



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI TRIESTE



Dipartimento di
Ingegneria
e Architettura



Corso di MACCHINE [065IN]
Corso di MACCHINE MARINE [100IN]

Prof. Rodolfo Taccani
Prof. Lucia Parussini
Prof. Marco Bogar

A.A. 2022-2023

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Proprietà dei fluidi

Stati della materia:

- Solido
 - Fluido
- Liquido
- Aeriforme

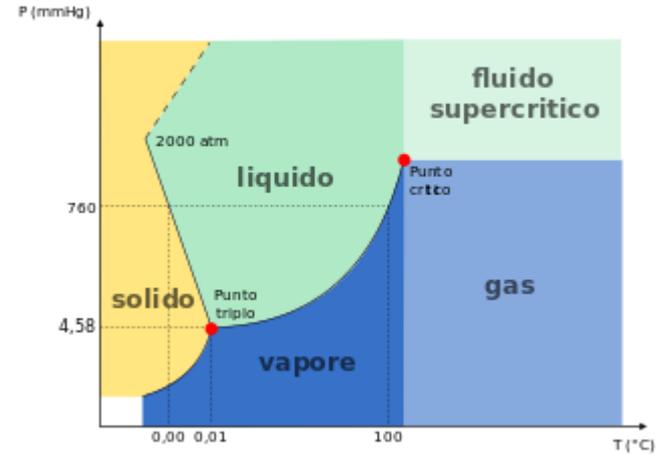
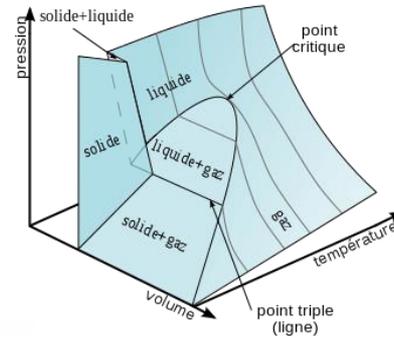


Diagramma di fase dell'acqua. A pressioni inferiori a 2000 atm la retta che contraddistingue l'equilibrio solido-liquido segue un andamento con pendenza negativa. Oltre il punto critico si ha la scomparsa dell'equilibrio liquido-vapore.



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Variabili termodinamiche primarie:

- Pressione
- Temperatura
- Densità

- Energia interna
- Entalpia
- Entropia
- Calore specifico a pressione costante e Calore specifico a volume costante

Proprietà di trasporto:

- Coefficiente di viscosità dinamica
- Conducibilità termica
- Compressibilità

Introduzione alla meccanica dei fluidi

La dinamica del fluido deve soddisfare:

- conservazione della massa
- conservazione della quantità di moto
- conservazione dell'energia
- equazione di stato
- condizioni al contorno

$$\begin{aligned} &\mathbf{u}(x, y, z) \\ &p(x, y, z) \\ &\rho(x, y, z) \\ &T(x, y, z) \end{aligned}$$

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso tri-dimensionale, bi-dimensionale, mono-dimensionale, uniforme

In generale il flusso è **TRI-DIMENSIONALE**, dipendente dalle tre coordinate spaziali e dal tempo, ad es. $\mathbf{V}(x,y,z,t)$.

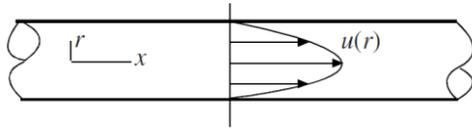
STAZIONARIO: non dipende dal tempo (es. flusso dell'aria vicino all'intersezione di un'ala e della fusoliera di un aereo in volo a velocità costante).

INSTAZIONARIO: dipende dal tempo (es. flusso dell'acqua in una lavatrice)

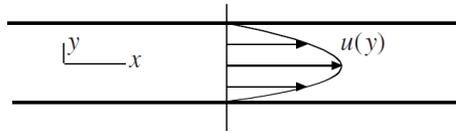
Flusso **BI-DIMENSIONALE**: dipendono solo da due variabili spaziali (es. flusso nella regione di ingresso in un condotto o il flusso attorno a una sfera). Ad es. $p(r,\theta)$ o $\mathbf{V}(x,y,t)$.

Flusso **MONO-DIMENSIONALE**: dipende solo da una variabile spaziale, ad esempio flussi in condotti o canali.

Introduzione alla meccanica dei fluidi



Flusso mono-dimensionale in un condotto.



Flusso mono-dimensionale in un canale largo.

Flusso **PIENAMENTE SVILUPPATO**: il profilo di velocità non cambia nella direzione a valle.

Si verifica se il flusso nel condotto è molti diametri a valle di qualunque variazione di geometria, come l'ingresso, una valvola, un gomito, una contrazione o un'espansione.

Il flusso pienamente sviluppato può essere instazionario, ad es. può dipendere dal tempo come in presenza di una valvola che viene aperta e chiusa.

Introduzione alla meccanica dei fluidi



Flusso uniforme in un condotto.

Flusso **UNIFORME**: il profilo di velocità e altre grandezze come la pressione è uniforme attraverso la sezione del condotto.

Questo profilo è spesso assunto in condotti e canali poiché approssima bene il flusso turbolento.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso viscoso e non viscoso

Flusso **NON VISCOSO**: gli effetti della viscosità sono trascurabili.

Ad es. flusso attorno a un profilo alare o un profilo idrodinamico se velocità abbastanza alta (più di 1 m/s) e lontano dallo strato limite (tutti gli effetti viscosi sono concentrati nello strato limite e portano ad avere velocità nulla sulla superficie del profilo - *condizione di non-scorrimento o no-slip condition*)

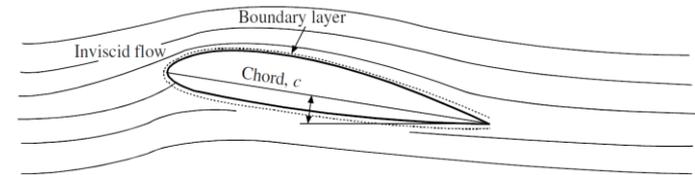
Flusso **VISCOSO**: gli effetti della viscosità non possono essere trascurati perché hanno effetti significativi sul flusso.

Ad es. flussi in condotti.

I flussi non viscosi sono più semplici da risolvere dei flussi viscosi

Equazione di Laplace

(equazione differenziale lineare - SOVRAPPOSIZIONE DEGLI EFFETTI)



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso viscoso: flusso laminare e flusso turbolento

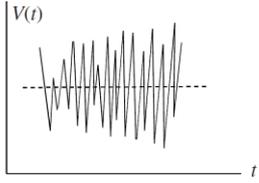
Un flusso viscoso è sia **LAMINARE** che **TURBOLENTO**.



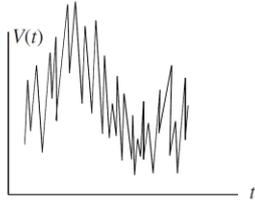
Nel flusso **LAMINARE** il mescolamento tra particelle fluide è trascurabile.

In un flusso **TURBOLENTO** c'è il mescolamento delle particelle fluide e il moto di una data particella è casuale e altamente irregolare.

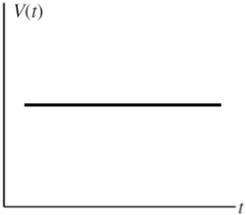
Introduzione alla meccanica dei fluidi



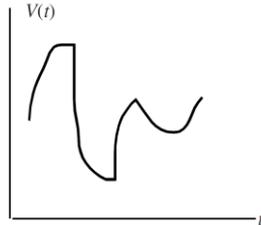
Flusso turbolento stazionario.



Flusso turbolento instazionario.



Flusso laminare stazionario.



Flusso laminare instazionario.



Introduzione alla meccanica dei fluidi

NUMERO DI REYNOLDS

$$Re = VL/\nu$$

V velocità caratteristica (la velocità media in un condotto o la velocità di un profilo alare)

L lunghezza caratteristica (il diametro di un condotto o la distanza dal bordo di attacco di una lastra piana *flat plate*)

ν è la viscosità cinematica

$Re < Re_c$ flusso laminare

$Re > Re_c$ flusso turbolento

Per il flusso in un condotto circolare con parete ruvida $Re_c = 2000$, se la parete è liscia e priva di vibrazioni e il flusso all'ingresso è privo di disturbi può arrivare a 40000.

Per il flusso tra lastre parallele $Re_c = 1500$ usando la velocità media e la distanza tra le lastre.

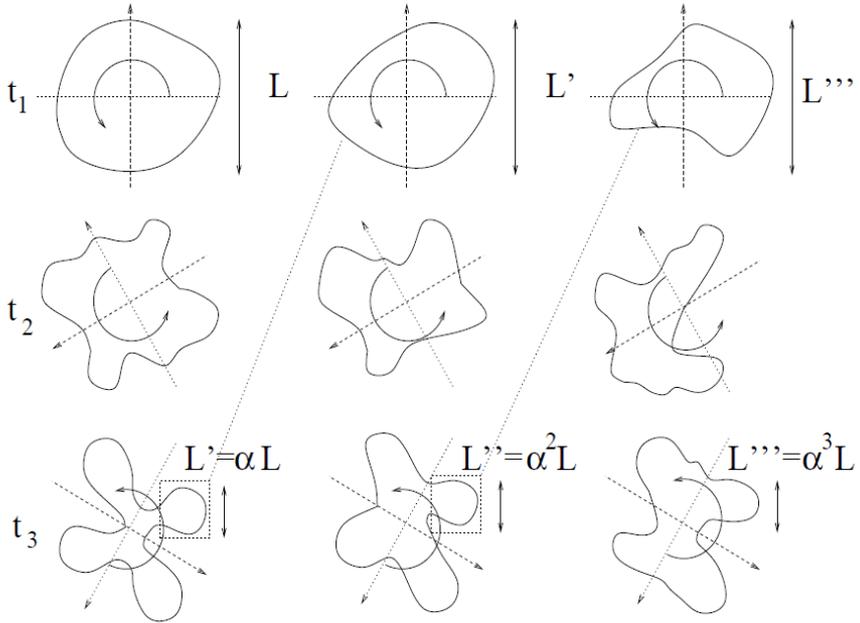
Per lo strato limite su lastra piana con gradiente di pressione nullo Re_c è tra 3×10^5 e 10^6 usando la distanza dal bordo di attacco.



Osborne Reynolds (1842 - 1912)
fisico e ingegnere inglese.

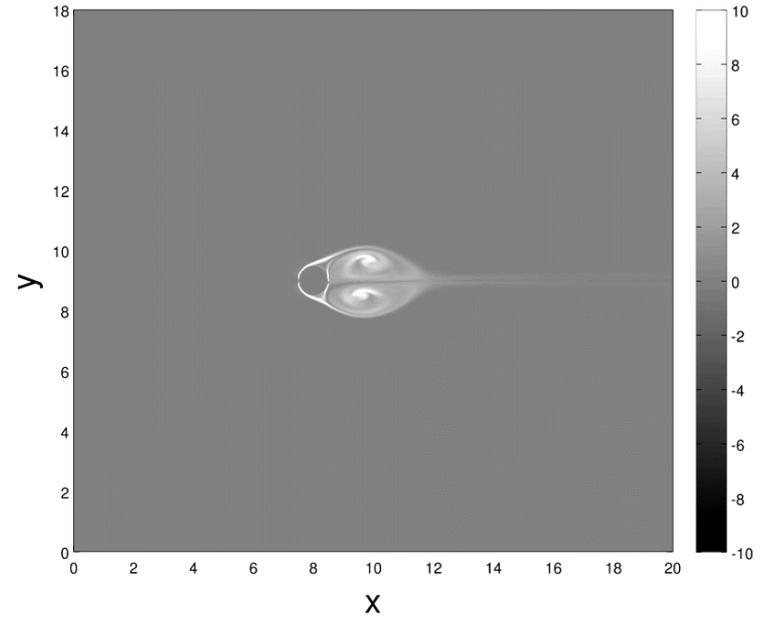
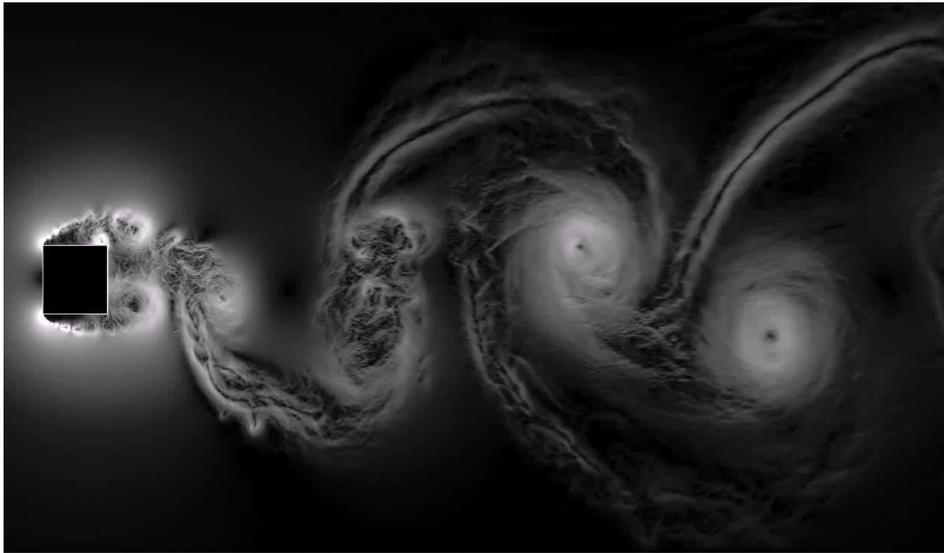
Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso viscoso turbolento: cascata di energia



Introduzione alla meccanica dei fluidi

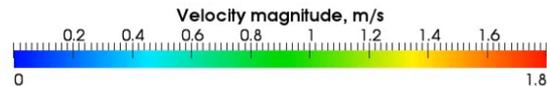
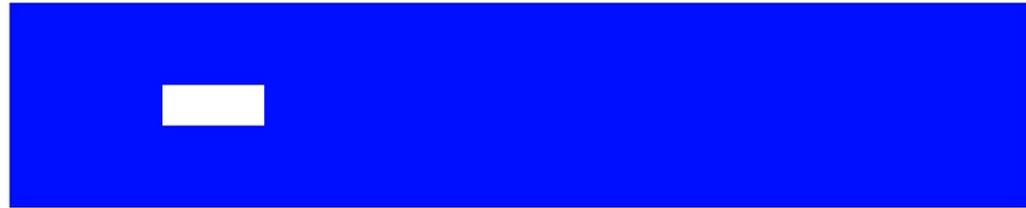
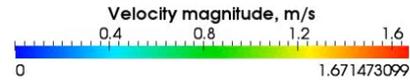
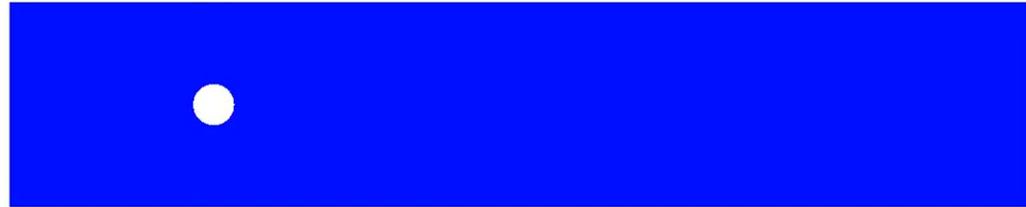
Flusso viscoso turbolento



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso viscoso turbolento

RANS (k-epsilon)



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso non viscoso: né laminare né turbolento!

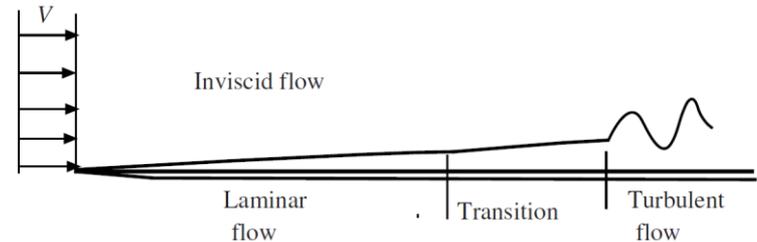
Flusso esterno a velocità elevate

Corrente libera o flusso indisturbato (*free-stream flow*): ha disturbi ma questi non sono accompagnati da sforzi tangenziali (shear stresses), requisito per flussi laminari e turbolenti.

Strato limite: strato sottile di fluido attorno al corpo dove l'effetto della viscosità non è trascurabile causando l'attaccamento del fluido al contorno e quindi velocità nulla sulla parete.

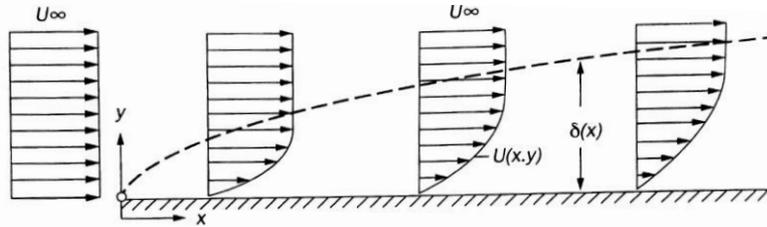
strato limite su una lastra piana: è laminare vicino al bordo d'attacco e subisce la transizione al flusso turbolento per lunghezze sufficienti.

Per una lastra liscia rigida con basso livello di fluttuazione della corrente libera, lo strato limite laminare esiste fino a $Re=10^6$, dove L è la distanza lungo la lastra dal bordo di attacco; per una lastra ruvida o in presenza di vibrazioni o elevate fluttuazioni della corrente libera fino a $Re=3 \times 10^5$.

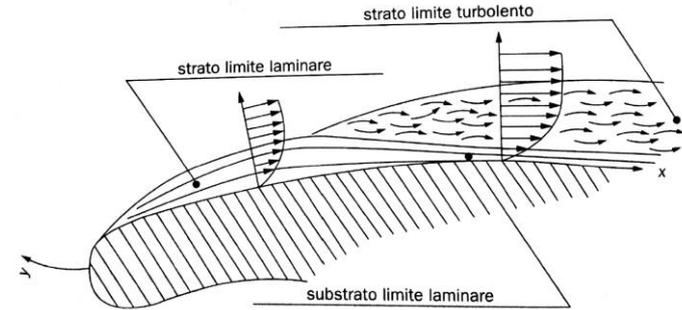


Introduzione alla meccanica dei fluidi

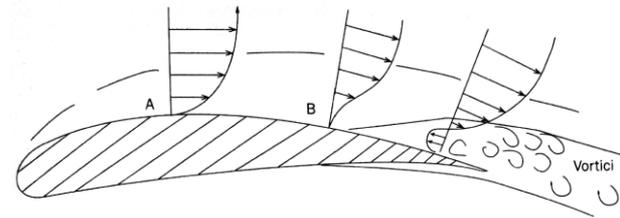
Strato limite



Profili di velocità in prossimità della parete e sviluppo dello strato limite su una lastra piana.



Sviluppo dello strato limite sul profilo della pala di una turbomacchina.



Andamento dello strato limite in un canale divergente, dove si evidenzia la zona di inversione del flusso con distacco dalla parete.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso incomprimibile, comprimibile

Nei flussi incomprimibili la densità di una particella fluida è assunta essere costante $D\rho/Dt=0$:

$$\delta\rho/\delta t=0, \delta\rho/\delta x=0, \delta\rho/\delta y=0, \delta\rho/\delta z=0.$$

Il flusso di liquidi è considerato incomprimibile nella maggior parte dei casi (il colpo d'ariete è un'eccezione).

L'aria atmosferica a basse velocità è incomprimibile ma la densità decresce con l'altezza $\rho=\rho(z)$.

Il flusso dell'aria si può assumere incomprimibile se la velocità è sufficientemente bassa. Il flusso d'aria in condotti, attorno automobili e piccoli aerei, e il decollo e l'atterraggio dei aerei commerciali sono esempi di flussi incompressibili.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

NUMERO DI MACH



Ernst Waldfried Josef Wenzel
Mach
(1838 - 1916)
fisico e filosofo austriaco

$$M=V/a$$

V velocità caratteristica

$$a=\sqrt{kRT}$$

$M < 0.3$ flusso incomprimibile

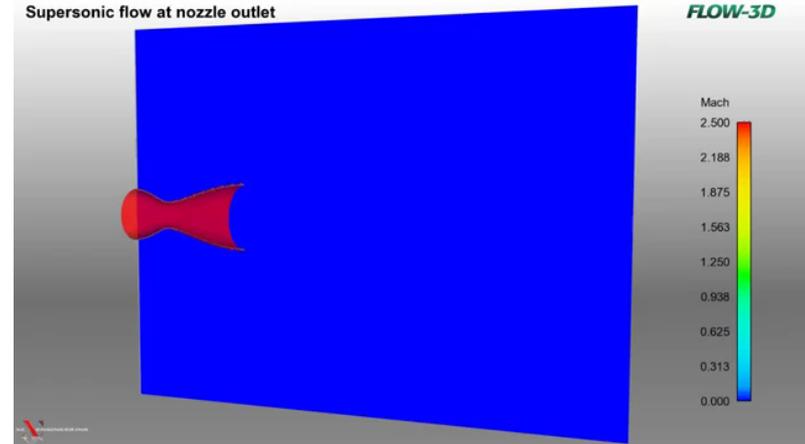
$M > 0.3$ flusso comprimibile

Per l'aria vicino al livello del mare la velocità del suono è circa 300 m/s (1224 km/h al livello del mare in atmosfera standard) così che molti flussi si possono considerare incomprimibili.

Flusso comprimibile:

$M < 1$ flusso subsonico

$M > 1$ flusso supersonico



Introduzione alla meccanica dei fluidi

flussi interni: sono flussi confinati dalle pareti di un condotto. In questo caso gli strati limite viscosi crescono dal lato della parete verso l'interno, si incontrano a valle e riempiono l'intero condotto. Gli sforzi viscosi sono l'effetto dominante.

I flussi interni sono stati studiati estensivamente: c'è una piccola parte di teoria più una grande parte di sperimentazione.

flussi esterni: attorno a corpi immersi nella corrente fluida: hanno effetti viscosi importanti (sforzo di taglio e non scorrimento a parete) vicino alle superfici del corpo e nella sua scia, ma tipicamente sono praticamente non viscosi lontano dal corpo.

Sebbene la teoria dello strato limite sia utile per capire i flussi esterni, corpi con geometria complessa normalmente richiedono dati sperimentali per le forze e i momenti generati dal flusso.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Regimi di flusso viscoso:

- flusso laminare a basso Re ;
- transizione a Re intermedi;
- flusso turbolento a Re alti.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Il numero di Reynolds di transizione normalmente accettato per un tubo a sezione circolare è $Re_{cr}=2300$. Per il flusso in un tubo di diametro di 5 cm, a quale velocità si verificherà la transizione per (a) flusso d'aria e (b) flusso d'acqua a 20°C ?

Soluzione

Quasi tutte le formule del flusso in condotti si basano sulla velocità media $V=Q / A$, non sulla velocità in corrispondenza della linea centrale o sulla velocità in un altro punto. Quindi la transizione si ha per $\rho Vd/\mu=2300$. Con d noto, introduciamo le proprietà del fluido appropriate a 20°C:

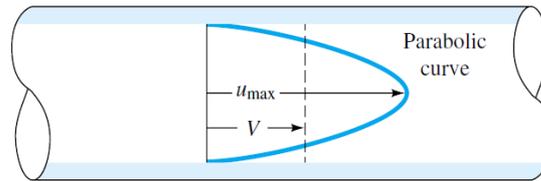
(a) aria $\rho Vd/\mu = 1.205 \cdot V \cdot 0.05 / 1.80 \cdot 10^{-5} = 2300$ $V=0.7 \text{ m/s}$

(b) acqua $\rho Vd/\mu = 998 \cdot V \cdot 0.05 / 0.001=2300$ $V=0.046 \text{ m/s}$

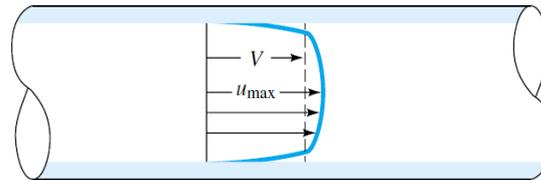
Si tratta di velocità molto basse, quindi nelle applicazioni ingegneristiche la maggior parte di flussi di aria e acqua in condotti sono turbolenti, non laminari. Potremmo aspettarci flussi laminari in condotti con fluidi più viscosi, come oli lubrificanti o glicerina.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili



(a)



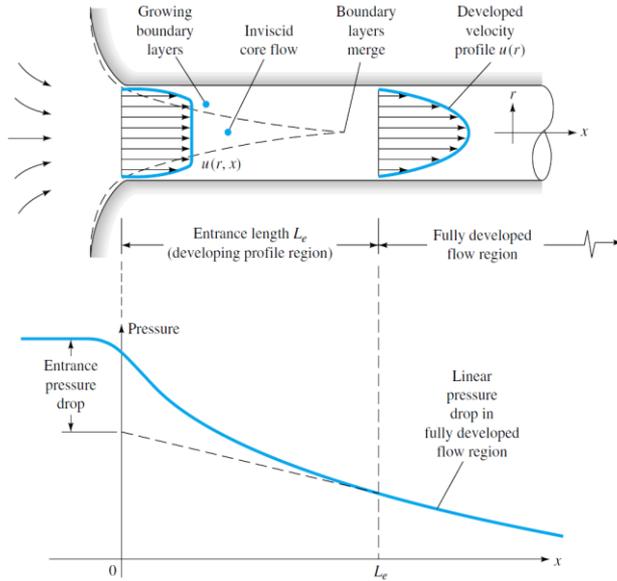
(b)

Confronto tra il profilo di velocità laminare e turbolento in un condotto a parità di portata volumetrica.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Lunghezza di ingresso



I profili di velocità e pressione in un condotto.

Laminare $\frac{L_e}{d} \approx 0.06 Re$

Turbolento $\frac{L_e}{d} \approx 4.4 Re^{1/6}$

Tipicamente la sezione di test di una galleria del vento a bassa velocità è 1 m di diametro e di lunghezza 5 m, con $V = 30$ m/s. Se prendiamo $\nu_{\text{air}} = 1.51 \times 10^{-5}$ m²/s, allora $Re_d = 1.99 \times 10^6$ e dall'equazione turbolenta $L_e/d = 49$. La sezione di test ha $L/d = 5$, che è molto più corto che la lunghezza di ingresso. Alla fine della sezione lo strato limite a parete è spesso solo 10 cm lasciando 80 cm di nucleo non viscoso adatto per testare i modelli.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Portata massica [kg/s] $\dot{m} = \rho AV$

Portata volumetrica [m^3/s] $Q = AV$

Equazione di conservazione della massa

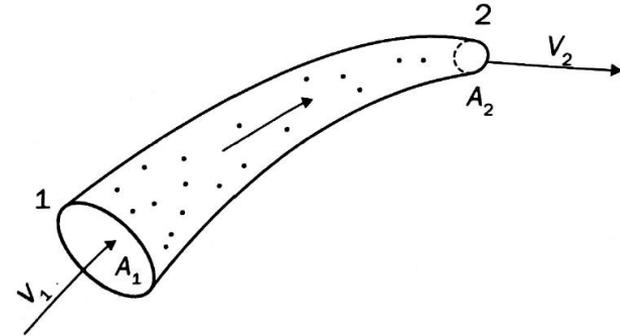
Se consideriamo le seguenti ipotesi:

- Flusso stazionario
- Flusso monodimensionale

$$\dot{m}_1 = \rho_1 A_1 V_1 = \dot{m}_2 = \rho_2 A_2 V_2 = \dot{m} = \rho AV$$

Se flusso incomprimibile $\rho_1 = \rho_2 = \rho = cost.$ $\rightarrow Q_1 = A_1 V_1 = Q_2 = A_2 V_2 = Q = AV$

NB. Se il flusso è instazionario: $\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \rho_1 A_1 V_1 - \rho_2 A_2 V_2 = \frac{\partial m_\Omega}{\partial t} = \frac{\partial \int_\Omega \rho dV}{\partial t}$



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Flusso in un condotto circolare

Volume di controllo di un flusso stazionario pienamente sviluppato tra due sezioni di un condotto inclinato.

Conservazione della massa

$$Q_1 = Q_2 \rightarrow V_1 = V_2 = \frac{Q}{A}$$

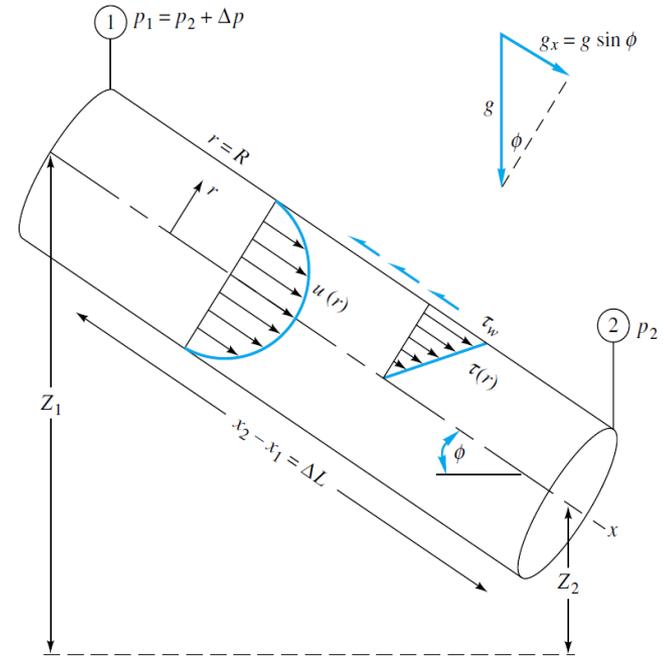
Conservazione dell'energia

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} \alpha_1 V_1^2 + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} \alpha_2 V_2^2 + g z_2 + g h_f$$
$$\rightarrow h_f = \left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right) = \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z$$

$\alpha = 2$ per flusso laminare

$\alpha = 1.08 \div 1.03$ per flusso turbolento (diminuisce all'aumentare di Re)

h_f perdita di carico continua



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Flusso in un condotto circolare

Volume di controllo di un flusso stazionario pienamente sviluppato tra due sezioni di un condotto inclinato.

Conservazione della quantità di moto

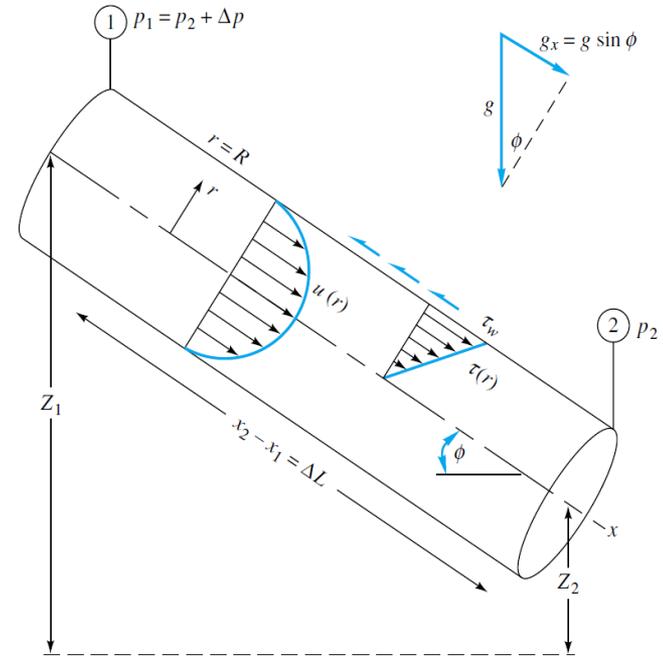
$$\dot{m}(V_2 - V_1) = \Delta p \pi R^2 + \rho g \pi R^2 \Delta L \sin \phi - \tau_w 2\pi R \Delta L$$

dove $\dot{m}(V_2 - V_1) = 0$, quindi

$$\Delta p R + \rho g R \Delta L \sin \phi - \tau_w 2 \Delta L = 0$$

$$\rightarrow \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z = 2 \frac{\tau_w}{\rho g} \frac{\Delta L}{R}$$

$$h_f = \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \rightarrow h_f = 2 \frac{\tau_w}{\rho g} \frac{\Delta L}{R}$$



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

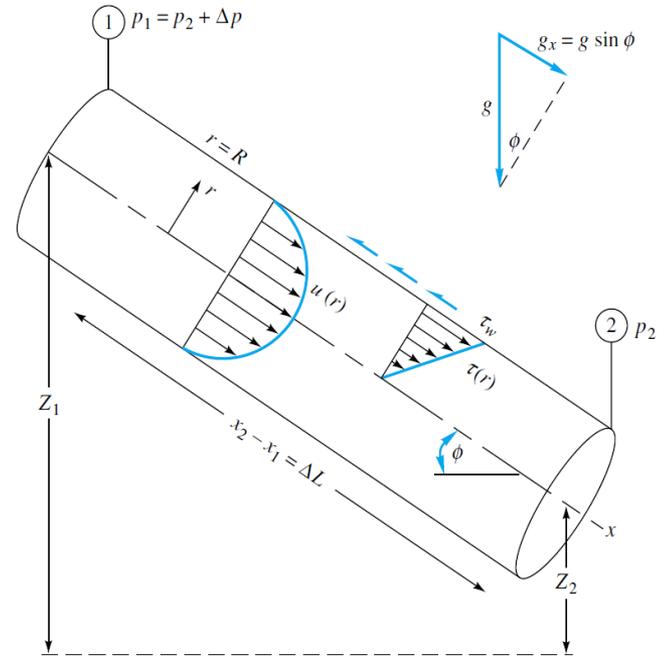
Flusso in un condotto circolare

Volume di controllo di un flusso stazionario pienamente sviluppato tra due sezioni di un condotto inclinato.

τ_w dipende dalle condizioni del flusso $\rho, V, \mu, d, \epsilon$

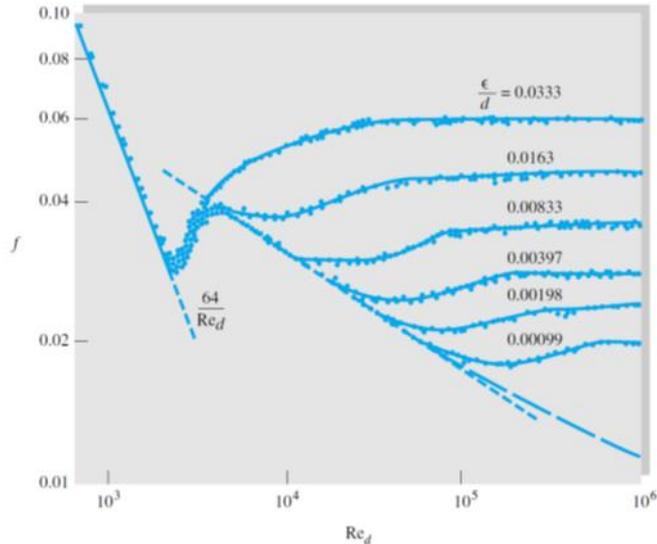
$$f = \frac{8\tau_w}{\rho V^2} = F \left(Re_d, \frac{\epsilon}{d} \right)$$

$$h_f = f \frac{L V^2}{d 2g}$$



Flussi interni incomprimibili

Perdite continue



Effetto della rugosità della parete su un flusso turbolento in un condotto: esperimenti con rugosità mostrano un sistematico aumento del coefficiente d'attrito con il coefficiente di rugosità.

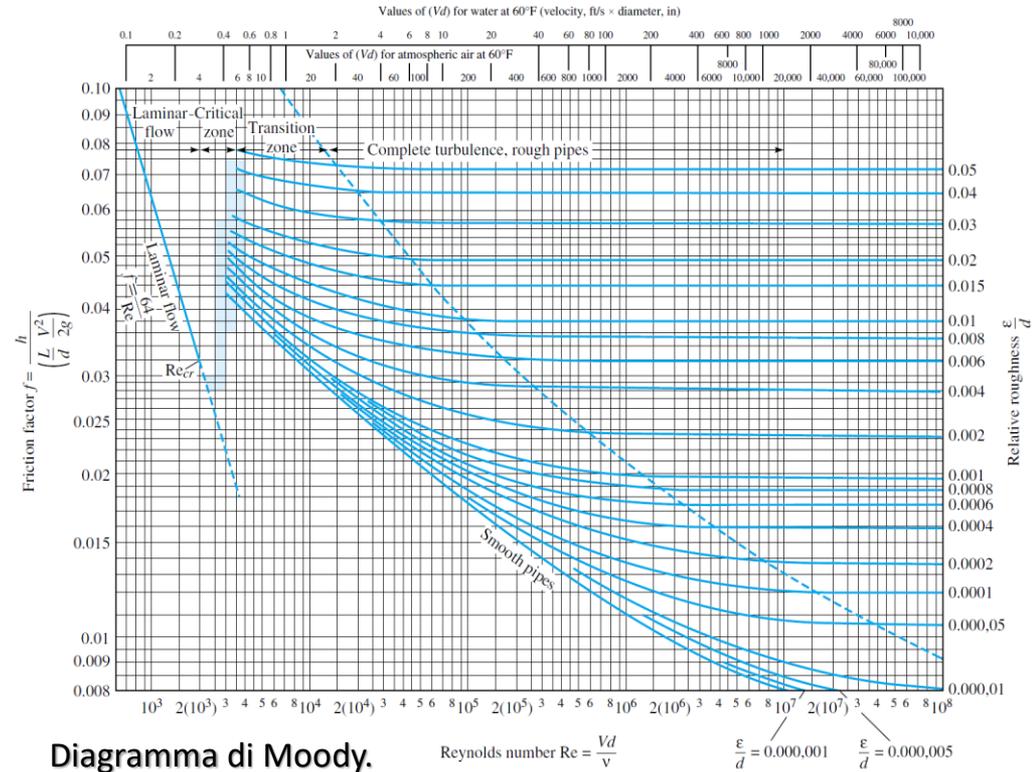


Diagramma di Moody.

$$\text{Reynolds number } Re = \frac{Vd}{\nu}$$

$$\frac{\epsilon}{d} = 0.000,001 \quad \frac{\epsilon}{d} = 0.000,005$$

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Perdite continue

FORMULE SEMIEMPIRICHE

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

Flussi laminari

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} f^{1/2}} \right)$$

Formula di Colebrook per flussi turbolenti

$$\frac{1}{f^{1/2}} \approx -1.8 \log \left(\left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right)$$

Formula di Haaland (esplicita) per flussi turbolenti

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \frac{\varepsilon/d}{3.7}$$

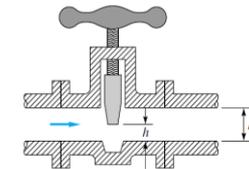
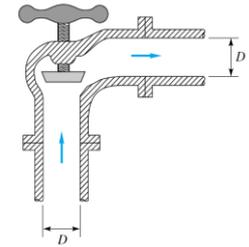
Formula per regione di rugosità piena

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Perdite accidentali

	Nominal diameter, in									
	Screwed				Flanged					
	1/2	1	2	4	1	2	4	8	20	
Valves (fully open):										
Globe	14	8.2	6.9	5.7	13	8.5	6.0	5.8	5.5	
Gate	0.30	0.24	0.16	0.11	0.80	0.35	0.16	0.07	0.03	
Swing check	5.1	2.9	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	
Angle	9.0	4.7	2.0	1.0	4.5	2.4	2.0	2.0	2.0	
Elbows:										
45° regular	0.39	0.32	0.30	0.29						
45° long radius					0.21	0.20	0.19	0.16	0.14	
90° regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.50	0.39	0.30	0.26	0.21	
90° long radius	1.0	0.72	0.41	0.23	0.40	0.30	0.19	0.15	0.10	
180° regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.41	0.35	0.30	0.25	0.20	
180° long radius					0.40	0.30	0.21	0.15	0.10	
Tees:										
Line flow	0.90	0.90	0.90	0.90	0.24	0.19	0.14	0.10	0.07	
Branch flow	2.4	1.8	1.4	1.1	1.0	0.80	0.64	0.58	0.41	

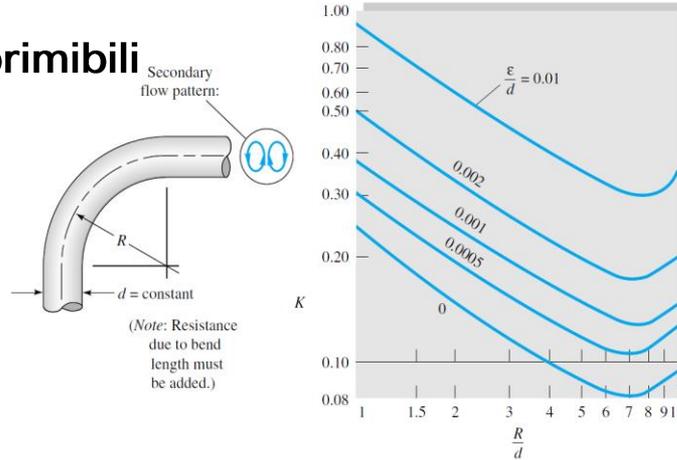


Coefficienti di resistenza $K=h_m/[V^2/(2g)]$ per valvole aperte, gomiti e raccordi.

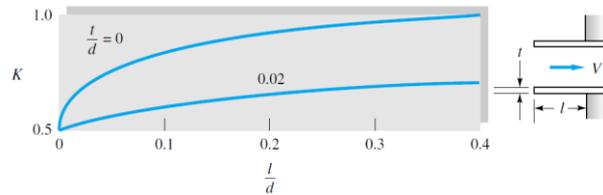
Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Perdite accidentali

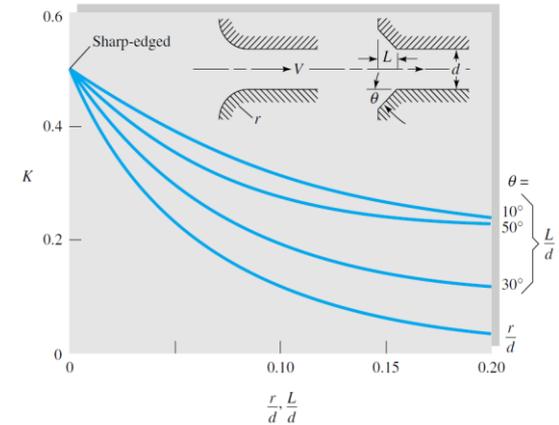


Coefficiente di resistenza per curve di 90°.



Coefficienti di perdita per ingresso rientrante.

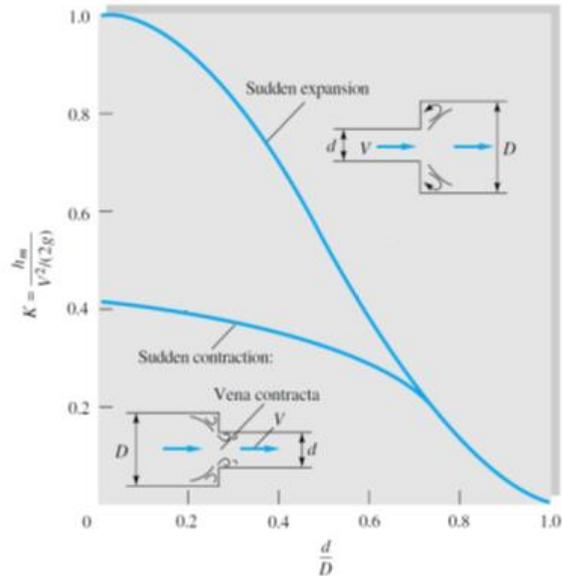
Coefficienti di perdita in entrate e uscita: ingressi arrotondati e smussati. Le perdite in uscita sono $K=1.0$ per tutte le geometrie di uscita.



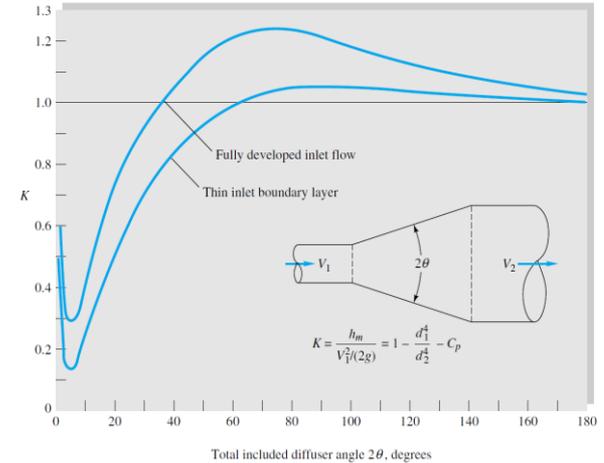
Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Perdite accidentali



Perdite per espansioni e contrazioni improvvise.



Perdite di flusso in una regione conica che si espande gradualmente.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Esempi:

Una portata volumetrica $G_v = 0.6 \text{ m}^3/\text{s}$ d'aria alla temperatura $T = 15^\circ\text{C}$ scorre in un tubo liscio di diametro $D = 0.3 \text{ m}$ e lungo $L = 50 \text{ m}$. Determinare la differenza di altezza fra ingresso z_1 e uscita z_2 affinché la pressione si mantenga costante $p_1 = p_2 = p_{\text{atm}}$.

Soluzione

Assumendo $\rho = 1.227 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 0.0000178 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$

$$V_m = \frac{G_v}{\pi D^2/4} = 8.49 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = 176000 \rightarrow f \approx 0.016$$

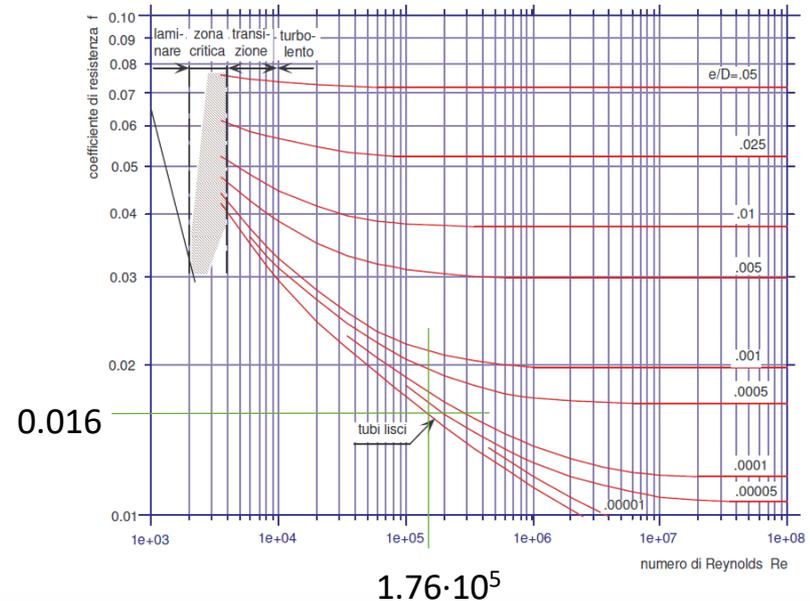
$$h_f = f \frac{L V_m^2}{d 2g} \quad p_1 = p_2 \quad \alpha_1 = \alpha_2 \quad V_{m1} = V_{m2}$$

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} \alpha_1 V_{m1}^2 + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} \alpha_2 V_{m2}^2 + g z_2 + g h_f$$

Da cui: $z_1 - z_2 = 12.06 \text{ m}$

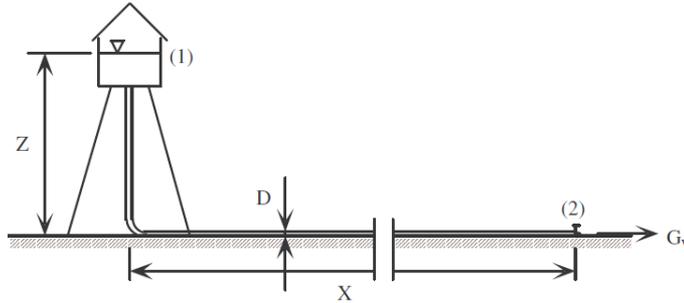
Verifica ipotesi incompressibilità:

$$a = \sqrt{kRT} = \sqrt{1.4 \cdot 287 \cdot 288.15} = 340.26 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad M = \frac{V_m}{a} = 0.025$$



Introduzione alla meccanica dei fluidi

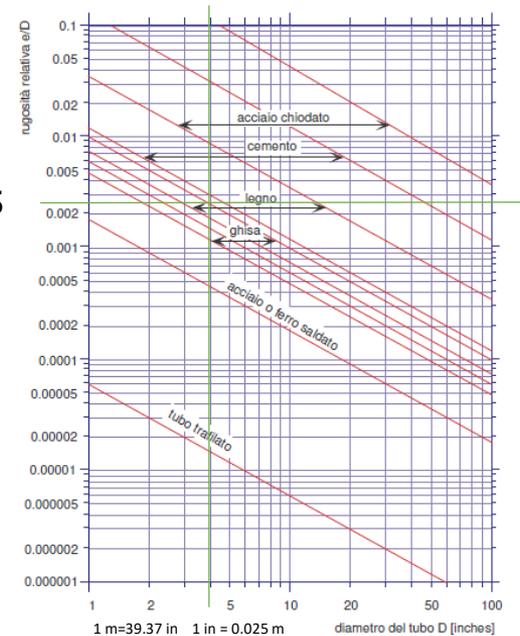
Un impianto antincendio è formato da una torre d'acqua e da un tubo verticale alti $Z = 24$ m. Il tubo di distribuzione più lungo ha un diametro $D = 100$ mm = 4 in, ha una lunghezza $X = 180$ m, è fatto di ghisa vecchia di 20 anni e ha alla sua estremità una valvola a saracinesca. Determinare la massima portata di fluido che può passare attraverso la tubazione.



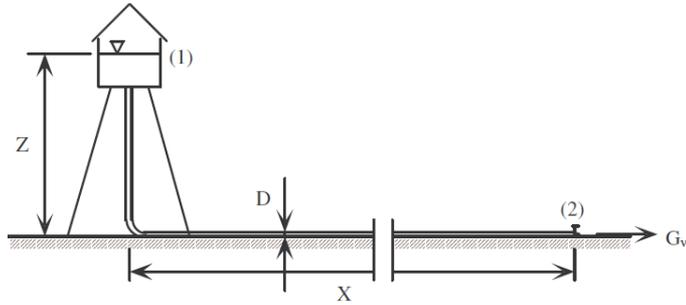
tipo di accessorio	lunghezza equivalente L_e/D
valvola a saracinesca	8
valvola a globo	340
valvola ad angolo	150
valvola a sfera	3
valvola di ritegno (alzata a globo)	600
valvola di ritegno (alzata ad angolo)	55
valvola di fondo (a movimento verticale)	420
valvola di fondo (incernierata)	75
curva a 45°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

$$h_a = f \frac{L_e V_m^2}{D 2g}$$

$$\frac{e}{D} = 0.0025$$



Introduzione alla meccanica dei fluidi



Soluzione

Si assume moto turbolento ($Re_c = 2300$) e incompressibile ($a = 1500\text{m/s}$), quindi

$$p_1 = p_2 = p_{atm} \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 1 \quad V_{m1} = 0 \quad V_{m2} = V_m$$

Inoltre: $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ $\mu = 0.00114 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$
 $z_1 - z_2 = Z$ $L = Z + X$

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} \alpha_1 V_{m1}^2 + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} \alpha_2 V_{m2}^2 + g z_2 + g(h_f + h_a)$$
$$gZ = \frac{1}{2} V_m^2 + f \frac{L}{D} \frac{V_m^2}{2} + f \frac{L_e}{D} \frac{V_m^2}{2} \quad \rightarrow \quad V_m = \sqrt{\frac{2gZ}{1 + f \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right)}} = \sqrt{\frac{470.88}{1 + 2048f}}$$

Introduzione alla meccanica dei fluidi

$$V_m = \sqrt{\frac{470.88}{1 + 2048f}}$$

Fissiamo $\frac{e}{D} = 0.005$ (raddoppiato perché tubo vecchio)

$f = 0.03$ nella regione di rugosità piena ($1/\sqrt{f} = -2 \log(e/D / 3.7)$)

$$\begin{aligned} V_m &= 2.730 \frac{m}{s} \rightarrow Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = 239451 \rightarrow f = 0.031 \rightarrow \\ \rightarrow V_m &= 2.680 \frac{m}{s} \rightarrow Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = 235359 \rightarrow f = 0.031 \end{aligned}$$

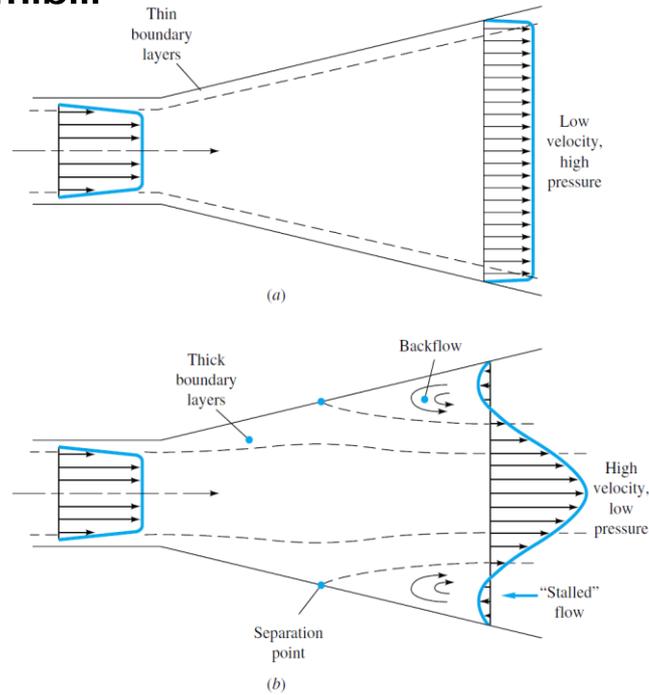
Per il calcolo di f è usata la formula di Colebrook.

$$G_v = V_m \frac{\pi D^2}{4} = 0.0211 \text{ m}^3/\text{s}$$

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni incomprimibili

Prestazioni di un diffusore

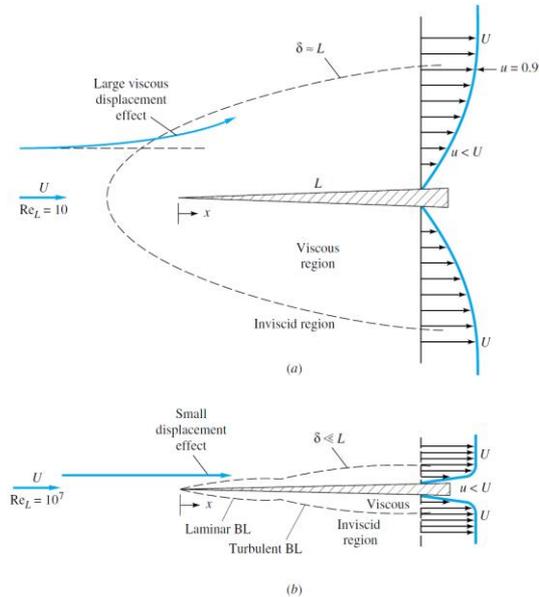


Prestazioni del diffusore: (a) schema ideale con buone prestazioni; (b) schema reale con separazione dello strato limite e risultante in basse prestazioni.

$$C_p = \frac{p_e - p_t}{p_{0t} - p_t}$$

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi esterni incomprimibili



Confronto tra il flusso attraverso una lastra piana appuntita a bassi e alti numeri di Reynolds: (a) laminare, flusso a basso Re; (b) flusso ad alto Re.

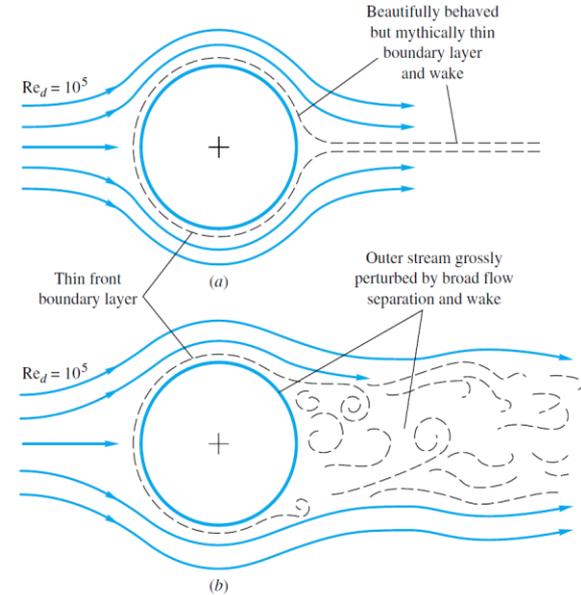


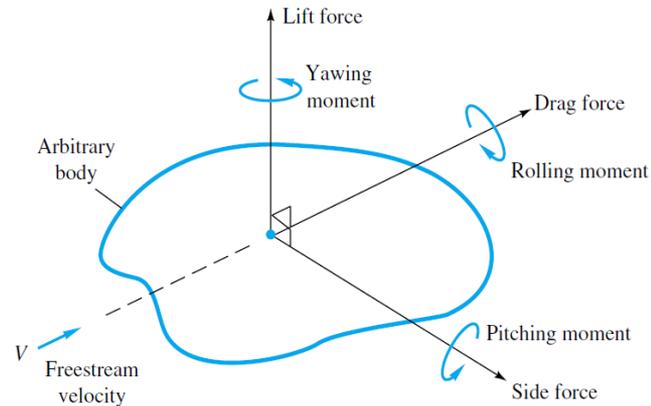
Illustrazione della forte interazione tra regione viscosa e non viscosa di un flusso nella parte posteriore di un corpo arrotondato: (a) schema idealizzato e certamente errato; (b) schema reale.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi esterni incomprimibili

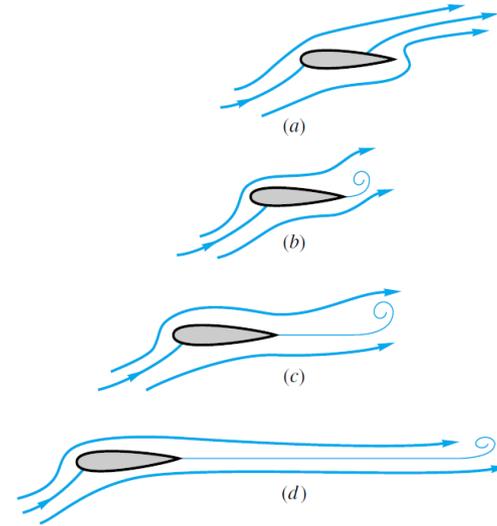
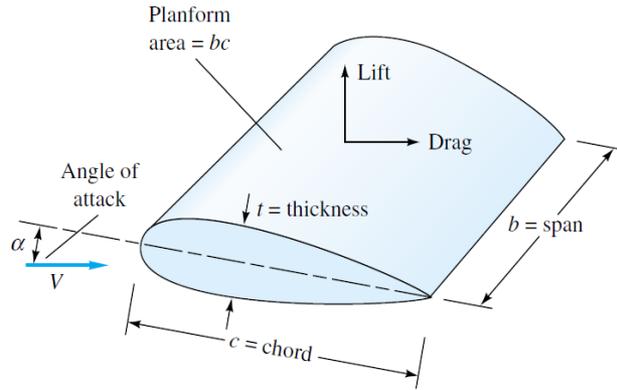
Definizione delle forze e dei momenti su un corpo immerso in un flusso uniforme.

$$C_D = f(Re)$$



Flussi esterni incomprimibili

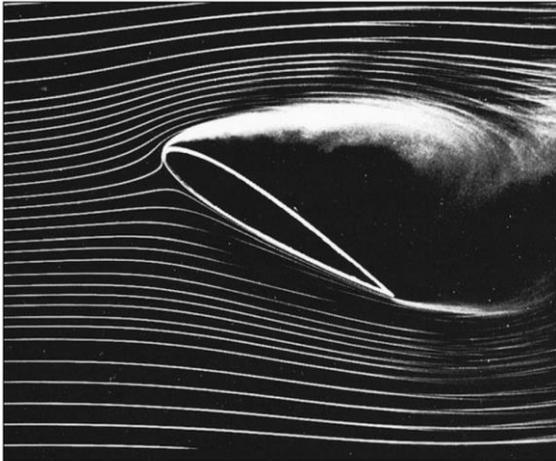
Profili portanti



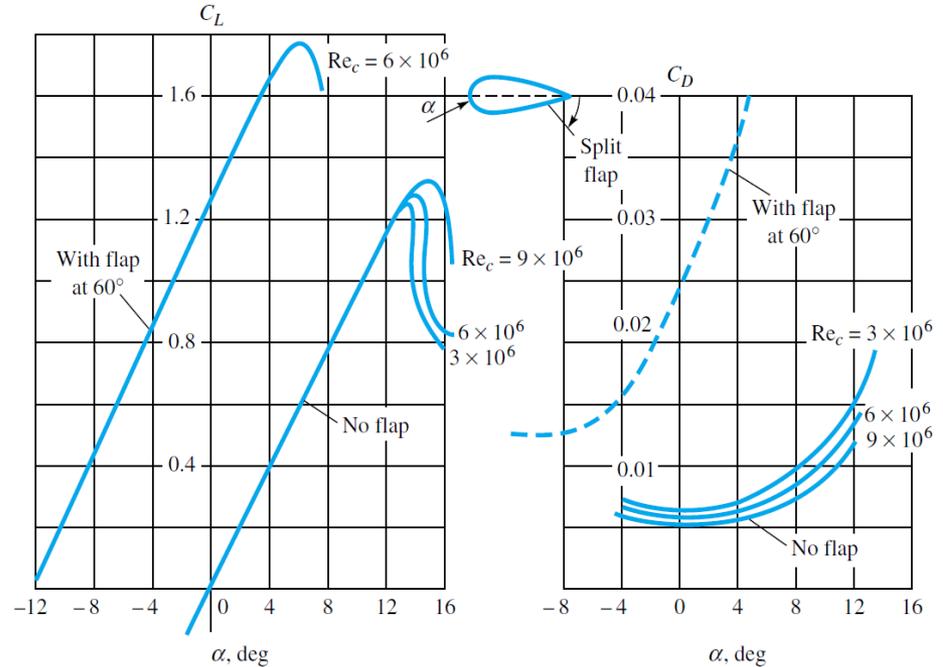
Fasi dello sviluppo della portanza: (a) istante iniziale: punto di ristagno posteriore sul dorso: nessuna portanza ; (b) il bordo d'uscita affusolato induce la separazione e si forma un vortice iniziale: poca portanza; (c) il vortice iniziale viene trascinato lontano e le linee di flusso fluiscono regolarmente dal bordo di uscita: viene sviluppata l'80% della portanza; (d) il vortice iniziale viene trasportato molto a valle, il flusso al bordo d'uscita è ora molto regolare: la portanza è pienamente sviluppata.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi esterni incomprimibili

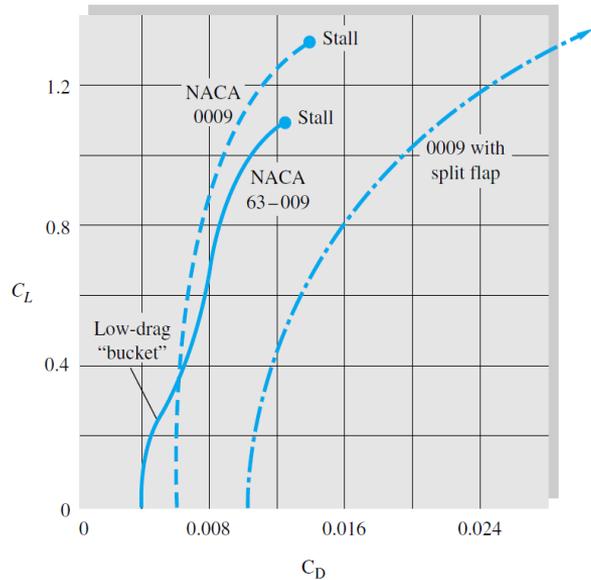


Ad un alto angolo di attacco la visualizzazione delle linee di fumo mostra lo stallo sul dorso di un profilo portante.

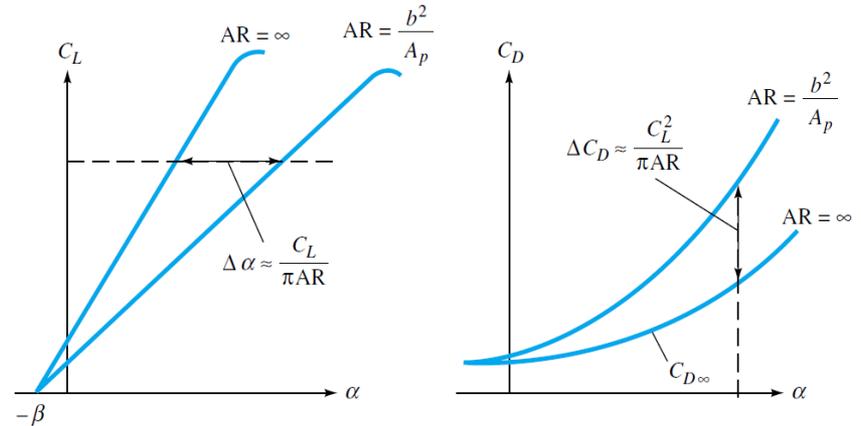


Portanza e resistenza di un profilo NACA 0009 simmetrico con span infinito, incluso l'effetto di un flap. Nota che la rugosità può far crescere il C_D dal 100 al 300 percento.

Flussi esterni incomprimibili



Polare della portanza-resistenza per un profilo NACA standard (0009) e uno a flusso laminare (63-009).



Effetto di un aspect ratio finito sulla portanza e resistenza: (a) aumento dell'angolo effettivo; (b) aumento della resistenza indotta.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

La compressibilità di un fluido è definita dal **coefficiente di compressibilità isoterma**.

Il coefficiente di compressibilità è una proprietà del fluido, ma per considerare comprimibile un campo di moto occorre che gli effetti della compressibilità siano significativi.

Distinzione tra compressibilità del fluido (parametro termodinamico) e la comprimibilità di un campo di moto (caratteristica termo-fluidodinamica)

Gli effetti della comprimibilità sono determinati dal valore del numero di **Mach**.

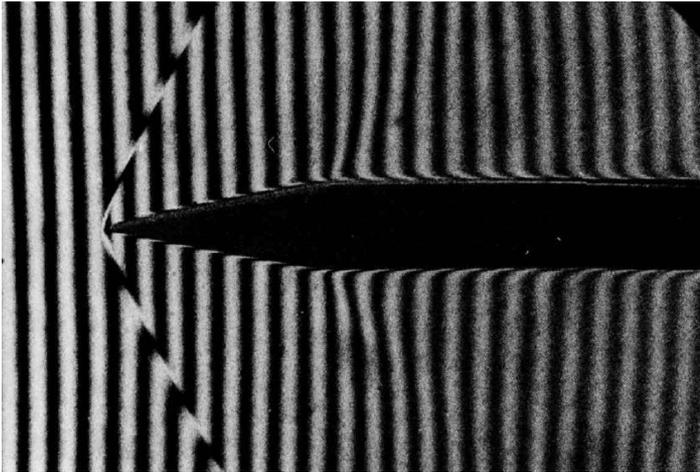
$$M = \frac{U}{a}$$

I flussi comprimibili possono essere classificati in funzione del numero di Mach secondo il seguente criterio:

- **Flussi incomprimibili:** $M < 0.3$
- **Flussi subsonici:** $0.3 < M < 0.8$
- **Flussi transonici:** $0.8 < M < 1.4$
- **Flussi supersonici:** $1.4 < M < 5.0$
- **Flussi ipersonici:** $M > 5.0$

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi comprimibili: effetti



Si consideri l'interazione fra una corrente fluida supersonica uniforme ed un cuneo. Dato che la velocità di propagazione dei disturbi di pressione è inferiore a quella del fluido allora ogni disturbo dovuto alla presenza dell'ostacolo non può far risentire i suoi effetti a monte dell'ostacolo stesso.

Il fluido si accorge della presenza dell'ostacolo solo quando lo incontra, a quel punto, poiché non può attraversarlo devia bruscamente di un angolo θ detto *angolo di deviazione*. Ne risulta la formazione di un'onda d'urto obliqua.

Gli urti sono dei particolari fenomeni tipici dei flussi comprimibili supersonici.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

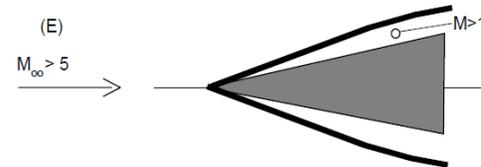
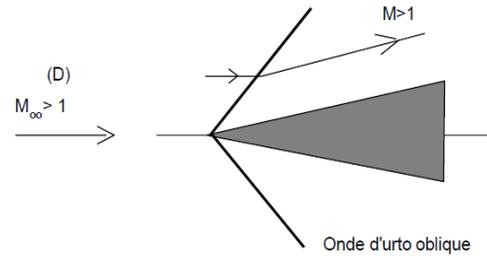
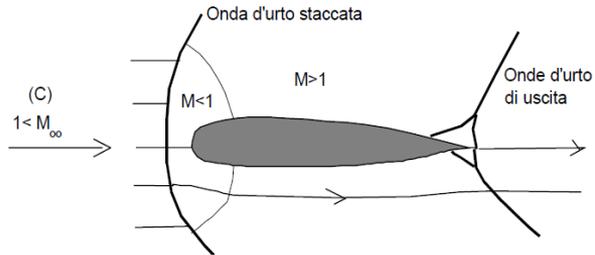
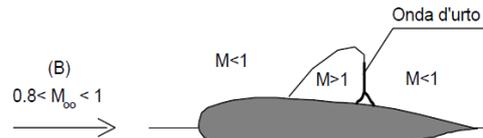
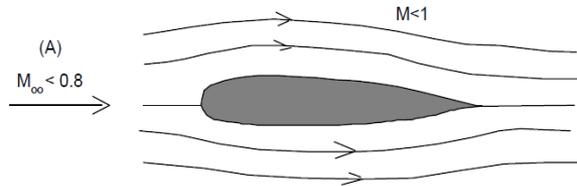
Flussi comprimibili: effetti

Il boom sonico, chiamato anche bang supersonico, in italiano boato sonico, è il suono prodotto dall'onda d'urto generata da un oggetto (ad esempio un aereo) quando questo si muove, in un fluido, con velocità superiore alla velocità del suono.



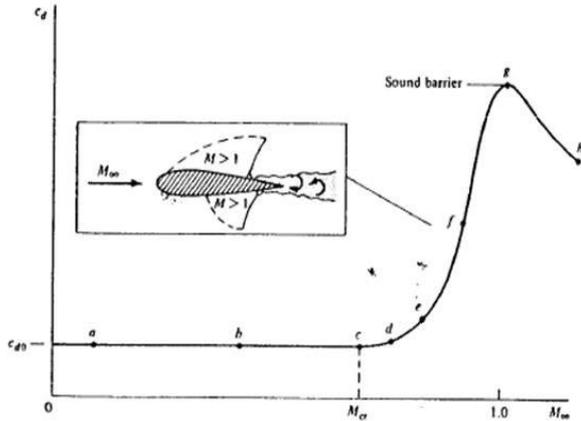
Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi comprimibili: effetti sui campi di moto attorno a profili alari



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi comprimibili: effetti



Se si aumenta il Mach di free-stream esiste un intervallo piuttosto ampio in cui si ha indipendenza fra il coefficiente di resistenza ed M .

Nel tratto c-e la resistenza del profilo cresce in maniera debole a causa della presenza sull'estradosso di una zona supersonica ($M=1.02 - 1.05$).

A partire dal punto e, **Mach drag-divergence point**, la resistenza inizia a crescere drasticamente, tipicamente di un fattore 10. Questo forte incremento è legato alla presenza di una zona supersonica molto estesa che termina con un'onda d'urto che scolla lo strato limite ed aumenta la resistenza della sezione alare.

In figura è mostrato un ingrandimento del punto f nel quale troviamo un urto sia sull'estradosso che sull'intradosso; la zona di flusso supersonico termina esattamente in corrispondenza dell'urto. L'urto produce a valle una sovrappressione che produce il distacco dello strato limite dalla superficie del profilo alare a cui corrisponde un forte incremento della resistenza aerodinamica.

La curva presenta un massimo in corrispondenza del punto g in cui $M=1.0$

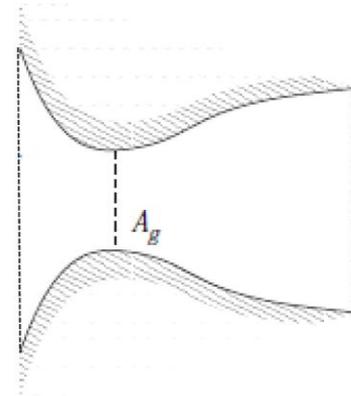
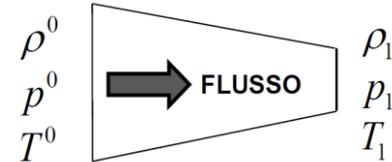
Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi comprimibili: effetti

Negli ugelli convergenti è possibile accelerare il flusso non oltre la velocità del suono. Tale condizione di funzionamento è dovuta al fatto che, raggiunto $M=1$ nella sezione di uscita dell'ugello, un ulteriore abbassamento della pressione statica non viene risentito all'interno del condotto in quanto la perturbazione di pressione ha una velocità relativa nulla rispetto alla velocità convettiva del flusso. Tale fenomeno ha importanti implicazioni sulla portata massica elaborabile da un ugello convergente. Un'ulteriore diminuzione della pressione non ha alcun effetto sulle caratteristiche del moto. In tali condizioni il moto si dice **bloccato** o in *choking*.

Per accelerare il flusso a numeri di Mach superiori all'unità è necessario aggiungere un tratto di condotto divergente a valle della sezione sonica.

Tuttavia bisogna sempre tener presente che la parte convergente dell'ugello è "bloccata" ed è quindi quella che determina la portata, l'introduzione del tratto divergente permette esclusivamente l'incremento della velocità a $M>1$.



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flussi interni comprimibili

DEFLUSSO ADIABATICO DI UN GAS IDEALE IN UN CONDOTTO ORIZZONTALE STAZIONARIO

Consideriamo esclusivamente problemi **QUASI-UNIDIMENSIONALI** cioè volumi di controllo (tubi di flusso o tratti di un condotto) per i quali si verifica che la sezione trasversale S varia di poco rispetto all'ascissa curvilinea x .

$$\frac{L}{S} \frac{dS}{dx} \ll 1$$

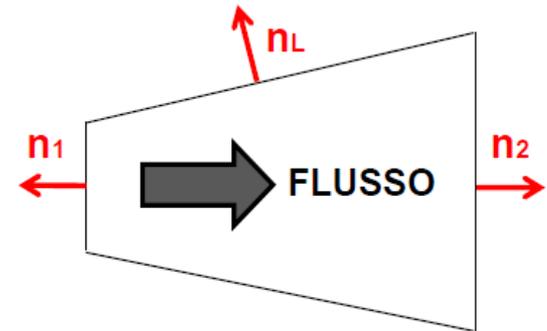
Consideriamo problemi **stazionari**, moto senza attrito ed adiabatico .

EQUAZIONI DI CONSERVAZIONE

$$\dot{m} = \rho c S = \text{cost.}$$

$$p_1 S_1 + \rho_1 c_1^2 S_1 = p_2 S_2 + \rho_2 c_2^2 S_2 + \int_{S_L} p dS_x$$

$$h + \frac{c^2}{2} = h_0$$



Introduzione alla meccanica dei fluidi

DEFLUSSO ADIABATICO DI UN GAS IDEALE IN UN CONDOTTO ORIZZONTALE STAZIONARIO

Equazione di stato dei gas perfetti $pv = RT$

Processo reversibile (o isoentropico) $pv^k = cost$

$$v^k = \left(R \frac{T}{p}\right)^k \quad \text{ovvero} \quad p \left(\frac{T}{p}\right)^k = cost \quad \text{ovvero} \quad p^{1-k} T^k = cost \quad \text{quindi} \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1-k}{k}}$$
$$R = c_p - c_v \quad k = \frac{c_p}{c_v} \quad R = c_p \left(1 - \frac{c_v}{c_p}\right) \quad R = c_p \left(1 - \frac{1}{k}\right) \quad c_p = \frac{k}{k-1} R$$
$$h_0 - h = c_p(T_0 - T) = c_p T_0 \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)$$

$$h + \frac{c^2}{2} = h_0 \quad c = \sqrt{2(h_0 - h)}$$

$$c = \sqrt{2c_p T_0 \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0 \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}$$

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Essendo $c = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}$ possiamo scrivere la portata massica come:

$$\dot{m} = \rho c S = \rho S \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}$$

Ricordando che $\rho = \rho_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}$:

$$\dot{m} = S \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)} = S \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right)}$$

Ricaviamo la relazione tra la sezione del condotto e $\frac{p}{p_0}$

$$S = \dot{m} \left(\sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right)} \right)^{-1}$$

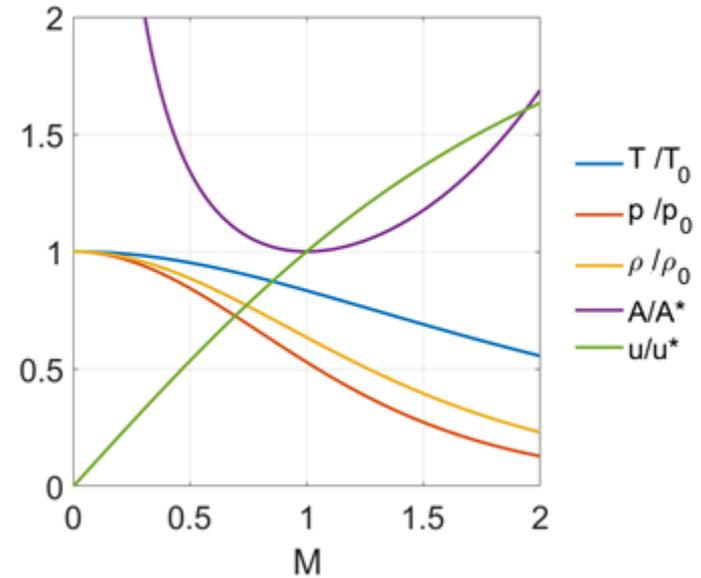
Introduzione alla meccanica dei fluidi

$$S = f\left(\frac{p}{p_0}\right), \quad \dot{m}, p_0, \rho_0 \text{ costanti}$$

$$S \text{ ha un minimo per } \left(\frac{p}{p_0}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{k-1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

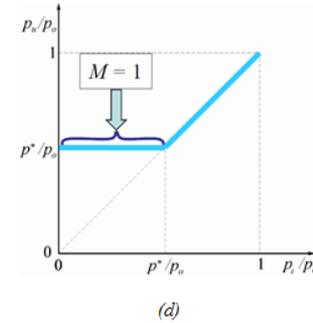
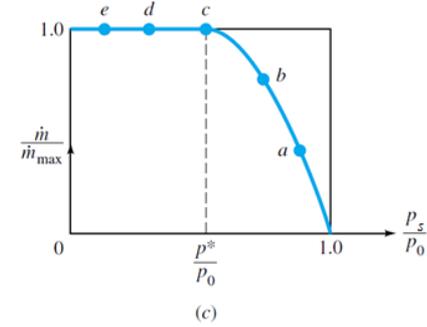
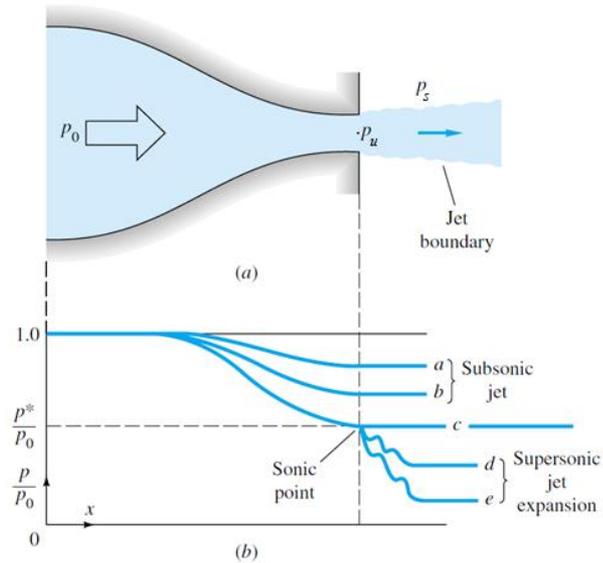
$$c_{cr} = \sqrt{kRT_{cr}}$$

Nella sezione critica il numero di Mach $M = c/a$ è unitario.



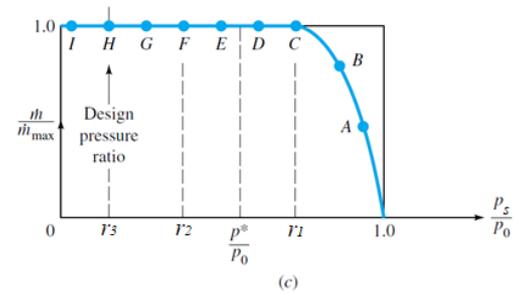
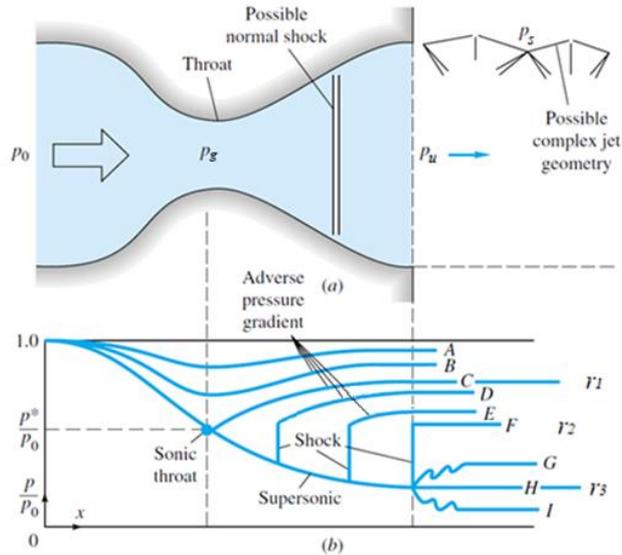
Introduzione alla meccanica dei fluidi

Ugello convergente



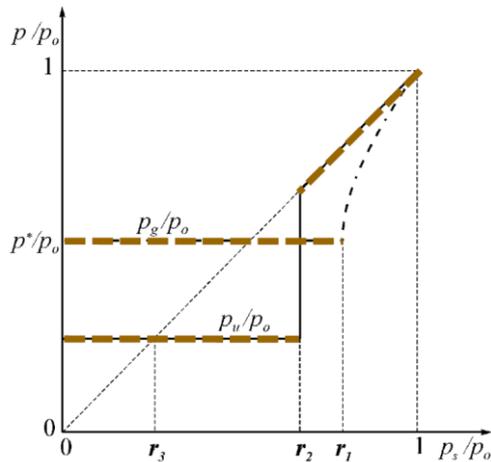
Introduzione alla meccanica dei fluidi

Ugello convergente divergente



Introduzione alla meccanica dei fluidi

Ugello convergente divergente



Il diagramma sintetizza gli andamenti della pressione nella sezione di uscita dell'ugello e della pressione nella gola dell'ugello in funzione della pressione ambiente. Entrambe queste pressioni sono adimensionalizzate rispetto alla pressione di ristagno.

In particolare si nota che, al diminuire della pressione ambiente, la p_g/p_o resta fissata al valore p^*/p_o per $p_s/p_o \leq r_1$ cioè per un valore di p_s/p_o maggiore di p^*/p_o .

Invece il rapporto p_u/p_o è uguale a p_s/p_o per $p_s/p_o > r_2$, dopo di che resta costantemente bloccato al valore r_3 . Si ricorda che r_2 può essere maggiore, minore o uguale a p^*/p_o .

Bibliografia

Micheli D. Dispense del Corso di Macchine e di Macchine Marine.
Appunti delle lezioni di fluidodinamica, prof. Carlo Vecile, Ed. Lint.
Elementi di gasdinamica, A. Cavallini e M. Sovrano, Ed. Patron.
Appunti di Turbolenza, Prof. Verzicco.



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI TRIESTE



Dipartimento di
**Ingegneria
e Architettura**