
A Regelarmaturen

1 Einleitung

Regelarmaturen sind bedeutende Bauelemente der Anlagen- und Versorgungstechnik und unterliegen den Konstruktions- und Betriebsvorschriften für Rohrleitungen und Druckbehälter.

Die richtige Auswahl der Regelarmaturen ist für die Funktion, Investition, die Betriebskosten sowie für die Sicherheit der gesamten Anlage von entscheidender Bedeutung.

Es sind wesentliche Gesichtspunkte, wie z.B. Fragen der Dichtheit, des Werkstoffesatzes und der erforderlichen Prüfungen, bei den Auswahlkriterien für Regelarmaturen zu beachten. Ebenso sind die Berechnungs- und Auslegungsdaten, Druckverlust, Kavitation und der Energiebedarf von Bedeutung.

Die Auswahl erfolgt nach strömungstechnischen, mechanischen, anwendungsorientierten und ökonomischen Kriterien.

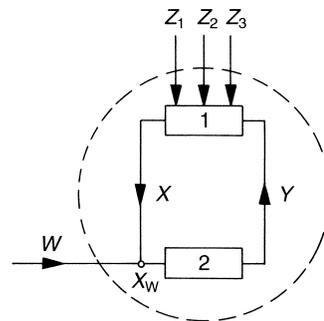
1.1 Regelkreis

Eine Regelung hat die Aufgabe (Bild 1.1), die Ausgangsgröße X einer Regelstrecke auf einen vorbestimmten Wert zu bringen und sie gegen den Einfluss von Störungen Z auf diesem Wert zu halten. Bei der analogen Regelung wird die Regelgröße X ohne Unterbrechung erfasst und mit der Führungsgröße W verglichen. Bei der digitalen Regelung wird die Regelgröße X in bestimmten Zeitabständen abgetastet und mit der Führungsgröße W verglichen. Die Regelabweichung X_w wird im analogen Regler über Verstärker mit Rückführschaltungen, im digitalen Regler durch entsprechende Rechenalgorithmen zur Stellgröße Y verarbeitet, die auf die Regelstrecke wirkt. Die Regelgröße X kann eine beliebige physikalische Größe sein. Sensoren, die direkt ein elektrisches Signal bilden, wie Widerstandsthermometer, Thermoelemente oder Widerstandsgeber, können direkt an den elektrischen Regler angeschlossen werden. Zu anderen Fällen müssen Messumformer, deren

Ausgangssignal eine elektrische Größe ist, zwischen Aufnehmer und Regler geschaltet werden.

Für die praktische Ausführung von Regelanlagen ist es wichtig, mit welcher Hilfsenergie die Geräte der Regeleinrichtung betrieben werden sollen, ob man zweckmäßig elektrische, pneumatische oder elektropneumatische Regelgeräte verwendet. Vom rein regeltechnischen Standpunkt aus ist dies gleichgültig. Für die Entscheidung, welche Hilfsenergie am zweckmäßigsten ist, spielen unter anderem folgende Gesichtspunkte eine Rolle: Explosionsschutz, Folgen des Ausfalls der Hilfsenergie, Ausbildung von Schutz- und Auswahl-schaltungen, Überbrückung von Entfernungen, Totzeit in der Weiterleitung der Signale, Wartungs- und Reparaturfragen, Schnelligkeit der auftretenden Lastschwankungen.

Es ist zweckmäßig, über jeden Regelkreis ein MSR-Stellenblatt (Mess-, Steuer- und Regeltechnik) gemäß Tabelle 1.1 zu erstellen.



1	Regelstrecke (Anlage)
2	Regeleinrichtung (Messwertgeber+Regler+Stellglied)
W	Führungsgröße
X	Regelgröße
X_w	Regelabweichung
Y	Stellgröße
Z_1, Z_2, Z_3	Störgröße

Bild 1.1 Regelkreis, Signalflussplan

Tabelle 1.1 MSR-Stellenblatt

		MSR-Ausrüstung Spezifikationsblatt für Stellgeräte					MSR-Stelle		
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1	Stellort				57			Hersteller	Typ
2	MSR-Aufgabe				58			Pneumatisch <input type="checkbox"/> Membrane <input type="checkbox"/> Kolben <input type="checkbox"/>	
3	Explosionsgefährdeter Bereich (Zone)				59			Wirk.weise <input type="checkbox"/> Fed.rückst. <input type="checkbox"/> dopp.wirk. <input type="checkbox"/> Luffted.	
4	Umgebungstemperatur	min.			60			Wirksame Fläche	
5	Max. zul. Schalldruckpegel				61			Nennhub/Winkel	max.
6	Rohrleitungsnr.				62			Zuluftdruck	min.
7	DN		PN	Wandstärke	63			Nenn-Signalbereich	
8	Rohrleitungs-Werkstoff				64			Luftanschluss	
9	Rohrisolierung	<input type="checkbox"/> Thermisch	<input type="checkbox"/> Akustisch		65			Andere Betriebsart <input type="checkbox"/> elektr. <input type="checkbox"/> hydraulisch <input type="checkbox"/> Hand	
10					66			<input type="checkbox"/> Handbetätigung	
11	Rohrleitungsanschluss				67				
12	Betriebsstoff				68				
13	Zustand Eintritt	<input type="checkbox"/> flüssig <input type="checkbox"/> dampff. <input type="checkbox"/> gasförmig			69				
14					70			Hersteller	Typ
15		Min.	Norm.	Max.	Einheit			Eingangssignal <input type="checkbox"/> pneumatisch <input type="checkbox"/> elektrisch	
16	Durchfluss					71		Armatur AUF bei Stellsignal	
17	Eingangsdruck p_1					72		Armatur ZU bei Stellsignal	
18	Ausgangsdruck p_2					73		Wirkungsweise <input type="checkbox"/> einfachwirk. <input type="checkbox"/> doppelt wirkend	
19	Temperatur T_1					74		Charakteristik <input type="checkbox"/> linear <input type="checkbox"/>	
20	Eingangsdichte ρ_1 oder M					75		Luftanschluss	
21	Dampfdruck p_v					76		Stellungsregler mit <input type="checkbox"/> Bypass <input type="checkbox"/> Manometer	
22	Therm. dyn. krit. Druck p_c					77		Ex-Schutz <input type="checkbox"/> eigensicher <input type="checkbox"/> druckfeste Kapselung	
23	Kinematische Viskosität ν					78			
24	Verhältnis der spez. Wärmen α					79			
25	Realgasfaktor					80		Hersteller	Typ
26						81		Wirkungsweise <input type="checkbox"/> mech. <input type="checkbox"/> induktiv <input type="checkbox"/> pneum.	
27	Armatur dicht bei	p_1		p_2		82		Schaltposition <input type="checkbox"/> zu <input type="checkbox"/> % Hub <input type="checkbox"/> auf	
28	Zuluftdruck der Anlage	min.		max.		83		Schaltfunktion <input type="checkbox"/> schließt <input type="checkbox"/> öffnet	
29	Armatur ohne Hilfsenergie	<input type="checkbox"/> AUF <input type="checkbox"/> ZU				84		Ex-Schutz <input type="checkbox"/> eigensicher <input type="checkbox"/> druckfeste Kapselung	
30						85			
BETRIEBSDATEN FÜR DIE AUSWAHL DES STELLGLEIDES									
STELLANTRIEB									
STELLUNGSREGLER									
ENDSCHALTER									

31	C /	Berechn. max. Durchfl.-Koeff. C	<input type="checkbox"/> K_v	<input type="checkbox"/> CV	Hersteller	Typ
32		Berechn. min. Durchfl.-Koeff. C	<input type="checkbox"/> K_v	<input type="checkbox"/> CV		
33		Gewählter Durchfl.-Koeff. C	<input type="checkbox"/> K_v	<input type="checkbox"/> CV		
34		Berechneter Schalldruckpegel		dB (A)		
35		Hersteller	Typ			
36		Bauform				
37		Durchflussrichtung				
38		Nennndruck PN				
39		Nennweite DN				
40		Verbindungsart	<input type="checkbox"/> gefl. <input type="checkbox"/> o.Fl. <input type="checkbox"/> m.Gew. <input type="checkbox"/> geschw.			
41						
42		Anschweiß-Ende / Passstück				
43		Obert.form	<input type="checkbox"/> Normal <input type="checkbox"/> Verlängerung <input type="checkbox"/> Faltenbalg			
44						
45		Gehäuse / Oberteil Werkstoff				
46		Garnitur	<input type="checkbox"/> Normal <input type="checkbox"/> geräuscharm			
47		Kennlinie	<input type="checkbox"/> linear <input type="checkbox"/> gleichprozentig			
48		Kegel/Spindelwerkstoff	/			
49		Führung / Ventil Sitzwerkst.	/			
50						
51		Ventil Sitzart				
52		Panzer-Werkstoff				
53						
54		Leckmengenklasse				
55		Packungsmaterial				
56						
ARMATUR						
86					MAGNETVENTIL	Hersteller
87						Bauform <input type="checkbox"/> 2-Wege <input type="checkbox"/> 3-Wege <input type="checkbox"/> 4-Wege
88						Bei Stromausfall Armatur <input type="checkbox"/> AUF <input type="checkbox"/> ZU <input type="checkbox"/> HALT
89						Luftanschluss freier Querschnitt
90						Elektrische Daten V Hz W
91						Ex-Schutz <input type="checkbox"/> eigensicher <input type="checkbox"/> druckfeste Kapselung
92						
93						
94						<input type="checkbox"/> Druckminderer Herst. Typ
95						<input type="checkbox"/> mit Filter mit Manometer
96						<input type="checkbox"/> Signalumformer Herst. Typ
97						
98						<input type="checkbox"/> pneum. Verst. Herst. Typ
99						
100						<input type="checkbox"/> pneum. Verbl. Herst. Typ
101						
102						Verrohrung Material
103						
104						Materialzeugnis <input type="checkbox"/> chem. Analyse / mech. Test
105						andere Tests
106						Zeugnis für <input type="checkbox"/> Geh./Obert. <input type="checkbox"/> Schrauben/Muttern
107						<input type="checkbox"/> Garnitur
108						
109						
110						
111						
112						
ANDERES ZUBEHÖR						
SPEZ. FORDERUNGEN						

Bemerkungen:

Für die Qualität von Regelkreisen ist die Anzahl der geeigneten Bauteile und deren Anordnung von entscheidender Bedeutung. Die Regelung kann nur annähernd so gut sein wie das schlechteste Bauteil im geschlossenen Regelkreis.

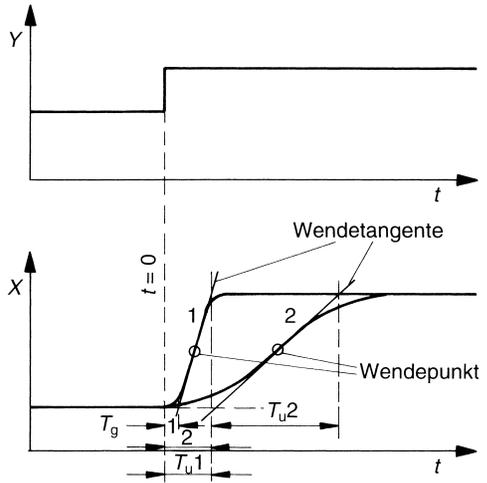
Für einen Regelkreis und dessen Güte ist wichtig:

- Messort der Regelgröße,
- Messwertaufnehmer für die Regelgröße,
- ggf. Messumformer für die Regelgröße,
- äußere Störeinflüsse auf die Regelgrößen- erfassung,
- Art und Qualität des Reglers,
- Stellgrößenart am Reglerausgang,
- Störeinflüsse auf die Stellgröße,
- Antriebsart des Stellantriebs am Stellglied,
- Umsetzungsart des Reglerausgangssignals in eine entsprechende Stellung des Stell- gliedes,
- Art des Stellgliedes,
- möglichst lineare Beeinflussung der Regel- strecke durch das Stellglied,
- Regelfähigkeit der Regelstrecke.

Die Idealvorstellung ist ein Regelkreis, der die Regelgröße *möglichst schnell* auf den Sollwert ausregelt. Hierfür ist die Schwingneigung des Regelkreises ausschlaggebend. Sie entsteht durch Verzugszeiten in den einzelnen Kom- ponenten des Regelkreises, z.B. Stellzeit des Stellgliedes, Ansprechgeschwindigkeit des Messwertaufnehmers usw.

Die in einem Regelkreis auftretenden Ver- zugszeiten kann man leicht anhand von hin- tereinander geschalteten Speichergliedern deutlich machen, z.B. pneumatische Speicherg- glieder oder elektrische Speicherglieder. Am ersten Speicherglied verändert man die Ein- gangsgroÙe. Am letzten Speicherglied steht dann die gleiche AusgangsgroÙe erst mit ent- sprechendem Zeitverzug an. Die EingangsgroÙe in die Speicherkette ist vergleichbar mit der StellgroÙe Y am Regelventil. Die AusgangsgroÙe ist vergleichbar mit der RegelgroÙe X , z.B. Druck, Spannung, Temperatur (Bild 1.2).

Bei starker Androsselung vor dem Spei- chern oder bei einer Vielzahl von kleinen oder mittleren hintereinander geschalteten Spei- chern entsteht ein erheblicher Zeitverzug zwi-



Das Verhältnis von $T_u : T_g$ bestimmt die Regelfähigkeit der Regelstrecke. Der Wert sollte möglichst nicht größer 0,2 sein. Bei größer 0,3 ist die Strecke schwer zu regeln.

- 1 = geringer Zeitverzug T_g = Ausgleichszeit
- 2 = großer Zeitverzug T_u = Verzugszeit

Bild 1.2 Sprungantwort einer Regelstrecke als dyn- amische Übergangsfunktion (Exponentialfunktion) mit Wendetangente

schen der Eingangsgröße am ersten Speicher und der Ausgangsgröße am letzten Speicher. Die Verzugszeiten zwischen Stellgliedverän- derung und daraus resultierender Verände- rung der gemessenen Regelgröße am Regler lassen den Regelkreis schwingen, wenn, je nach Reglerstruktur durch die eingestellten Regelparameter am Regler, die Phasenver- schiebung zwischen Stellgröße und Regelgrö- ße zu groß wird.

Beispiel: Temperaturregelung

Bei Temperaturregelungen entstehen wesent- liche Verzugszeiten durch den Messort der Regelgröße und die Konstruktion des Tempe- raturfühlers (Bild 1.3).

Der Temperaturfühler sollte möglichst nahe hinter dem Stellglied angebracht werden. Bei Regelungen mit dem Temperaturfühler in der zu temperierenden Masse sind für gute Regel- ergebnisse Regelkaskaden erforderlich.

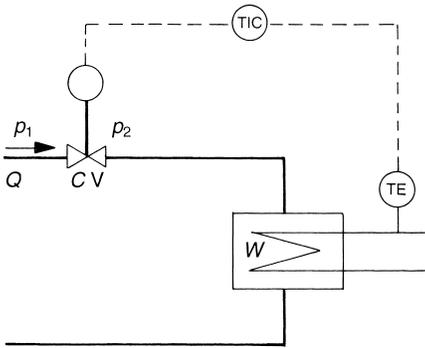
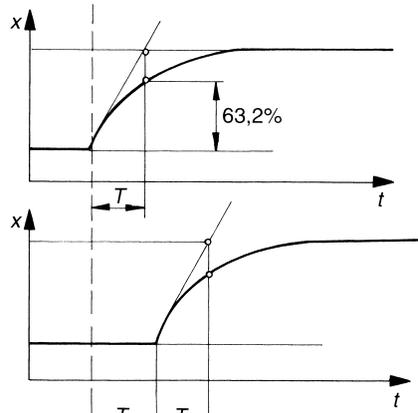
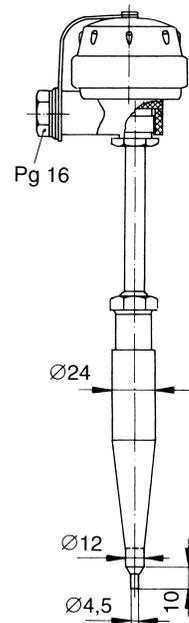
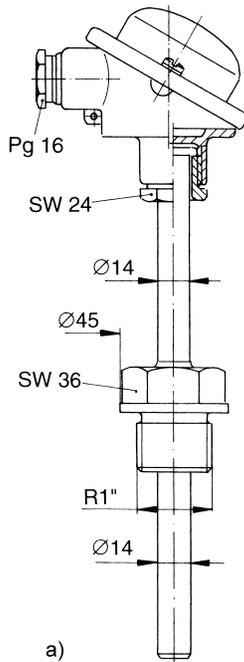
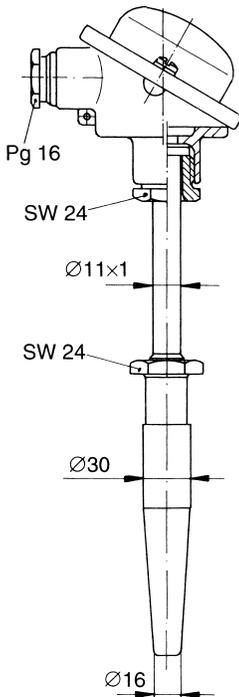


Bild 1.3 Regelkreis mit Temperaturfühler



Sprungantwort einer Regelstrecke 1. Ordnung mit und ohne Totzeit T_t
 T = Zeitkonstante



Anspruchzeiten: (Mittelwerte)	in Wasser 0,2 m/s:	$t_{0,5} = 40 \text{ s}$	$t_{0,9} = 120 \text{ s}$	$t_{0,5} = 6 \text{ s}$	$t_{0,9} = 20 \text{ s}$
	in Luft 1 m/s:	$t_{0,5} = 2,5 \text{ min}$	$t_{0,9} = 7,8 \text{ min}$	$t_{0,5} = 80 \text{ s}$	$t_{0,9} = 250 \text{ s}$

Bild 1.4 Temperaturfühlerkonstruktionen und deren unterschiedliche Temperaturansprechzeiten

Entscheidend ist die Konstruktion des Temperaturfühlers (Bild 1.4). Ob ein Temperaturfühler 90% der Temperaturveränderung nach 20 Sekunden oder nach 120 Sekunden erfassen kann (d.h. 99% nach 40 bzw. 240 Sekunden), ist wesentlich.

Berechnung der Zeitkonstanten des Messwertaufnehmers (Bild 1.5)

Bei einer stufenförmigen Veränderung der Temperatur im strömenden Medium berechnet sich der Temperaturwert im Fühler näherungsweise nach [1] zu:

$$\ln \left(\frac{\vartheta_W - \vartheta_{Fl}}{\vartheta_{W,A} - \vartheta_{Fl}} \right) = - \frac{\alpha \cdot A_W}{M_W \cdot c_W} \cdot t$$

und die gesuchte Zeit:

$$t = - \frac{M_W \cdot \bar{c}_W}{\alpha \cdot A_W} \cdot \ln \left(\frac{\vartheta_W - \vartheta_{Fl}}{\vartheta_{W,A} - \vartheta_{Fl}} \right)$$

mit:

M_W Masse der Tauchhülse mit Fühler

\bar{c}_W Mittlere spez. Wärmekapazität von Tauchhülse und Fühler

α Wärmeübergangskoeffizient des Fluids an den Fühler

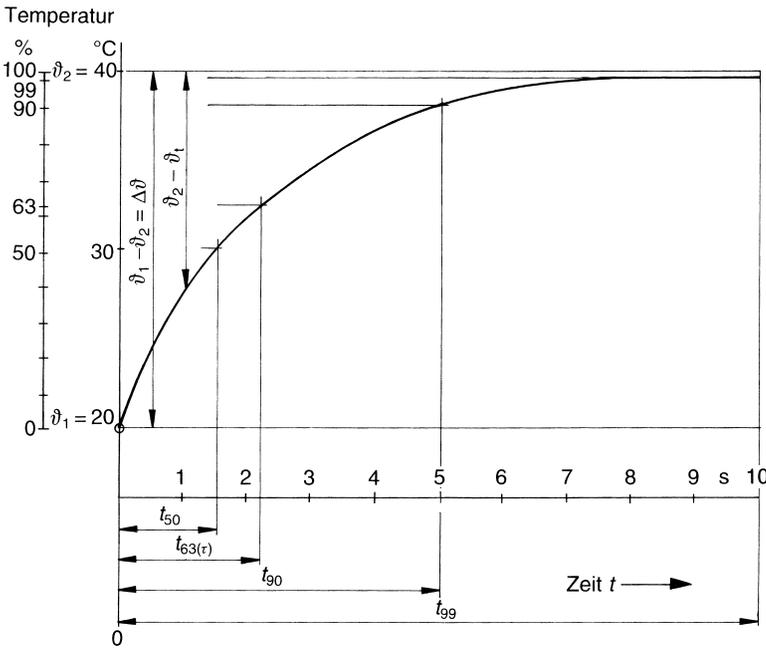


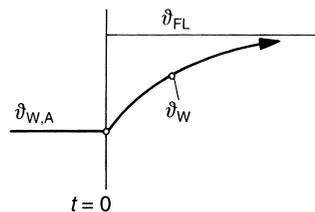
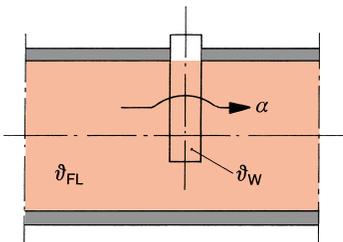
Bild 1.5 Ansprechverhalten von Temperaturfühlern bei einem Temperatursprung

$$t_{99} = -\tau \cdot \ln(0,01) = 4,605 \cdot \tau$$

$$t_{90} \cdot 2 = t_{99}$$

$$t_{63} \cdot 4,605 = t_{99}$$

$$t_{50} \cdot 6,645 = t_{99}$$



A_W Äußere Oberfläche des Fühlers
 ϑ_W Fühlertemperatur
 $\vartheta_{W,A}$ Fühlertemperatur am Anfang
 ϑ_{FI} Fluidtemperatur

Den Ausdruck $\frac{M_W \cdot \bar{c}_W}{\alpha \cdot A_W} = \tau$

bezeichnet man als Zeitkonstante τ .

Damit wird:

$$t = -\tau \cdot \ln \left(\frac{\vartheta_W - \vartheta_{FI}}{\vartheta_{W,A} - \vartheta_{FI}} \right) \quad (\text{Gl. 1.1})$$

Die Zeitkonstante τ ist dabei diejenige Zeit, in der sich die Regelgröße X bei Beibehaltung der anfänglichen Geschwindigkeit über den ganzen Bereich X_0 ändern würde. Man kann sie auch nach den Gesetzen der Exponentialfunktion definieren als diejenige Zeit, die vergeht, bis 62,3% des Endwertes erreicht werden. Sie ist im linearen Fall unabhängig von der Größe des Sprunges und eine wichtige Zeitkenngröße.

1.2 Reglerausführungen

Nach der **Wirkungsart des Stellgliedes** auf die Regelstrecke unterscheidet man zwischen folgenden Reglertypen:

- Zweipunktregler (Grenzwertschalter),
- pulsierender Zweipunktregler,
- pulsierender Dreipunktregler, Dreipunktschrittregler,
- stetige Regler.

Nach der **Anzahl und Art** der angeschlossenen Messwertgeber unterscheidet man zwischen folgenden Reglertypen:

- Regler mit 1 Messwertgeber für die Regelgröße X ,
- Regler mit 2 Messwertgebern für 2 Regelgrößen $X_1 + X_2$ (Differenzregler),
- Regler mit 2 Messwertgebern für 1 Regelgröße X und für 1 Hilfsregelgröße X_H ,
- Regler mit 2 Messwertgebern für 1 Regelgröße und für 1 Störgröße Z .

Nach dem Zeitverhalten des Reglers unterscheidet man zwischen folgenden Reglertypen:

- Proportionalregler (P),
- Proportional-Differentialregler (PD),
- Proportional-Integralregler (PI),
- Proportional-Integral-Differentialregler (PID).

Bei den Reglern wird die Regelabweichung X_W festgestellt. Diese wird verstärkt. Das Ausgangssignal des Verstärkers kann unmittelbar die Stellgröße Y darstellen, z.B. wenn proportional wirkende Stellglieder oder Stellantriebe von ihm gesteuert werden. Bei elektrischen Stellantrieben entsteht die Stellgröße Y erst hinter dem Antrieb. Vom Verstärkerausgang oder von der Stellung des Stellgliedes wird ein Rückführsignal abgegriffen und über eine Rückführschaltung der steuernden Regelabweichung gegengekoppelt.

Je nach Aufbau der Rückführschaltung hat der Regler Proportional-Verhalten (P), Proportional-Differential-Verhalten (PD), Proportional-Integral-Verhalten (PI) oder Proportional-Integral-Differential-Verhalten (PID) gemäß Bild 1.6.

Kennzeichnende Größen des P-Reglers sind der Proportionalbereich X_p oder der Laufzeitfaktor T_p oder der Proportionalbeiwert K_p und der Arbeitspunkt Y_O . Der Arbeitspunkt ist als Wert des Ausgangssignals definiert, bei dem die Regelabweichung 0 wird. Der Proportionalbereich und der Proportionalbeiwert stehen in folgendem Zusammenhang:

$$T_p \sim \frac{1}{Y_p} \sim K_p$$

Eine bleibende Regelabweichung wird beim PI-Regler unabhängig vom Arbeitspunkt, von der Einstellung der Führungsgröße und von der Änderung der Störgrößen durch einen integrierenden Anteil vermieden. Der Kennwert des integrierenden Anteils ist die Nachzeit T_n .

Der PID-Regler erreicht durch das Aufschalten eines D-Anteils eine Verbesserung der dynamischen Regelgüte. Die differenzierende Wirkung des D-Anteils wird durch die Vorhaltezeit T_v gekennzeichnet.

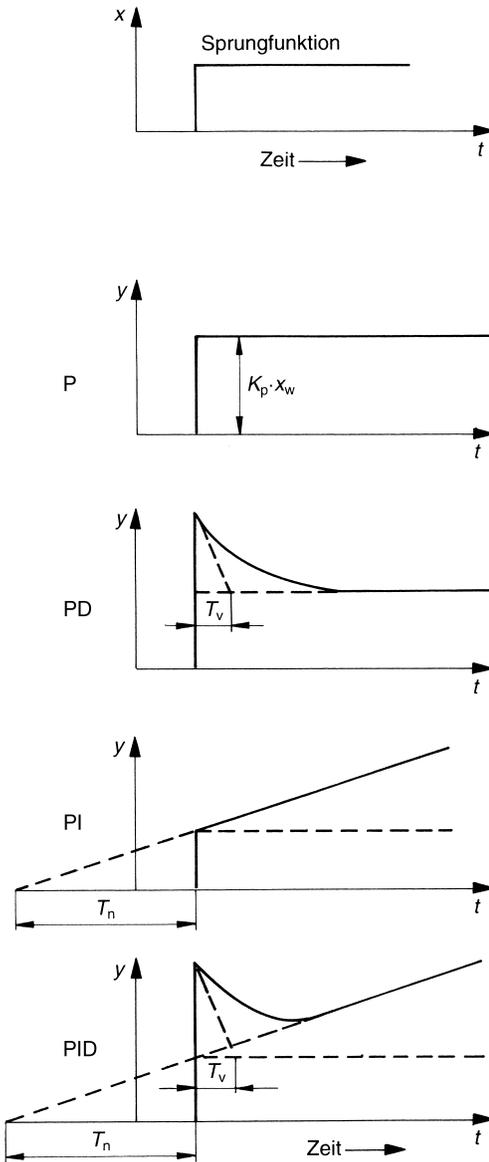


Bild 1.6 Sprungantworten des Reglers bei unterschiedlichem Regelverhalten

1.3 Sinnbildliche Darstellung von Regelarmaturen

Die sinnbildliche Darstellung ist genormt und erfolgt nach DIN 2429 T.2.

Eine Zusammenfassung ist in Bild 1.7 aufgeführt.

Beispiel 1.1

Es sollen die Ansprechzeiten der Temperaturfühler nach Bild 1.8 ermittelt werden.

Daten:

Strömungsgeschwindigkeit (n. DIN 3440)

Wasser: $w_{H_2O} = 0,2 \text{ m/s}$

Luft: $w_L = 1 \text{ m/s}$

Wärmeübergangskoeffizienten (s. [1]):

$\alpha_{H_2O} = 500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

$\alpha_L = 50 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

Die Tauchhülse sei aus Stahl mit:

$c_w = 0,5 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$ und

$\rho_w = 7850 \text{ kg/m}^3$

Berechnung der Zeitkonstanten:

$$t = \frac{M_w \cdot c_w}{\alpha \cdot A_w} = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot H \cdot \rho_w \cdot c_w}{4 \cdot \alpha \cdot d \cdot \pi \cdot H}$$

$$= \frac{d \cdot \rho_w \cdot c_w}{4 \cdot \alpha}$$

In Tabelle 1.2 ist das Ergebnis dargestellt.

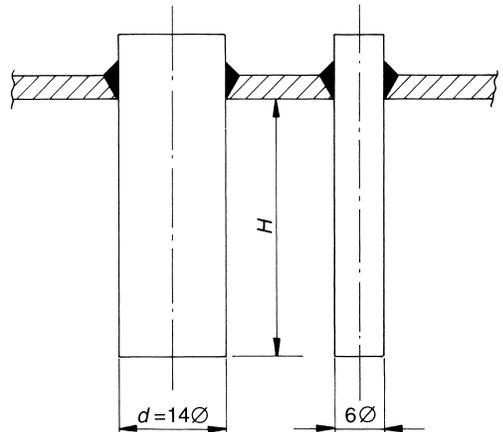


Bild 1.8 Temperaturfühler zum Beispiel 1.1

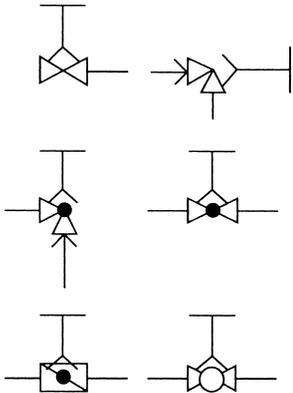
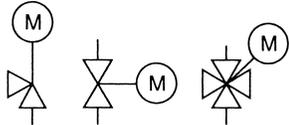
Grafische Symbole		
Nr.	Form	Benennung, Bemerkung, Anwendungsbeispiel
7.02.01		Armatur mit stetigem Stellverhalten
		<p>Unter «stetig» ist «besonders definiert» zu verstehen. Kombinierbar mit Symbolen für Absperrarmaturen. Das Symbolelement kann bei anderweitig als «Regelventil» erkennbaren Armaturen entfallen.</p> 
7.05.04		Stellantrieb mit Hydromotor mit 2 Fließrichtungen
7.05.05		Stellantrieb mit pneumatischem Motor mit 1 Fließrichtung
7.05.06		Stellantrieb mit pneumatischem Motor mit 2 Fließrichtungen
7.05.07		Stellantrieb mit Schubsystem allgemein
7.05.08		Stellantrieb mit Kolben
7.05.09		Stellantrieb mit Elektromagnet
7.05.10		Stellantrieb, dessen Hilfsenergie der Durchflussstoff der Rohrleitung ist
7.05.01		Stellantrieb mit rotierendem System allgemein
7.05.02		Stellantrieb mit Elektromotor
		
7.05.03		Stellantrieb mit Hydromotor mit 1 Fließrichtung

Bild 1.7 Bildzeichen für Regelarmaturen

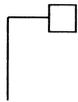
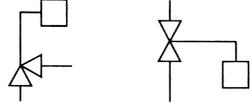
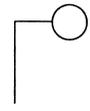
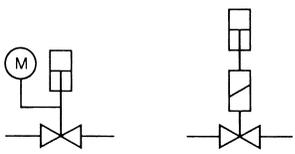
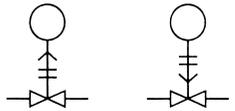
7.05.11		Stellantrieb, handbetätigt, allgemein Handbetätigte Armaturen dürfen auch ohne dieses Symbolelement dargestellt werden, wenn Verwechslungen ausgeschlossen sind.	7.05.16		Armatur öffnet bei Ausfall der Hilfsenergie Kombinierbar mit den Symbolen Nr. 7.05.01 bis 7.05.10 und 7.05.13
7.05.12		Stellantrieb mit Feder	7.05.17		Armatur schließt bei Ausfall der Hilfsenergie Kombinierbar mit den Symbolen Nr. 7.05.01 bis 7.05.10 und 7.05.13
7.05.13		Stellantrieb mit Membrane	7.05.18		Armatur bleibt bei Ausfall der Hilfsenergie zunächst in vorgegebener Stellung Kombinierbar mit den Symbolen Nr. 7.05.01 bis 7.05.10 und 7.05.13
7.05.14		Stellantrieb mit Gewicht	7.05.15		Armatur bleibt bei Ausfall der Hilfsenergie zunächst in vorgegebener Stellung; der Pfeil gibt die zulässige Driftrichtung an. Kombinierbar mit den Symbolen Nr. 7.05.01 bis 7.05.10 und 7.05.13
					
7.05.15		Stellantrieb mit Schwimmer			
<p>Anmerkung zu den Stellantrieben Nr. 7.05.01 bis 7.05.15: Doppelantriebe sind sinngemäß den abgebildeten Beispielen darzustellen. Dabei ist der vorrangige Antrieb auf die Armaturenmitte bzw. außen zu zeichnen.</p> 			7.05.19		

Bild 1.7 (Fortsetzung)

Tabelle 1.2 Ergebnisse zum Beispiel 1.1

Zeiten t in s bei:

	τ (s)		$(\vartheta_{W} - \vartheta_{F1}) / (\vartheta_{W,A} - \vartheta_{F1}) = 0,1 \triangleq 90\%$	
	Wasser	Luft	Wasser	Luft
$d = 14 \varnothing$	27	270	$62 \approx 1 \text{ min}$	$620 \approx 10 \text{ min}$
$d = 6 \varnothing$	12	120	$28 \approx \frac{1}{2} \text{ min}$	$280 \approx 5 \text{ min}$

2 Stoffeigenschaften

2.1 Dichte

$$\rho = \frac{M}{V} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (\text{Gl. 2.1})$$

$$\rho = f(T, p)$$

Flüssigkeiten

$$\rho = \frac{\rho_0}{(1 + \beta_p \cdot \Delta T) \cdot (1 - \beta_T \cdot \Delta p)} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

- ρ_0 Dichte bei Bezugstemperatur T_0
 β_p isobarer Wärmeausdehnungskoeffizient
 β_T isothermer Kompressibilitätskoeffizient
 ΔT Temperaturerhöhung
 Δp Druckerhöhung

Gase

Thermische Zustandsgleichung für ideale Gase

$$\rho_0 = \frac{p}{R_i \cdot T} \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Reale Gase

$$\rho = \frac{p}{Z \cdot R_i \cdot T} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

- Z Realgasfaktor
 R_i individuelle Gaskonstante

$$R_i = \frac{\tilde{R}}{\tilde{M}_i}$$

- \tilde{R} universelle molare Gaskonstante
 \tilde{R} 8314 J/ (kmol · K)
 \tilde{M}_i molare Masse des Gases

Der Realgasfaktor Z ist eine Funktion von reduziertem Druck und reduzierter Tempera-

tur. Zum Gebrauch in diesem Buch ist der reduzierte Druck p_r definiert als das Verhältnis des tatsächlichen absoluten Vordruckes zum absoluten kritischen thermodynamischen Druck des betreffenden Stoffes. Die reduzierte Temperatur T_r ist ähnlich definiert.

Somit gilt:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Absolute thermodynamische kritische Drücke und Temperaturen für die meisten Stoffe sowie für die Kurven, aus denen der Realgasfaktor Z bestimmt werden kann, findet man in zahlreichen Handbüchern über physikalische Größen.

2.2 Schallgeschwindigkeit

(Druckfortpflanzungsgeschwindigkeit)

$$c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad [\text{m/s}] \quad (\text{Gl. 2.7})$$

Flüssigkeiten

bei $\Delta T = 0$:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \beta_T \cdot dp$$

$$\frac{dp}{d\rho} = \frac{1}{\beta_T \cdot \rho}$$

somit:

$$c = \sqrt{\frac{1}{\beta_T \cdot \rho}}$$

mit:

$$E = \frac{1}{\beta_T} \quad (\text{Elastizitätsmodul der Flüssigkeit})$$

wird:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (\text{Gl. 2.8})$$

Gase

Isentrope Verdichtung / Entspannung

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = C$$

$$\frac{dp}{d\rho} = C \cdot \kappa \cdot \rho^{(\kappa-1)}$$

$$c = \sqrt{\kappa \cdot R_i \cdot T} \quad (\text{Gl. 2.9})$$

$$\kappa = \text{Isentropenexponent} = \frac{c_p}{c_v}$$

siehe Tabelle im Anhang.

3 Strömungen durch die Regelarmatur

3.1 Energiegleichung für inkompressible Fluide (Flüssigkeiten)

Aus der Energiegleichung erhält man (Bild 3.1):

$$p_1 + \frac{\rho_1}{2} \cdot w_1^2 = p_2 + \frac{\rho_2}{2} \cdot w_2^2 + \Delta p_v \quad (\text{Gl. 3.1})$$

mit:

$$p_{\text{dyn}} = \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

Den statischen Druckverlust Δp_v berechnet man bei inkompressiblen Medien mit

$$p_{\text{dyn},1} = p_{\text{dyn},2} \quad (\text{Gl. 3.2})$$

zu:

$$\Delta p_v = p_1 - p_2$$

Gemäß Bild 3.2 wird der Druckverlust auf bestimmte Abstände vor und nach dem Ventil festgelegt. Üblicherweise wird der Druckverlust auf den dyn. Druck bezogen und man erhält:

$$\Delta p_v = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (\text{Gl. 3.3})$$

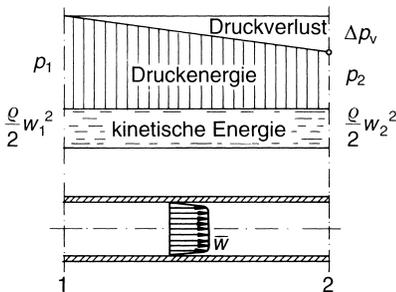


Bild 3.1 Energieanteile in einer reibungsbehafteten Rohrleitungsströmung

Den Volumenstrom errechnet man daraus mit:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_v}{\zeta \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\rho}} \quad (\text{Gl. 3.4})$$

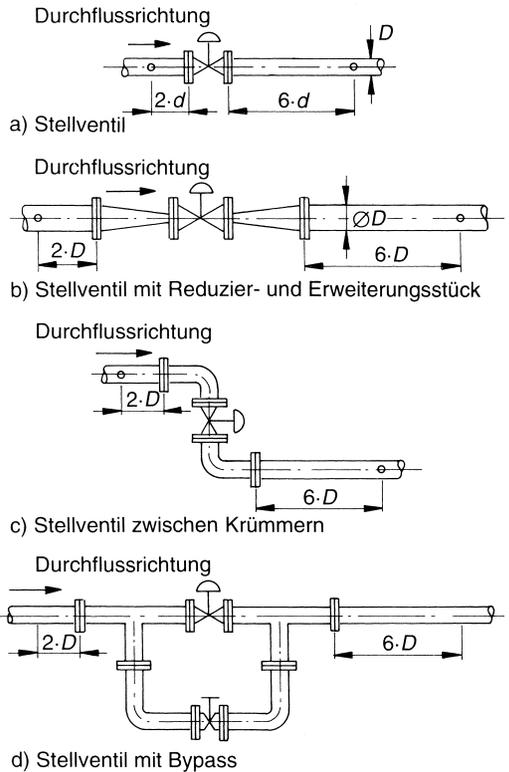


Bild 3.2a Bezugsabstände für den Druckverlust

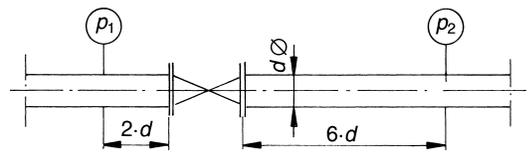


Bild 3.2b Lage der Druckentnahmestellen am Beispiel typischer Prüfstücke (n. DIN IEC 534 T. 2-3)

zu: $Q = w \cdot A$

$$Q = A \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\rho}} \quad (\text{Gl. 3.5})$$

Den ζ -Wert kann man aus dem gemessenen Durchflusskoeffizienten berechnen.

Den Ausdruck: $A \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}}$

bezeichnet man als Durchflusskoeffizient A_v (Leitwert eines Stellventils):

$$A_v = A \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \quad \text{mit: } A \text{ in (m}^2\text{)}$$

Der Wert von A_v kann durch Wasserversuche aus folgender Gleichung errechnet werden:

$$A_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

Diese Gleichung ist gültig, wenn der Durchfluss turbulent ist und keine Kavitation oder ein Verdampfen auftritt. In den USA ist es üblich, den C_v -Wert zu verwenden, in Deutschland ist jedoch der K_v -Wert als Durchflusskoeffizient gebräuchlich.

Der K_v -Wert ist spezifischer Durchfluss eines Ventils bei festgelegtem Hub und Einheitsbedingungen wie:

$$\Delta p_v = \Delta p_0 \quad \text{und} \quad \rho = \rho_0$$

Damit:

$$K_v = A \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\rho_0}} \quad \text{in [m}^3\text{/h]} \quad (\text{Gl. 3.6})$$

Den ζ -Wert erhält man daraus:

$$\zeta = \frac{2}{\left(\frac{K_v}{A}\right)^2} \cdot \frac{\Delta p_0}{\rho_0} \quad (\text{Gl. 3.7})$$

Bei angenommenem konstanten ζ -Wert erhält man den Durchfluss nach Gl. 3.5:

$$Q = K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p / \Delta p_0}{\rho / \rho_0}} \quad [\text{m}^3\text{/h}] \quad (\text{Gl. 3.8})$$

Für die Umrechnung in die üblichen Angaben C_v und K_v gilt dann Folgendes:

$$C_v = \frac{A_v \cdot 10^6}{28}$$

Dabei ist C_v die Wasserdurchflussmenge in US gallons/min bei einem Differenzdruck von 1 pound per square inch (psi) und einer Wassertemperatur von 60 °F.

$$K_v = \frac{A_v \cdot 10^6}{24}$$

Dabei ist:

K_v die Wasserdurchflussmenge in m³/h bei einem Differenzdruck von 1 bar und einer Wassertemperatur zwischen 5 und 40 °C.

3.2 Energiegleichung für Gase

Druckenergie:

$$E_p = p \cdot V = \frac{M}{\rho} \cdot p \quad (\text{Gl. 3.9})$$

Kinetische Energie:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{w^2}{2} \quad (\text{Gl. 3.10})$$

Innere Energie:

$$E_g = M \cdot u = M \cdot c_v \cdot T \quad (\text{Gl. 3.11})$$

Bezieht man die Energie auf die Masse $M = 1$ kg, erhält man

$$\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{w_1^2}{2} + c_{v,1} \cdot T_1 = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{w_2^2}{2} + c_{v,2} \cdot T_2 \quad (\text{Gl. 3.12})$$

Aus dem allgemeinen Gasgesetz:

$$\frac{p}{\rho} = R_i \cdot T \quad (\text{Gl. 3.13})$$

mit:

$$R_i = c_p - c_v \quad (\text{Gl. 3.14})$$

wird:

$$\frac{p}{\rho} = (c_p - c_v) \cdot T \quad (\text{Gl. 3.15})$$

Setzt man diesen Ausdruck in die Energiegleichung ein, folgt mit:

$$c_p \cdot T = h \quad (\text{spezifische Enthalpie}) \quad (\text{Gl. 3.16})$$

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (\text{Gl. 3.17})$$

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2) + w_1^2} \quad (\text{Gl. 3.18})$$

mit:

$$\Delta h_{1,2} = h_1 - h_2$$

und:

$$w_1 \ll w_2$$

wird:

$$w = w_2 = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{1,2}} \quad (\text{Gl. 3.19})$$

Bei idealen Gasen kann die isentrope Enthalpiedifferenz $\Delta h_{1,2}$ berechnet werden.

$$\Delta h_{1,2} = c_p \cdot \Delta T_{1,2} \quad (\text{Gl. 3.20})$$

Für isentrope Expansion gilt nach den Gasgesetzen:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (\text{Gl. 3.21})$$

mit:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

Damit wird:

$$\Delta h_{1,2} = c_p \cdot T_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \quad (\text{Gl. 3.22})$$

Eingesetzt in die Geschwindigkeitsgleichung:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (\text{Gl. 3.23})$$

mit den Gasgesetzen umgeformt:

$$c_p = R_i \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \quad \text{und} \quad R_i = \frac{p_1}{T_1 \cdot \rho_1}$$

erhält man auch:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (\text{Gl. 3.24})$$

Der theoretische Massenstrom wird damit zu:

$$\dot{M}_{\text{th}} = \rho_2 \cdot w \cdot A$$

mit:

$$\rho_2 = \rho_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (\text{Gl. 3.25})$$

eingesetzt und umgeformt:

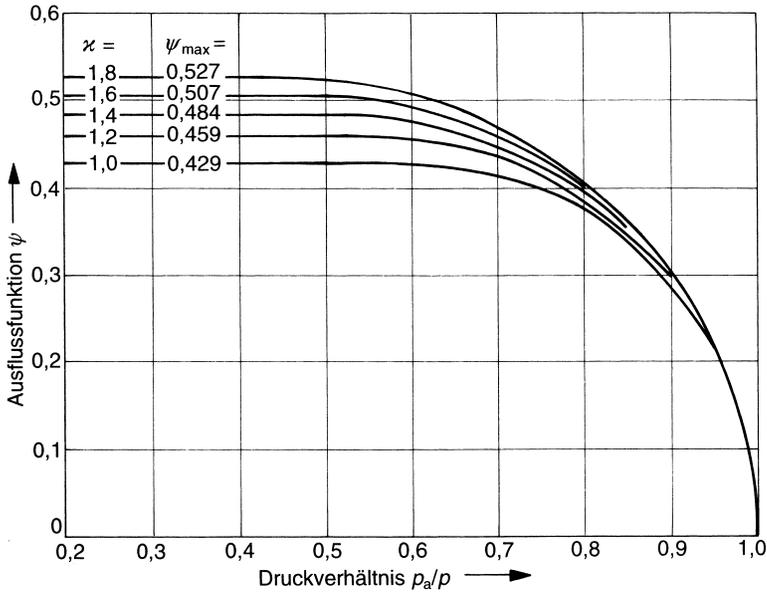
$$\dot{M}_{\text{th}} = A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_1 \cdot p_1} \quad (\text{Gl. 3.26})$$

$$\cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}$$

Den 2. Wurzelausdruck bezeichnet man als Ausflussfunktion ψ (s. Bild 3.3)

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}$$

Der wirkliche Massenstrom wird durch Strahleinschnürung und Reibung reduziert und



überkritisches Druckverhältnis	unterkritisches Druckverhältnis
$\frac{p_a}{p} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$	$\frac{p_a}{p} > \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$
$\psi \hat{=} \psi_{\max} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{1/(\kappa - 1)}$	$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_a}{p}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_a}{p}\right)^{(\kappa + 1)/\kappa}}$

Ausflussfunktion ψ

Bild 3.3 Ausflussfunktion ψ bei Gasen

man erhält:

$$\dot{M} = A \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \rho_1 \cdot p_1 \quad (\text{Gl. 3.27})$$

Bis zu einem Druckverhältnis

$$\frac{p_2}{p_1} \geq 0,5 \dots 0,6$$

steigt der Wert der Ausflussfunktion ψ an auf den Wert von $\psi = 0,45 \dots 0,50$.

Bei weiterer Druckabsenkung bleibt $\psi = \text{konst.}$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\text{krit}} \approx 0,5$$

bezeichnet man als kritisches Druckverhältnis und unterteilt die Strömung in unter- und überkritisch (Bild 3.4). Das kritische Druckverhältnis berechnet man aus:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\text{krit}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (\text{Gl. 3.28})$$

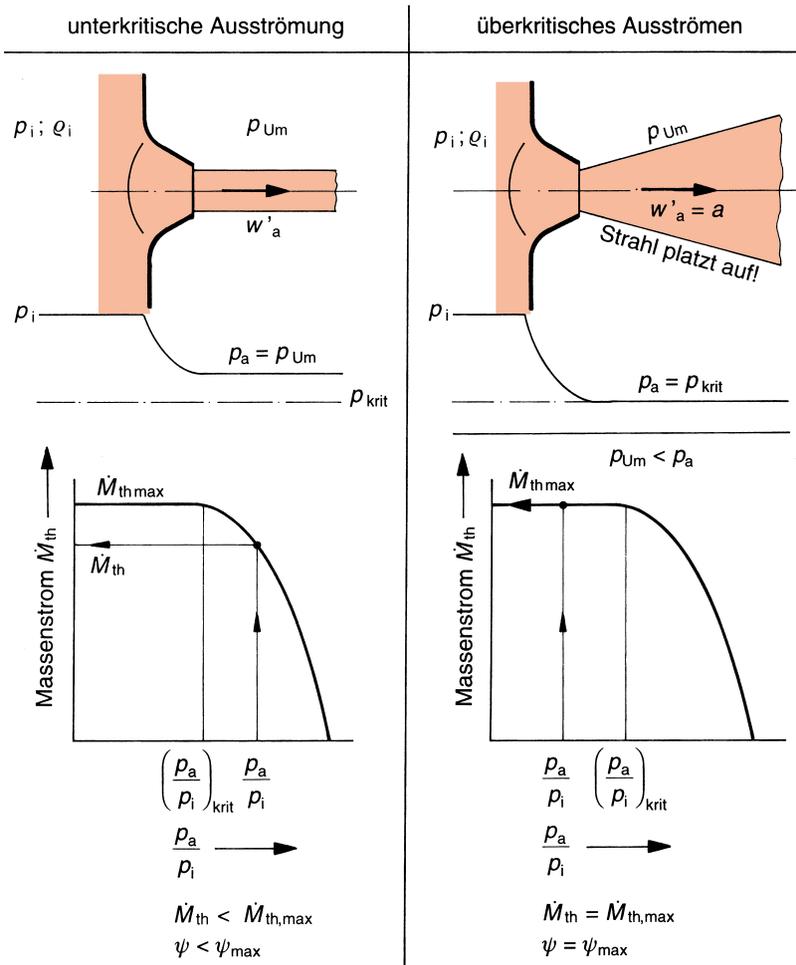


Bild 3.4 Unterschied zwischen unterkritischem und überkritischem Ausströmen aus Düsen

In Tabelle 3.1 sind für einige Gase und Dämpfe die Werte angegeben.

Setzt man dieses Druckverhältnis in die Geschwindigkeitsgleichung ein, so erhält man mit den Gasgesetzen und durch Umformen die max. Geschwindigkeit, die identisch ist mit der Schallgeschwindigkeit c (s.a. Gl. 2.9).

Man bezeichnet diese Geschwindigkeit auch als Lavalgeschwindigkeit:

$$w_{\max} = w_{\text{krit}} = c = \sqrt{\kappa \cdot R_i \cdot T_a} \quad (\text{Gl. 3.29})$$

Soll die Geschwindigkeit des Gases noch höher gesteigert werden, muss sich der Querschnitt der Düse von der engsten Stelle an wieder erweitern (Lavaldüse, s. Bild 3.5).

Die Strömungsverhältnisse im Kugelhahn und in Drosselklappen entsprechen annähernd den Zuständen einer Lavaldüse.

In Stellventilen und Schiebern können die Strömungsverhältnisse mit der Blendenströmung verglichen werden.

3.2.1 Strömungsverhältnisse bei unterschiedlichem Gegendruck und bei Schallgeschwindigkeit

Entspricht der Austritt p_a nicht dem der Berechnung der Lavaldüse zugrunde liegenden Druck, so tritt eine gestörte Strömung in der Lavaldüse auf.

Drei typische Fälle von gestörten Strömungen sind möglich:

1. Der Austrittsdruck p_a liegt über dem kritischen Druck p_{krit} . Die Lavaldüse verhält sich wie ein Venturirohr. Im konvergierenden Teil der Düse wird die Strömung beschleunigt, im erweiterten Teil verzögert. Alle Geschwindigkeiten liegen unterhalb der Schallgeschwindigkeit.

2. Der Betriebsaustrittsdruck p'_a liegt unter dem kritischen Druck p_{krit} aber über dem der Düsenauslegung zugrunde liegenden Rechnungsausstritt p_a . An der engsten Düsenstelle tritt Schallgeschwindigkeit auf. Im erweiterten Düsenteil und im austretenden Strahl treten gerade und schiefe Verdichtungsstöße auf. Unter Umständen löst sich die Strömung ab.

3. Der Betriebsaustrittsdruck p'_a liegt unter dem kritischen Druck p_{krit} und unter dem der Düsenauslegung entsprechenden Rechnungsausstrittsdruck p_a . Nach dem Austritt des Strahles aus der Düse treten im Strahl schräge Verdichtungsstöße auf, die ihn zunächst stärker erweitern, als der Fortsetzung der Düsenkontur entsprechen würde.

Im weiteren Verlauf des Strahles folgen Verdichtungsstöße und Verdünnungswellen aufeinander.

In Bild 3.6 sind die verschiedenen Strömungszustände, die in einer Lavaldüse auftreten können, gegenübergestellt.

Die bei falschem Gegendruck im erweiterten Düsenteil oder im freien Gas- oder Dampfstrahl auftretenden Verdichtungsstöße und Verdünnungswellen führen oft zu Schwingungen im Strahl.

Tabelle 3.1 Kritische Werte einiger Gase und Dämpfe

Medium	$(p_a/p_i)_{\text{krit}}$	ψ_{\max}	$W'_a \max$
Luft, zweiatomige Gase	0,528	0,484	$1,08 \cdot \sqrt{p_i/\rho_i}^*$
Heißdampf, dreiatomige Gase	0,546	0,473	$1,06 \cdot \sqrt{p_i/\rho_i}$
Sattdampf	0,577	0,45	$1,03 \cdot \sqrt{p_i/\rho_i}$

* $\sqrt{p_i/\rho_i} = \sqrt{R_i \cdot T_i}$