2
1/4	0.364	3.068	3
3/8	0.493	4.026	4
1/2	0.622	5.047	5
3/4	0.824	6.065	6
1	1.049	7.981	8
1 1/2	1.610	10.020	10
2	2.067	12.000	12

Tab. 10.4.- Grandezze di tubi in commercio (da "Crane Company" - 1982).-

10.4. CONDOTTE NON CIRCOLARI

Le correlazioni empiriche dei flussi all'interno di tubi possono essere usate anche

per condotte non circolari, a patto che le loro sezioni normali non siano troppo deformate; per esempio, le condotte rettangolari devono avere un rapporto fra le due dimensioni inferiore a 3 o 4.

Le correlazioni per i moti turbolenti nei tubi sviluppate nel § 10.2 possono essere estese a geometrie non circolari introducendo, al posto del diametro D , il **diametro idraulico** D_i definito da

$$D_i = \frac{4 S}{P}$$

dove S è la sezione normale e P è il **perimetro bagnato**, cioè la lunghezza di parete a contatto con il fluido nella sezione normale. Il fattore 4 è introdotto affinché il diametro idraulico, nel caso di una geometria circolare, sia uguale al diametro della condotta. Infatti, per una condotta circolare, si ha

$$D_i = \frac{4 S}{P} = \frac{4 \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} = D .$$

Per una condotta rettangolare, di larghezza b e di altezza h , si ha invece

$$D_i = \frac{4 S}{P} = \frac{4 b h}{2(b + h)} = \frac{2 b h}{b + h} ; \quad (10.4.1)$$

se si definisce con A il rapporto altezza / larghezza ($A = h/b$) si ottiene

$$D_i = \frac{4 h}{2 \left(1 + \frac{h}{b} \right)} = \frac{2 h}{1 + A}$$

che per una condotta quadrata ($A = 1$) diventa

$$D_i = h .$$

Come già detto, il concetto di diametro idraulico può essere applicato in un campo approssimato $1/3 < A < 3$ e quindi le correlazioni del § 10.5 offrono risultati abbastanza accurati anche per condotte rettangolari. Poiché tali condotte sono facili e economiche da fabbricare con lastre metalliche, vengono comunemente usate in impianti di condizionamento, di riscaldamento e di ventilazione.

Le perdite dovute ai flussi secondari aumentano rapidamente per geometrie più particolari e quindi le correlazioni non sono applicabili a condotte molto larghe o molto basse o a condotte con sezione triangolare o con altre sezioni irregolari. Quando per situazioni specifiche sono richiesti calcoli accurati di progettazione, è bene ricorrere a dati sperimentali.