$$\frac{ltr}{s} = \frac{dm^3}{s} = 10^{-3}\,\frac{m^3}{s}$$

2. Hydro- und Aerostatik

- Hydrostatische Grundgleichung

Volumenkraft aus Erdbeschleunigung: $dF_{Vx} = dm \cdot g_x = \rho g_x dV$

Kräftegleichgewicht: $\sum F_x = 0 = p_1 dA_1 - p_2 dA_2 + dF_{Vx}$

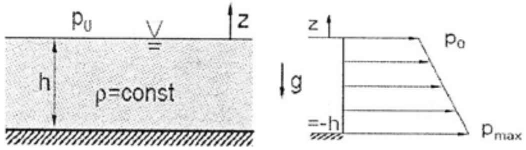
Eulersche Grundgleichung: $\boxed{\frac{\partial p}{\partial x} = \rho g_x}$ $\boxed{\frac{\partial p}{\partial y} = \rho g_y}$ $\boxed{\frac{\partial p}{\partial z} = \rho g_z}$

$$\nabla p = \begin{pmatrix} \partial p/\partial x \\ \partial p/\partial y \\ \partial p/\partial z \end{pmatrix} = \rho \vec{g}$$ Alternative Schreibweise

- Vertikale Druckverteilung

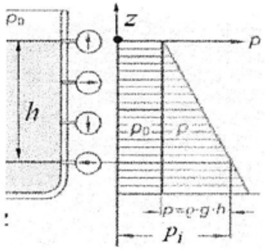
Druckverteilung

$\boxed{p = p_0 - \rho g z}$



Hydraulische Presse $F_1 = p_1 A_1$ $\quad p_1 = F_1 / A_1$ $\quad p_1 = p_2 + \rho g h$

- Druckkräfte auf senkrechte Behälterwände



Behälterboden $F = (p_i - p_a)A$ $\quad p_a = p_0$

Senkrechte gerade

Behälterwand (Spezialfall) $F = \int_A (p_i - p_a)\,dA$ $\quad p_i = p_0 - \rho g z$ (!)

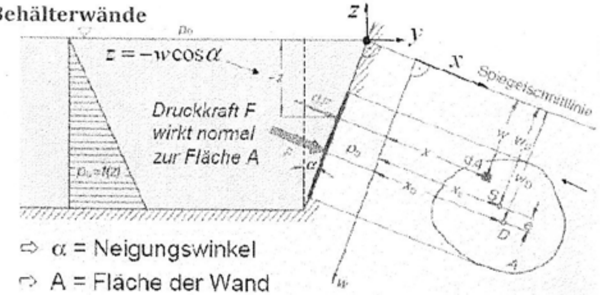
$$F = -\int_{z=-h}^{z=0} \rho g z B\,dz \qquad z_S = -\frac{2}{3}h$$

Angriffspunkt liegt im Schwerpunkt der Druckverteilung

- Druckkräfte auf geneigte Behälterwände

Schräge Behälterwände

$e = w_D - w_S$ (!)



- ⇨ α = Neigungswinkel
- ⇨ A = Fläche der Wand
- ⇨ D = Angriffspunkt der Druckkraft } Abstand
- ⇨ S = Flächenschwerpunkt der Seitenwand }

Druckkraft:

$\boxed{F = \rho g \cdot \cos\alpha \cdot w_S \cdot A}$ (mit Schwerpunkt der geneigten Fläche: w_S)

$\boxed{F = -\rho g \cdot z_S \cdot A}$ (mit Schwerpunkt der projezierten Fläche: z_S)

Flächenschwerpunkt: $w_s = \frac{\int_A w\,dA}{A}$

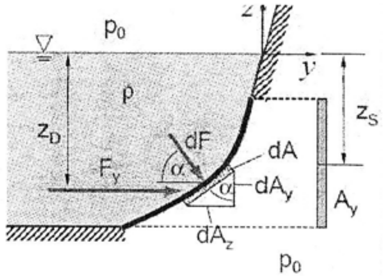
Vertikaler Angriffspunkt der Druckkraft in w-Richtung: $\boxed{w_D = \frac{I_x}{w_S \cdot A}}$ Drehmoment um die x- Achse

Seitlicher Angriffspunkt der Druckkraft in x Richtung: $\boxed{x_D = \frac{I_{xw}}{w_S \cdot A}}$ Drehmoment um die w- Achse

Das Deviationsmoment verschwindet bei symmetrischen Querschnitten, wenn die w-Achse im Schwerpunkt S liegt: $I_{xw}=0$

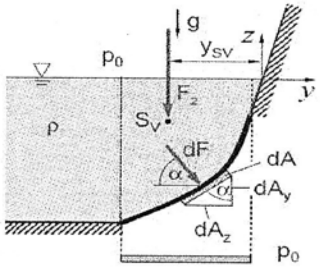
Satz von Steiner $I_x = I_{x_s} + w_S^2 A \qquad I_{xw} = I_{xw_s} + x_S w_S A$

Druckkräfte auf gekrümmte Behälterwände



$\boxed{F_y = -\rho g \cdot z_S \cdot A_y}$

Ay = projezierte Fläche
zS = SP-Koord. der projezierten Fläche Ay



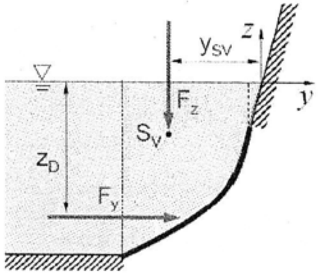
Fz entspricht damit dem Flüssigkeitsgewicht über der Wand

$\boxed{F_z = -\rho g V}$

oder gleich so anwenden

$$z_D = \frac{I_S}{z_S \cdot A} + z_S$$

$$\boxed{z_D = \frac{I_y(A_y)}{z_S(A_y)\cdot A_y}}$$



Horizontaler Angriffspunkt der Gewichtskraft F_z
im Massen- bzw. Volumenschwerpunkt S_V Koord. y_{VS}

- Hydrostatischer Auftrieb

Aufdruckkraft: F_V

- entsp. dem Gewicht einer fiktivenWassersäule
oder einen z.T. eingetauchtem Körper
=> Angriffspkt. im Volumen-SP Bsp.:

$$F_V = (p_i - p_a)A_D = \rho g \cdot \Delta h \cdot A_D = \rho g \cdot V = G$$

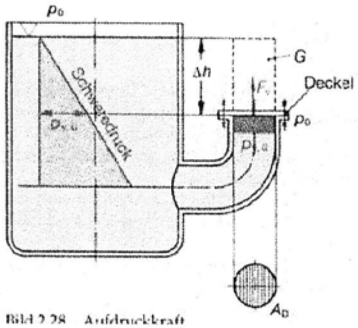
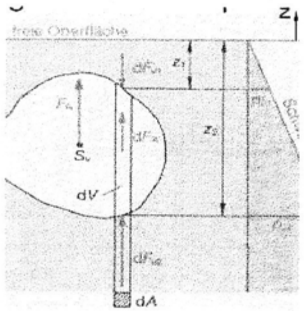


Bild 2.28 Aufdruckkraft

Auftriebskraft F_A

(Nur bei vollständig eingetauchter Körper)
=> entspr.Gewicht der verdrängten Flüssigkeit,
greift im Volumenschwerpunkt S_V an

$$\boxed{F_A = \rho g V}$$



- Hydrostatik bei gleichförmiger Beschleunigung

Modifizierte Eulersche Grundgleichung der Hydrostatik:

$$\rightarrow \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \rho a_{ges,x} \qquad \frac{\partial p}{\partial y} = \rho a_{ges,y} \qquad \frac{\partial p}{\partial z} = \rho a_{ges,z}$$

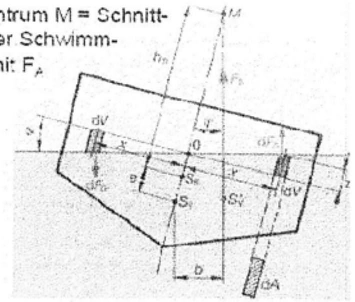
- Hydrostatische Stabilität schwimmender Körper

Metazentrische Höhe:
V = verdrängtes Flüssigkeitsvolumen
I_0=Flächenträgheitsmoment der
Schwimmfläche bezogen auf die Drehachse 0
e = Abstand zwischen S_K und S_V

Metazentrum M = Schnittpunkt der Schwimmachse mit F_A

h_M>0 für Formstabilität
Segelschiffe: h_M=0,9-1,5m Frachtschiffe: h_M=0,6-0,9m

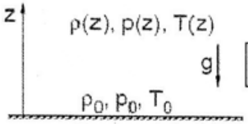
$$h_M = \frac{I_0}{V} - e$$



- Aerostatik

Eulersche Grundgleichung:

$$\boxed{\frac{dp}{dz} = -\rho(z)g} \qquad \boxed{\frac{p}{\rho} = RT} \qquad \boxed{pV = mRT}$$



R = spez. Gaskonst. Luft Näherungsweise **ideales Gas**

Isotherme Schichtung

Barometrische Höhengleichung:
T= const.

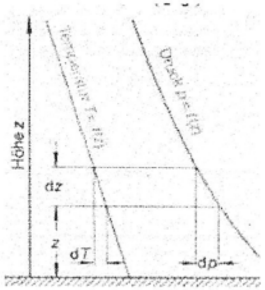
$$\boxed{\frac{\rho}{\rho_0} = e^{-\frac{g\cdot z}{RT}}} \qquad \boxed{\frac{p}{p_0} = e^{-\frac{g\cdot z}{RT}}}$$

Isentrope Schichtung (keine Wärmeaustausch)

(κ = ***Isentropenexponent***, Luft: κ=1,4

$$\boxed{\frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{\rho_0}{p_0}\frac{\kappa-1}{\kappa}gz\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \qquad \boxed{\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 - \frac{\rho_0}{p_0}\frac{\kappa-1}{\kappa}gz\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}}$$

$$\boxed{\frac{T}{T_0} = 1 - \frac{\rho_0}{p_0}\frac{\kappa-1}{\kappa}gz}$$



ideale Gase: $\frac{p}{\rho} = RT$ bzw. $\rho = \frac{p}{RT}$

$$\rho = \lim_{\Delta V \to \Delta V_K}\left(\frac{\Delta m}{\Delta V}\right) =$$

$$a = \sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\kappa RT}$$

a = Schallgeschwindigkeit
U = Strömungsgeschwindigkeit

Machzahl Ma: Verhältnis

$$Ma = \frac{U}{a} \begin{cases} Ma < 0,3: \\ Ma > 0,3: \\ Ma > 1: \end{cases}$$

$$P_M = \dot{V} \cdot \Delta p_M$$

3. Kinematik der Fluide (Stromfadentheorie)

Massenerhaltung (Kontinuitätsgleichung)

Kinematik = Beschreibung von Bewegungen, ohne auf die Ursachen (Kräfte, Momente) einzugehen
Geschwindigkeit U ist ein Vektor (Richtung, Größe, Lage)

- Geschwindigkeit und Beschleunigung

Mittlere Geschwindigkeit:
n = Normalenkomponente der Geschwindigkeit $\overline{U} = \frac{1}{A}\int U_n dA$

Volumenstrom: $\boxed{\dot{V} = \overline{U}A = \int U_n dA}$

- Stromröhre/Stromfaden

Massenstrom: $\boxed{\dot{m} = \rho \overline{U}_n A = \rho \int_A U_n dA = \rho \dot{V}}$

- Massenerhaltung/Kontinuitätsgleichung

$$\boxed{\frac{dm}{dt} = \dot{m} = \rho_1 A_1 U_1 = \rho_2 A_2 U_2 = const} \qquad \dot{V}_{ein} = \sum_{i=1}^{N} \dot{V}_{ein,i} = \dot{V}_{aus} = \sum_{k=1}^{M} \dot{V}_{aus,k}$$

N = Anzahl der Einlässe
M = Anzahl der Auslässe

Sind ρ_i und U_i über die Querschnitte A_i nicht konst. $\dot{m} = \int_{A_i} \rho_i U_i dA = const$

Ist nur U_i über die Querschnitte nicht konst. $\dot{m} = \rho \int_{A_i} U_i dA = \rho \sum_i \overline{U}_i A_i = \rho \sum_i \dot{V}_i$

4. Energieerhaltung (Bernoulli-Gleichung)

- Eulersche Bewegungsgleichung

$$\boxed{\int \frac{\partial U}{\partial t}\bigg|_{t=fix} ds + \frac{1}{2}\int dU^2 + \int g dz + \int \frac{dp}{\rho} = \int \frac{dF_R}{dm} ds}$$

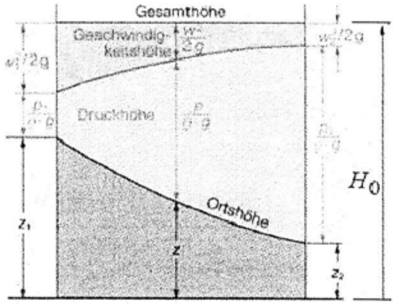
- Bernoulli-Gleichung

Schreibweise als spezifische Energie. Dimension: J/kg
(die spezifische Energie bleibt erhalten: E_0=const) $\boxed{\frac{1}{2}U^2 + gz + \frac{p}{\rho} = E_0}$

Schreibweise als Höhengleichung. Dimension: m
(die hydraulische Höhe bleibt erhalten: H_0=const) $\boxed{\frac{U^2}{2g} + z + \frac{p}{\rho g} = H_0}$

Schreibweise als Druckgleichung. Dimension: Pa
(das Druckniveau bleibt erhalten: P_0=const) $\boxed{\frac{1}{2}\rho U^2 + \rho g z + p = P_0}$

$$\frac{U_1^2}{2g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{U_2^2}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho g} = H_0$$



Spezifische Druckarbeit p/ρ
Spezifische potentielle Energie gz
Spezifische kinetische Energie $U^2/2$

- Anwendungen der Bernoulli-Gleichung

Bernoulli-Gleichung

$$\frac{1}{2}U_1^2 + gz_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{1}{2}U_2^2 + gz_2 + \frac{p_2}{\rho}$$

Bei offenen Behältern: $p_1=p_2$ $\boxed{U_2 = \sqrt{2gh}}$ ← Torricelli

Totaldruck $p_t = p_\infty + \frac{1}{2}\rho U_\infty^2 = p_{stat} + p_{dyn}$

Statischer Druck $p_{stat} = p_\infty = p_t - p_{dyn}$

Dynamischer Druck (Staudruck) $p_{dyn} = \frac{1}{2}\rho U_\infty^2 = p_t - p_{stat}$

Strömungsgeschwindigkeit $U = \sqrt{\frac{2}{\rho}p_{dyn}} = \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_t - p_{stat})}$

- Erweiterte Bernoulli-Gleichung

Druckerhöhung durch eine Pumpe ($\Delta p_M>0$)
Druckabsenkung durch eine Turbine ($\Delta p_M<0$)

$$\boxed{\frac{1}{2}U_1^2 + gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\Delta p_M}{\rho} = \frac{1}{2}U_2^2 + gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p_V}{\rho}}$$

Leistung einer Strömungsmaschine: $\boxed{P_M = \dot{m} \cdot w_{t_M} = \rho \dot{V} \cdot w_{t_M} = \rho \dot{V} \cdot \frac{\Delta p_M}{\rho} = \dot{V} \cdot \Delta p_M}$

Verlustleistung durch Reibung: $\boxed{P_V = \dot{m} \cdot w_V = \rho \dot{V} \cdot w_V = \rho \dot{V} \cdot \frac{\Delta p_V}{\rho} = \dot{V} \cdot \Delta p_V}$

W_M = entlang der Stromlinie geleistete oder entzogene Arbeit
W_V = entlang der Stromlinie entstandene Verlustarbeit
P_M = zu- oder abgeführte Leistung entlang der Stromlinie
P_V = Verlustleistung entlang der Stromlinie

$$\Delta p_V = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho}{2} u^2$$

Wirkungsgrad einer Pumpe: $\eta = \frac{P_M}{P_W} = \frac{\dot{m} \cdot w_{t_M}}{P_W} < 1$

Wirkungsgrad einer Turbine: $\eta = \frac{P_W}{P_M} = \frac{P_W}{\dot{m} \cdot w_{t_M}} < 1$

P_W = an der Welle aufgewendete oder genutzte Leistung

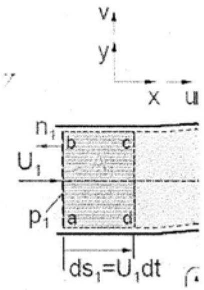
$$u = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4}D^2}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot u \cdot A = \rho \cdot u \cdot \pi \cdot R^2 = \dot{V}\rho$$

5. Impulserhaltung (Impulssatz)

- Impulssatz

$$\int_A \rho \vec{U}(\vec{U}\cdot\vec{n})dA = \sum \vec{F} = \vec{F}_G + \vec{F}_p + \vec{F}_R + \vec{F}_H = \underbrace{\int_{V(t)} \rho \vec{g} dV}_{F_G} - \underbrace{\int_A p\vec{n}\, dA}_{F_p} + \vec{F}_R + \vec{F}_H$$



Querschnitt A_1: Geschw. $U_1=(u_1,v_1)^T$, Druck p_1, Normalenvektor n_1
Querschnitt A_2: Geschw. $U_2=(u_2,v_2)^T$, Druck p_2, Normalenvektor n_2

Die Differenz aus austretendem Impulsstrom $\dot{m}\vec{U}_2$ und eintretendem Impulsstrom $\dot{m}\vec{U}_1$ entspricht der Summe der am Kontrollraum wirkenden Strömungskräfte.

$\vec{n} \rightarrow\ \vec{U} \rightarrow \quad \rightarrow \quad \vec{U}\cdot\vec{n} = U$
$\vec{n} \leftarrow\ \vec{U} \rightarrow \quad \rightarrow \quad \vec{U}\cdot\vec{n} = -U$
$\vec{n} \uparrow\ \vec{U} \rightarrow \quad \rightarrow \quad \vec{U}\cdot\vec{n} = 0$

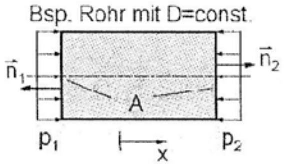
- Strömungskräfte

Volumenkräfte **(Gewichtskraft)**

$$\boxed{\vec{F}_G = \int_{V(t)} \rho \vec{g} dV} \quad [= m\vec{g} \text{ wenn } \rho\text{=const und V=const}]$$

Oberflächenkräfte **(durch Druck o. Reibung)**

Bsp. Rohr mit D=const.



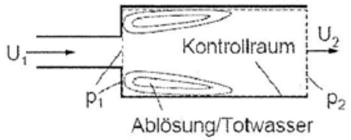
$$\boxed{\vec{F}_p = -\int_A p\vec{n}\, dA}$$

Druckkräfte: p=Skalar aber F=Vektor

- Wahl des Kontrollraums

Zur Anwendung des Impulssatzes sollte ein **Kontrollraum** problemgerecht definiert werden
Ziel: Kontrollraum so wählen, dass
Größen über Querschnitte nahezu konstant sind
Kräfte gegenüberliegender Grenzen sich aufheben
Konst. Gr. kommen in Querschnitten vor, die v. geraden parallelen Stromlinien durchlaufen werden

Unstetige Erweiterungen/Totwassergebiete



Druck p1 unmittelbar hinter der Erweiterung ist nahezu konstant über den Querschnitt
Druck p2 und Geschw. U2 sind in einiger Entfernung vom Ablösegebiet nahezu konst. über den Querschnitt (Stromlinien wieder gerade)

Freistrahlen (freie Oberflächen, z.B. Wasserstahl in Luft)
Im Bereich paralleler nicht gekrümmter Stromlinien herrscht im Freistrahlquerschnitt der gleiche Druck wie außerhalb des Freistrahls.

6. Reibungsbehaftete Strömungen

- Scherströmungen (viskose Strömungen)

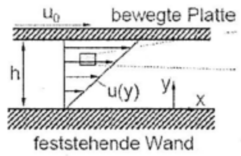
Newtonsches Fluid $\boxed{\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} = \eta\, d\gamma/dt}$

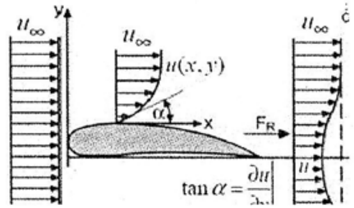
Dynamische Visokosität η ("eta"), Einheit [η]=Pa·s=Ns/m²=kg/ms

Kinematische Viskosität $\nu = \eta/\rho$ ("nü"), Einheit [ν]=m²/s

Scher(winkel)geschwindigkeit $\dot{\gamma}$. $\tau = f(\dot{\gamma})$

$$\boxed{\frac{d\gamma}{dt} = \dot{\gamma} = \frac{du}{dy}}$$





Für Schubspannungen bzw. Reibkräfte sind Scherströmungen verantwortlich

$$F_R = \int \tau_W dA = \int \eta \left.\frac{\partial u}{\partial y}\right|_W dA$$

τ_W = Wandschubspannung

Newtonsche Fluide (Haftbedingung an Wand)

$$\vec{U}_W = \begin{pmatrix} u_W \\ v_W \\ w_W \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

- Reynoldszahl

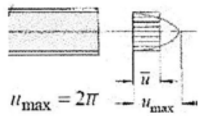
$$\boxed{Re = \frac{\rho U L}{\eta} = \frac{U L}{\nu}}$$

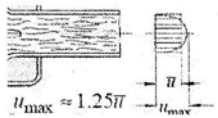
ρ = Fluiddichte
η = Fluidviskosität (ggf. ν)
U = Charakteristische Strömungsgeschwindigkeit
L = Charakteristisches Längenmaß

Re<1: Reibungsdominierte laminare Gesamtströmung (Schmiertheorie)
Re>1: Bereich des laminar-turbulenten Übergangs = Transition
Re>>1: Reibung beschränkt sich auf turbulente Grenzschichtbereiche

Laminare Rohrströmung
Zeitlich konstantes

Turbulente Rohrströmung
zeitlich gemittelten Geschwindigkeitsprofils





$\bar{U}$ = Mittlere Strömungsgeschwindigkeit ($\dot{V}$/A)
D = Rohrdurchmesser

$$\boxed{Re = \frac{\rho \bar{U} D}{\eta}} = 2320 = \frac{u \cdot D}{\nu}$$

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} \qquad Re = \frac{k}{D} < 65 \rightarrow \text{hydraulisch glatt}$$

$\eta = \nu \cdot \rho$

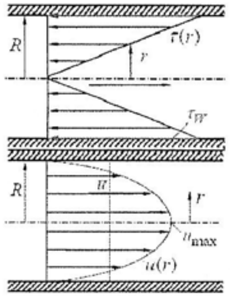
Haftbedingung: $C = \frac{\Delta p}{4\eta L} \cdot R^2$ (an der Wand $u(r=R)=0$)

-Reibungsdruckverlust der Rohrströmung

Bei r=0 wird die Schubspannung τ zu Null
Bei r=R an der Wand wird die Schubspannung maximal

Schubspannungsverteilung $\boxed{\tau(r) = -\frac{\Delta p}{2L} r}$

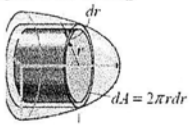
Parabolische Geschwindigkeitsverteilung $\boxed{u(r) = \frac{\Delta p}{4\eta L}\left(R^2 - r^2\right)}$



- Gesetz von Hagen-Poiseuille

Volumenstrom aus Integration der Geschwindigkeitsverteilung

$\boxed{\dot{V} = \frac{\pi R^4}{8\eta L}\Delta p}$ bzw. $\boxed{\Delta p = \frac{8\eta L}{\pi R^4}\dot{V}}$



Druckverlust ist proportional zur Viskosität, Rohrlänge und Volumenstrom und umgekehrt proportional zur 4. Potenz des Rohrradius

Mittlere Geschwindigkeit $\dot{V} = \bar{u}A = \bar{u}\pi R^2 \quad \rightarrow \quad \bar{u} = \frac{R^2}{8\eta L}\Delta p$

Vergleich mit Maximalgeschwindigkeit $\boxed{\bar{u} = \frac{1}{2}u_{max}}$

Druckverlust in Abhängigkeit der mittleren Geschwindigkeit $\Delta p = \frac{8\eta L}{R^2}\bar{u}$

Druckverlust der laminaren Rohrströmung $\boxed{\Delta p = \frac{64}{Re}\frac{L}{D}\frac{\rho}{2}\bar{u}^2}$ bzw. $\boxed{\Delta p = \lambda\frac{L}{D}\frac{\rho}{2}\bar{u}^2}$

Widerstandszahl/ Rohrreibungszahl
Widerstandsgesetz der laminaren Rohrströmung $\boxed{\lambda = \frac{64}{Re}}$

Druckverlust der turbulenten Rohrströmung

Ansatz von	Gleichung	Gültigkeit	Strömung	Rohr
Hagen-Poiseuille (1)	$\lambda = 64/Re$	Re<2320	lam.	
Blasius (2)	$\lambda = 0.3164\,Re^{-0.25}$	2320<Re<10^5 und Re·k/D<65	turb.	Glatt
Prandtl (3)	$\lambda = (\log(Re^2\lambda) - 0.8)^{-2}$	Re>10^5 und Re·k/D<65	turb.	Glatt
v. Kármán (5)	$\lambda = (2\log(3.715 \cdot D/k))^{-2}$	Re·k/D>1300	turb.	Rau
Colebrook (4)	$\lambda = (-2\log(\frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} + 0.269 \cdot k/D))^{-2}$	65<Re·k/D<1300	turb.	Rau

$Re_{krit} = 2320$ < Turbulent
> laminar

Nicht-kreisförmige Leitungsquerschnitte

Hydraulischer Durchmesser D_H

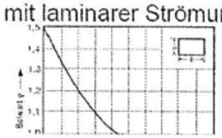
⇨ Druckdifferenz des Originalrohrs soll auch am Ersatzrohr wirken
⇨ Originalrohr (**Umfang S_U**): Druckkraft = Reibkraft: $-(p_1 - p_2)A = \tau_W S_U L$
⇨ Aus Vergleich der Kräfte am Ersatzrohr $\boxed{D_H = 4A/S_U}$

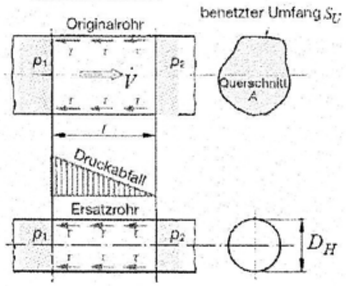
Reynoldszahl: $\boxed{Re = \rho\bar{u}D_H/\eta}$

Druckverlust: $\boxed{\Delta p = \lambda\frac{L}{D_H}\frac{\rho}{2}\bar{u}^2}$

Widerstandsgesetze sind von der Querschnittsform abhängig,
z.B. Rechteck mit laminarer Strömung

$\lambda = \varphi\frac{64}{Re}$





- Widerstandsgesetze und Verlustbeiwerte

$\boxed{\Delta p_V = \zeta\frac{\rho}{2}U^2}$

Allgemeiner Ansatz für einen Druckverlust
Dimensionsloser **Verlustbeiwert** ζ ("zeta")
Achtung: Verlustbeiwert ist im allg. an einen Querschnitt i der Strömungsführung gebunden → Ui richtig einsetzen !!

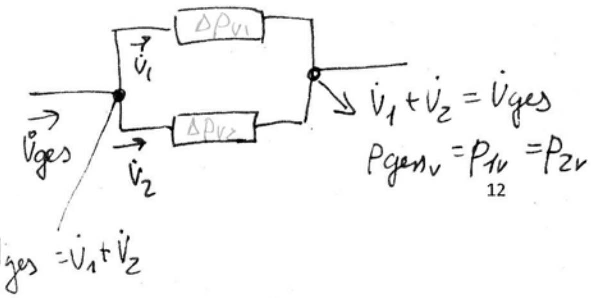
Bei mehreren Druckverlusten $\Delta p_{V,ges} = \sum_i \zeta_i \frac{\rho}{2}U_i^2$

- Berücksichtigung in der Bernoulli-Gleichung

$$\boxed{\Delta p_V = \sum_j \lambda_j \frac{L_j}{D_j}\frac{\rho}{2}U_i^2 + \sum_i \zeta_i \frac{\rho}{2}U_i^2}$$

Der Volumstrom teilt sich nach Anzahl und Art der Druckverluste auf.:

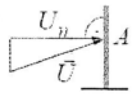
$\Delta p_{V_1} = \Delta p_{V_2}$



7. Strömungsmesstechnik

- Volumetrische Messung

Volumenstrom $\dot{V} = \overline{U}A = \int U_n dA$ (Einheit: m³/s oder m³/h)



Mittlere Geschwindigkeit im Querschnitt A $\overline{U} = \frac{1}{A}\int_A U_n dA$

Massenstrom $\dot{m} = dm/dt = \int_A \rho U_n dA$ (Einheit: kg/s)

Massenstrom zu Volumenstrom $\dot{m} = \rho \int_A U_n dA = \rho \dot{V}$

Unmittelbare Messverfahren

Gesamter Volumenstrom wird fortlaufend in Teilvolumen zerlegt
Teilvolumen werden in Meßkammern gemessen und gezählt
Für die Messung tropfbarer Fluide gut geeignet

Mittelbare Messverfahren

Indirekte Ermittlung des Volumenstroms anhand einer anderen Größe, wie z.B. der Drehzahl

- Wirkdruckverfahren

Prinzip: Messung des Druckverlusts bzw. des Wirkdrucks Dp über eine Drossel bzw. Querschnittsverengung $A_0 \rightarrow A_1$

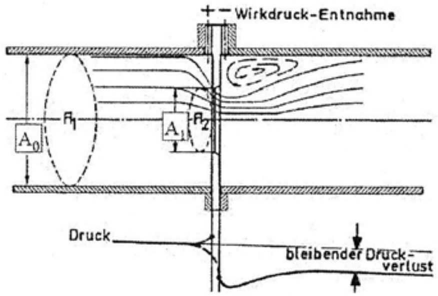
Ansatz für den Druckverlust $\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} U_1^2$ bzw. $U_1 = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}\sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}}$

Volumenstrom $\dot{V} = U_1 A_1 = \frac{A_1}{\sqrt{\zeta}}\sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}}$

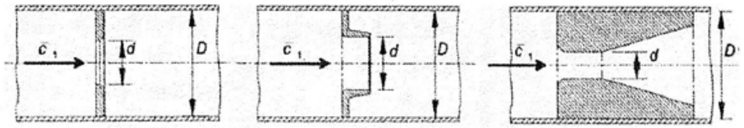
weitere Einflussfaktoren:
a = Durchflußzahl
m = Flächenverhältnis A1/A0
e = Beiwert für kompressible Strömungen
(e=1 bei r=const, e<1 wenn kommpressibel)

$$\boxed{\dot{V} = \alpha \varepsilon m A_0 \sqrt{2\frac{p_0 - p_1}{\rho}}}$$

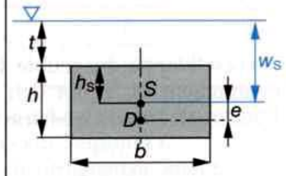
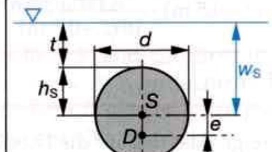
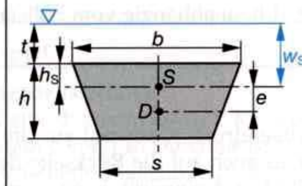
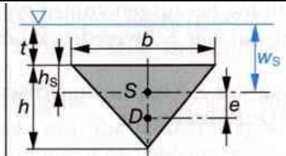
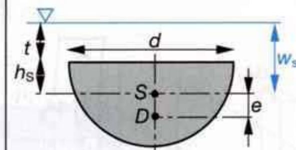
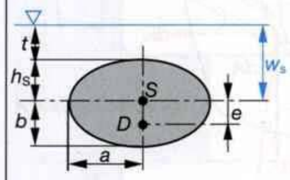
$\alpha = \alpha(m, \mathrm{Re})$, $\mathrm{Re} = \rho D U / \eta$



- Normblende – Normdüse - Venturidüse



Normblende Normdüse Normventuridüse

Nr.	Flächenform	Fläche A	Koordinate h_S	Trägheitsmoment I_S
1		$A = b \cdot h$	$h_S = \frac{h}{2}$	$I_S = \frac{b \cdot h^3}{12}$
2		$A = d^2 \cdot \frac{\pi}{4}$	$h_S = \frac{d}{2}$	$I_S = \frac{d^4 \cdot \pi}{64}$
3		$A = \frac{b+s}{2} h$	$h_S = \frac{h(b+2s)}{3(b+s)}$	$I_S = \frac{h^3(b^2+4bs+s^2)}{36(b+s)}$
4		$A = \frac{b \cdot h}{2}$	$h_S = \frac{1}{3} \cdot h$	$I_S = \frac{b \cdot h^3}{36}$
5		$A = \pi \cdot \frac{d^2}{8}$	$h_S = \frac{2 \cdot d}{3 \cdot \pi}$	$I_S = 0{,}0068 \cdot d^4$
6		$A = \pi \cdot a \cdot b$	$h_S = b$	$I_S = \frac{\pi}{4} \cdot a \cdot b^3$