

Vogel Fachbuch

Kamprath-Reihe

Walter Wagner

Regel- und Sicherheits- armaturen

Walter Wagner

Regel- und Sicherheitsarmaturen

Kamprath-Reihe

Dipl.-Ing. Walter Wagner

Regel- und Sicherheitsarmaturen

1. Auflage dieser Ausgabe

Vogel Buchverlag

Dipl.-Ing. WALTER WAGNER

Jahrgang 1941, absolvierte nach einer Lehre als Technischer Zeichner ein Maschinenbaustudium und war 1964 bis 1968 Anlagenplaner im Atomreaktorbau; nach einer Ausbildung zum Schweiß-Fachingenieur war er ab 1968 Technischer Leiter im Apparatebau, Kesselbau und in der Wärmetechnik. 1974 bis 1997 bekam Walter Wagner einen Lehrauftrag an der Fachhochschule Heilbronn, von 1982 bis 1984 zusätzlich an der Fachhochschule Mannheim und von 1987 bis 1989 an der Berufsakademie Mosbach. Im Zeitraum 1988 bis 1995 war er Geschäftsführer der Hoch-Temperatur-Technik Vertriebsbüro Süd GmbH. Seit 1992 ist er Leiter der Beratung und Seminare für Anlagentechnik: WTS Wagner-Technik-Service. Walter Wagner ist außerdem Obmann verschiedener DIN-Normen und öffentlich bestellter und vereidigter Sachverständiger für Wärmeträgertechnik, Thermischer Apparatebau und Rohrleitungstechnik.

Dip.-Ing. WALTER WAGNER ist Autor folgender Fachbücher der Kamprath-Reihe:
Festigkeitsberechnungen im Apparate- und Rohrleitungsbau
Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen
Lufttechnische Anlagen
Planung im Anlagenbau
Regel- und Sicherheitsarmaturen
Rohrleitungstechnik
Strömung und Druckverlust
Wärmeaustauscher
Wärmeträgertechnik
Wärmeübertragung
Wasser und Wasserdampf im Anlagenbau
DIETZEL/WAGNER: Technische Wärmelehre
HEMMING/WAGNER: Verfahrenstechnik

Zur Themenreihe gehören ebenfalls aus dem Vogel Buchverlag:

H. J. BULLACK: (CD-ROM)
Berechnung von Druckbehälter-Bauteilen
Berechnung von Sicherheitseinrichtungen
Berechnung metallischer Rohrleitungsbauteile 1
Berechnung metallischer Rohrleitungsbauteile 2

Weitere Informationen:
www.vogel-buchverlag.de

ISBN 978-3-8343-3102-1

1. Auflage dieser Ausgabe. 2008

Die erste Auflage erschien in zwei separaten Bänden «Regelarmaturen» und «Sicherheitsarmaturen» ebenfalls in der Kamprath-Reihe

Alle Rechte, auch der Übersetzung, vorbehalten.

Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder einem anderen Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden. Hiervon sind die in §§ 53, 54 UrhG ausdrücklich genannten Ausnahmefälle nicht berührt.

Printed in Germany

Copyright 1996 by Vogel Industrie Medien
GmbH & Co. KG, Würzburg

Vorwort

Regelarmaturen werden in allen Industriebereichen eingesetzt, in denen Stoffströme verändert werden müssen. Dies bedeutet, dass in der Versorgungs-, Umwelt-, Heizungs-, Lüftungs-, Kälte- und Energietechnik, im Anlagen- und Kraftwerksbau sowie in der chemischen Industrie in fast allen Rohrleitungssystemen Regelarmaturen zum Einsatz kommen. Sie sind bei tiefen und hohen Temperaturen einsetzbar, im Nieder- und Hochdruckbereich und bei allen fließfähigen Stoffen.

In Flüssigkeiten ist insbesondere die Kavitation, in Gasen und Dämpfen die Schallgeschwindigkeit zu beachten und bei der Auslegung zu berücksichtigen, um die einwandfreie Funktionsfähigkeit zu gewährleisten. Als wesentliche Berechnungsgrundlage gilt die DIN IEC 534 sowie für Geräuschberechnungen die VDMA 24422.

Eine rein theoretische Beschreibung der Technologie ist für praktizierende Fachleute wenig hilfreich. Es war daher sinnvoll, praktische Erfahrungen von Herstellerfirmen zu berücksichtigen. Deshalb wurden aus Firmenschriften entsprechende Angaben übernommen und Beispiele praxisnah entwickelt. WTS-Seminar-Vorträge für Praktiker von Fachleuten auf dem Gebiet der Regelarmaturen fanden ebenso Berücksichtigung. Insbesondere will ich hier Herrn Dipl.-Ing. H. Siemers (Fa. Foxboro-Eckhardt), Herrn U. Fock (Fa. ARI), Herrn Dipl.-Ing. U. Vogel (Fa. SAMSON), Herrn Dipl.-Ing. W. Scholzen (Fa. Regeltechnik) für ihre exzellenten Ausführungen danken.

Obwohl **Sicherheitsarmaturen** für eine Anlage von entscheidender Wichtigkeit sind, werden diese bei der Auslegung und Anlagenplanung oftmals «nebenbei behandelt».

Für die Bemessung des Öffnungsquerschnittes gelten als wesentliche Grundlage die AD-Merkblätter A1 und A2. Jedoch auch die Druckverluste in der Ausblaseleitung sowie die Geräuschentwicklung und die Reaktionskräfte beim Abblasen sind zu beachten.

Eine rein theoretische Beschreibung der Technologie ist für praktizierende Fachleute ebenfalls wenig hilfreich. Es war daher sinnvoll, praktische Erfahrungen von Herstellerfirmen zu berücksichtigen, und deshalb wurden viele Teile aus Firmenschriften übernommen und praktische Beispiele gewählt. WTS-Seminar-Vorträge für Praktiker von Fachleuten auf dem Gebiet der Sicherheitsarmaturen fanden ebenso Berücksichtigung.

Insbesondere will ich hier Herrn Dr.-Ing. B. Föllmer (Fa. Bopp & Reuther), Herrn Dipl.-Ing. I. Stremme (Fa. Leser), Herrn Dipl.-Ing. M. Rogge (Fa. ELFAB), und Herrn Dipl.-Btrw. R. Diedrichs (Fa. STRIKO) danken.

Das Buch wendet sich an Studenten von Universitäten und Fachhochschulen der Fachrichtungen Maschinenbau, Verfahrenstechnik, Versorgungstechnik, Kraftwerkstechnik, Umwelttechnik und Heizungstechnik. Ebenso wertvoll ist es für Projektierungs-, Konstruktions- und Betriebsingenieure sowie allen Technikern, die in ihrer Berufspraxis mit der Auswahl von Regelarmaturen bei der Anlagenplanung bzw. Konstruktion und mit deren Betreuung im betrieblichen Einsatz zu tun haben.

Resonanz aus Leserkreisen ist mir stets willkommen (E-Mail: wagner@wts-online.de). Dem Vogel Buchverlag danke ich für die gewohnt hervorragende Zusammenarbeit.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	5
---------------	---

A Regelarmaturen

1	Einleitung	13
1.1	Regelkreis	13
1.2	Reglerausführungen	19
1.3	Sinnbildliche Darstellung von Regelarmaturen	20
2	Stoffeigenschaften	23
2.1	Dichte	23
2.2	Schallgeschwindigkeit	23
3	Strömungen durch die Regelarmatur	25
3.1	Energiegleichung für inkompressible Fluide (Flüssigkeiten)	25
3.2	Energiegleichung für Gase	26
3.2.1	Strömungsverhältnisse bei unterschiedlichem Gegendruck und bei Schallgeschwindigkeit	30
4	Durchflusskapazität einer Regelarmatur	33
4.1	Flüssigkeiten	33
4.2	Gase und Dämpfe	33
4.3	Definition des K_v -Wertes	35
4.4	Berechnung des K_v -Wertes unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen	36
4.5	Umrechnung des K_v -Wertes in einen Widerstandsbeiwert ζ	37
4.6	Empfohlene Strömungsgeschwindigkeiten in Rohrleitungen	43
5	Beachtungsmerkmale der K_v-Wert-Berechnung	47
5.1	Flüssigkeiten	47
5.1.1	Durchfluss ohne Durchflussbegrenzung	47
5.1.2	Durchfluss mit Durchflussbegrenzung, aber ohne Fittings	47
5.1.3	Durchfluss mit Durchflussbegrenzung und mit Fittings	48
5.1.4	Ermittlung der Korrekturfaktoren bei Flüssigkeiten	49
5.1.4.1	Rohrleitungsgeometriefaktor F_p	49
5.1.4.2	Reynoldszahlfaktor F_R	50
5.1.4.3	Faktoren für den Druckrückgewinn (F_L und F_{LP})	50
5.1.4.4	Faktor F_F für das kritische Druckverhältnis bei der Verdampfung von Flüssigkeiten	51
5.2	Gase und Dämpfe	52
5.2.1	Bemessungsgleichungen	52
5.2.2	Ermittlung der Korrekturfaktoren bei Gasen und Dämpfen	52
5.2.2.1	Rohrleitungsgeometriefaktor F_p	52
5.2.2.2	Expansionsfaktor Y	52
5.2.2.3	Differenzdruckverhältnis x_T	53
5.2.2.4	Normierungsfaktor F_{χ} für χ	54
5.2.2.5	Realgasfaktor Z	55
5.3	2-Phasen-Strömung	55
5.4	Zusammenfassende Darstellung	55

6	Schallpegelberechnung	65
6.1	Geräuschursachen	65
6.2	Innere Schallpegelberechnung bei Flüssigkeiten	65
6.2.1	Kavitationsfreie Strömung ($x_F < Z_y$)	66
6.2.2	Strömung mit Kavitation ($x_F \geq Z_y$)	66
6.2.3	Spektrum des inneren Schallleistungspegels	66
6.3	Innere Schallpegelberechnung bei Gasen und Dämpfen	66
6.3.1	Kritisches Differenzdruckverhältnis x_{cr}	67
6.3.2	Umwandlungsgrad η_G	67
6.4	Luftschallemmission	68
6.4.1	Äußerer Schallleistungspegel (unbewertet)	68
6.4.2	Äußerer A-bewerteter Schallleistungspegel	69
6.4.3	Äußerer A-bewerteter Schalldruckpegel	69
6.5	Geräuschdämpfung	69
6.5.1	Maßnahmen zur Geräuschminderung an der Anlage	76
7	Kennlinien	82
7.1	Durchflusskennlinie	82
7.2	Kennlinienformen	86
7.3	Zuschlagsfaktoren	91
7.4	Kennlinienform bei Stellklappen	92
7.5	Verbraucherkenlinien	93
7.5.1	Regelventil und Wärmeaustauscher	93
7.5.2	Wärmestromkennlinie mit Umschlag der Strömung «laminar/turbulent»	95
7.6	Merkmale für die Kennlinienfestlegung	96
7.6.1	Kennlinienauswahl	96
7.6.2	Stellverhältnis	96
7.6.3	Schallverhalten	97
7.7	Leckdurchfluss	100
8	Druckstoßberechnung	101
8.1	Allgemeines	101
8.2	Plötzliche Geschwindigkeitsänderungen	101
8.3	Lineare Geschwindigkeitsabnahme	103
9	Bauarten	115
9.1	Hubventile	116
9.2	Drehkegel- und Gleitschieberventile	129
9.3	Stellklappen	132
9.4	Stellkraftberechnung	137
9.4.1	Stellkräfte am Ventil	137
9.4.2	Stellmomente an Stellklappen	140
9.5	Antriebe	141
9.5.1	Elektrischer Stellantrieb	141
9.5.2	Pneumatischer Stellantrieb	143
9.6	Einbau von Regelventilen	145
9.7	Auswahlkriterien für Stellgeräte	146
10	Abnahmeprüfungen und Normen für Armaturen	153
10.1	Qualitätssicherung	153

B Sicherheitsarmaturen

11	Einleitung	161
12	Ermittlung des abzuleitenden Massenstroms	165
12.1	Berechnungsbeispiele	165
12.2	Gleichungen für die Überströmung	168
13	Sicherheitsventile	169
13.1	Bauarten	169
13.1.1	Aufbau und Funktion eines Sicherheitsventils	169
13.1.2	Ausführungsarten und Funktionsunterschiede	172
13.2	Durchfluss am Ventilsitz	174
13.2.1	Flüssigkeiten	174
13.2.2	Besondere Flüssigkeiten	177
13.2.2.1	Siedende Flüssigkeiten	177
13.2.2.2	Zähe Flüssigkeiten	177
13.2.3	Gase	178
13.2.4	Ausflussziffer	182
13.2.4.1	Definition von α - und α_w -Wert	182
13.2.4.2	Hubbegrenzung	185
13.2.4.3	Berechnungsbeispiele	185
13.3	Ventilzuleitung	190
13.3.1	Zuleitung von Flüssigkeiten	192
13.3.2	Zuleitung von Gasen und Dämpfen	192
13.3.2.1	Berechnungsbeispiel	195
13.4	Ausblaseleitung	196
13.4.1	Ausblaseleitung für Flüssigkeiten	197
13.4.2	Ausblaseleitung für Gase und Dämpfe	198
13.4.2.1	Berechnungsbeispiel	201
13.5	Druckstoß in der Zuleitung	201
13.5.1	Druckstoßvorgänge in langen Zuleitungen	202
13.5.2	Berechnungsbeispiel	204
13.6	Reaktionskraft beim Ausströmen	205
13.6.1	Stationäre Kräfte	205
13.6.2	Instationäre Kräfte	208
13.6.3	Biegemomente bei Sicherheitsventilen	209
13.6.3.1	Berechnungsbeispiele	209
13.7	Lärmbelastung	210
13.7.1	Geräuschursachen	210
13.7.2	Schallpegel	211
13.7.3	Schallausbreitung	211
13.7.4	Berechnung	211
13.7.4.1	Vereinfachte Berechnung nach VDI 2713	211
13.7.4.2	Berechnung nach VDMA 24422	212
13.7.5	Schalldämpferauslegung	213
13.7.5.1	Berechnung nach VDI 2173	213
13.7.5.2	Berechnung nach VDMA 24422	214
13.8	Seismische Belastungen	215
13.9	Zündfähige Höhe des Ausblasefreistrahls	216
13.10	Konstruktion und Anwendung	217
13.10.1	Gewichtsbelastete Sicherheitsventile	217
13.10.2	Federbelastete Sicherheitsventile	217
13.10.3	Gesteuerte Sicherheitsventile	221
13.10.4	Überströmventile	222
13.10.5	Dichtheit	224

13.10.6	Datenblatt für Sicherheitsventile	225
13.10.7	Anwendungen	226
13.11	Installation	226
14	Sicherheitsstandrohre	233
15	Emissionsvermeidung von gefährlichen Stoffen über Druckentlastungseinrichtungen	235
16	Berstsicherungen	237
16.1	Berstscheibenarten	237
16.1.1	Zugbelastete konkav gewölbte Berstscheiben	237
16.1.2	Druckbelastete konvex gewölbte Berstscheiben	240
16.1.3	Flache Berstscheiben	242
16.2	Berechnung des Abblasequerschnitts bei Flüssigkeiten	243
16.3	Berechnung des Abblasequerschnitts bei Gasen und Dämpfen	244
16.4	Kombination von Berstscheibe und Sicherheitsventil	244
16.4.1	Berechnungsbeispiele	246
17	Explosionssicherungen	249
17.1	Druckentlastung bei Staubexplosionen	249
17.1.1	Vorbeugender Explosionsschutz	249
17.1.2	Explosionsdruckentlastung	249
17.1.3	Berstscheibe als Druckentlastung	250
17.1.4	Richtlinie für die Auslegung	250
17.1.5	Bemessung der Druckentlastungsöffnung bei Explosionen	251
17.2	Flammendurchschlagsicherungen	251
17.3	Bandsicherung	253
18	Ableitsysteme	255
18.1	Geschlossene Auffangsysteme	255
18.2	Flüssigkeitsabscheidung	256
18.3	Wäscher	258
18.4	Verbrennung	258
Anhang		261
	Stoffdaten	263
	Bedeutung der wichtigsten Formelzeichen	277
Literaturverzeichnis		283
Stichwortverzeichnis		285

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.

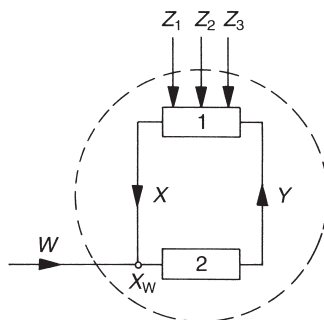
1.1 Regelkreis

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

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

ARMATUR				MAGNETVENTIL				ANDERES ZUBEHÖR				SPEZ. FORDERUNGEN														
86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112

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.

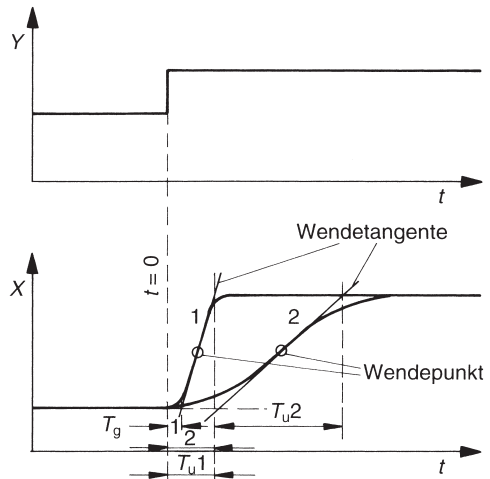
Für einen Regelkreis und dessen Güte ist wichtig:

- 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 Komponenten des Regelkreises, z.B. Stellzeit des Stellgliedes, Ansprechgeschwindigkeit des Messwertaufnehmers usw.

Die in einem Regelkreis auftretenden Ver- zugszeiten kann man leicht anhand von hin- ereinander geschalteten Speichergliedern deutlich machen, z.B. pneumatische Speicherg- lieder oder elektrische Speicherglieder. Am ersten Speicherglied verändert man die Ein- gangsgroße. Am letzten Speicherglied steht dann die gleiche Ausgangsgroße erst mit ent- sprechendem Zeitverzug an. Die Eingangsgro- ße in die Speicherkette ist vergleichbar mit der Stellgröße Y am Regelventil. Die Ausgangsgro- ße ist vergleichbar mit der Regelgröße 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 dynami- sche Übergangsfunktion (Exponentialfunktion) mit Wendetangente

schen der Eingangsgröße am ersten Speicher und der Ausgangsgroße 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.

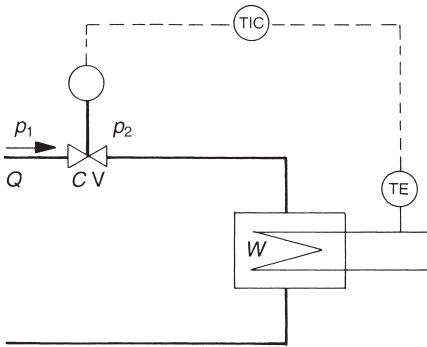
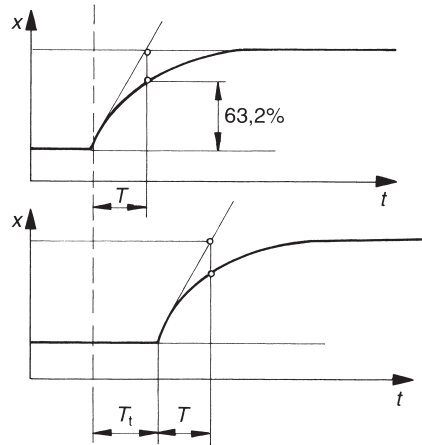
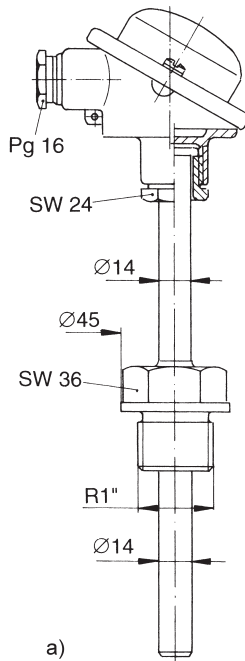
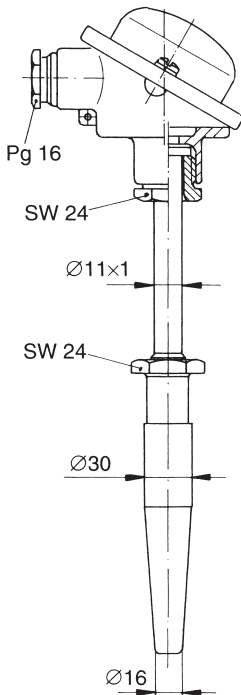


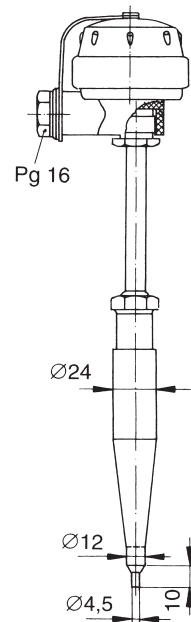
Bild 1.3 Regelkreis mit Temperaturfühler



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



a)



b)

Ansprechzeiten:
(Mittelwerte)

in Wasser 0,2 m/s:
in Luft 1 m/s:

$t_{0,5} = 40 \text{ s}$ $t_{0,9} = 120 \text{ s}$
 $t_{0,5} = 2,5 \text{ min}$ $t_{0,9} = 7,8 \text{ min}$

$t_{0,5} = 6 \text{ s}$ $t_{0,9} = 20 \text{ s}$
 $t_{0,5} = 80 \text{ s}$ $t_{0,9} = 250 \text{ s}$

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

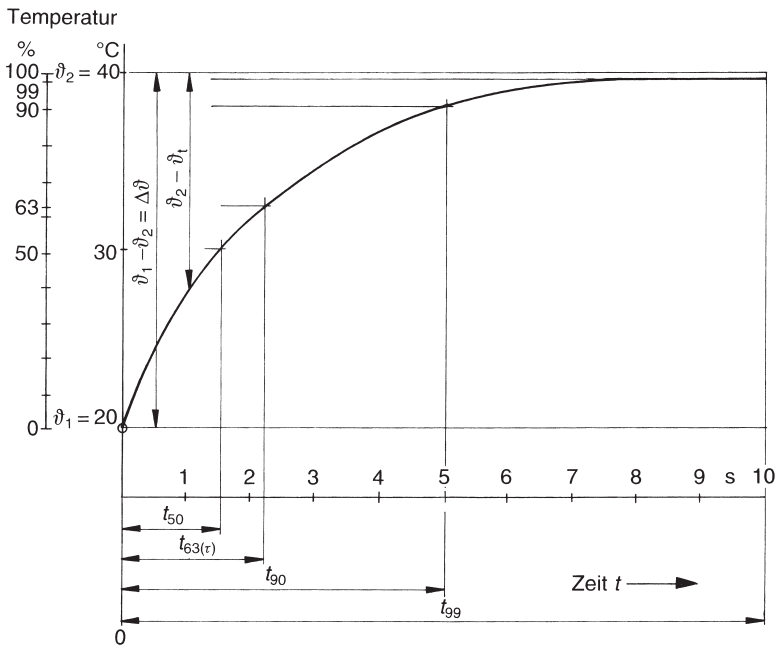


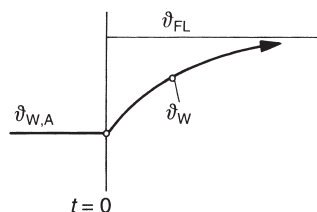
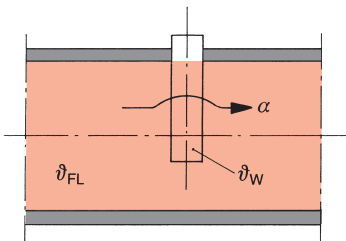
Bild 1.5
Ansprechverhalten von
Temperaturfühlern bei
einem Temperatursprung

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

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

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

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



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

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

bezeichnet man als Zeitkonstante τ .

Damit wird:

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

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 (Grenzschalter),
- 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.

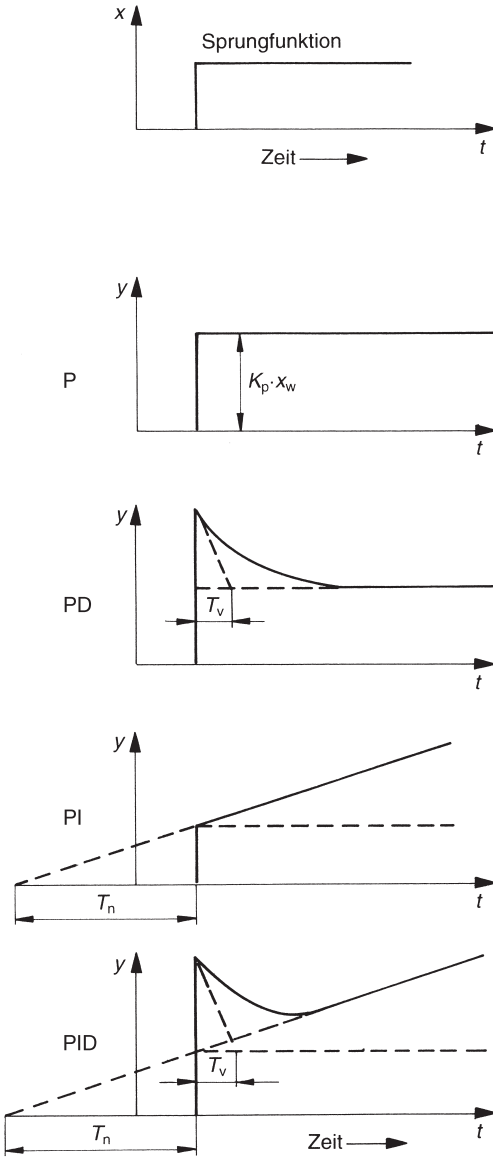


Bild 1.6 Sprungantworten des Reglers bei unterschiedlichem Regelverhalten

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.

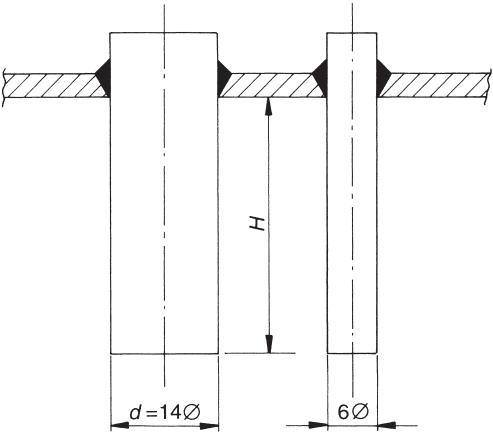


Bild 1.8 Temperaturfühler zum Beispiel 1.1

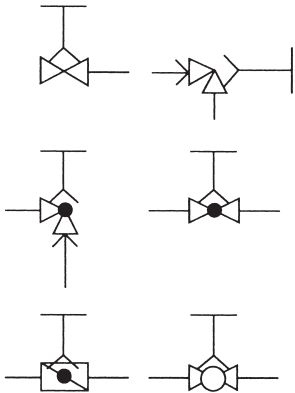
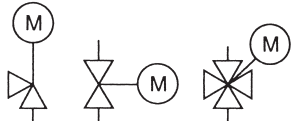
Nr.	Grafische Symbole	
	Form	Benennung, Bemerkung, Anwendungsbeispiel
7.02.01		Armatur mit stetigem Stellverhalten
		Unter «stetig» ist «besonders definiert» zu verstehen. Kombinierbar mit Symbolen für Absperrarmaturen. Das Symbolelement kann bei anderweitig als «Regelventil» erkennbaren Armaturen entfallen. 
7.05.01		Stellantrieb mit rotierendem System allgemein
7.05.02		Stellantrieb mit Elektromotor
		
7.05.03		Stellantrieb mit Hydromotor mit 1 Fließrichtung
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

Bild 1.7 Bildzeichen für Regelarmaturen

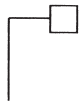
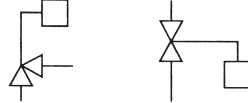
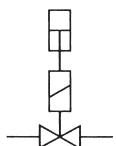
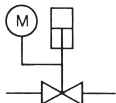
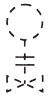
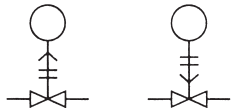
7.05.11		Stellantrieb, handbetätigt, allgemein Handbetätigte Armaturen dürfen auch ohne dieses Symbolelement dargestellt werden, wenn Verwechslungen ausgeschlossen sind.
7.05.12		Stellantrieb mit Feder
7.05.13		Stellantrieb mit Membrane
7.05.14		Stellantrieb mit Gewicht
		
7.05.15		Stellantrieb mit Schwimmer
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. 		
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
7.05.17		Armatur schließt bei Ausfall der Hilfsenergie Kombinierbar mit den Symbolen Nr. 7.05.01 bis 7.05.10 und 7.05.13
7.05.18		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
7.05.19		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
		

Bild 1.7 (Fortsetzung)

Tabelle 1.2 Ergebnisse zum Beispiel 1.1

Zeiten *t* in s bei:

	τ (s)		$(\vartheta_W - \vartheta_{FI}) / (\vartheta_{W,A} - \vartheta_{FI}) = 0,1 \triangleq 90\%$	
	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 $\Delta T = 0$:

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

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

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 der 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):

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

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:

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

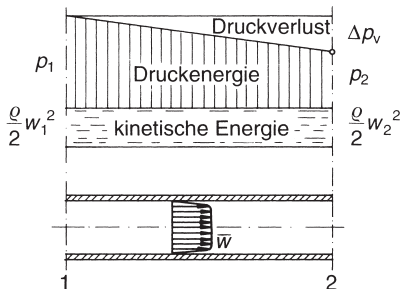


Bild 3.1 Energieanteile in einer reibungsbehafteten Rohrleitungsströmung

Den Volumenstrom errechnet man daraus mit:

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

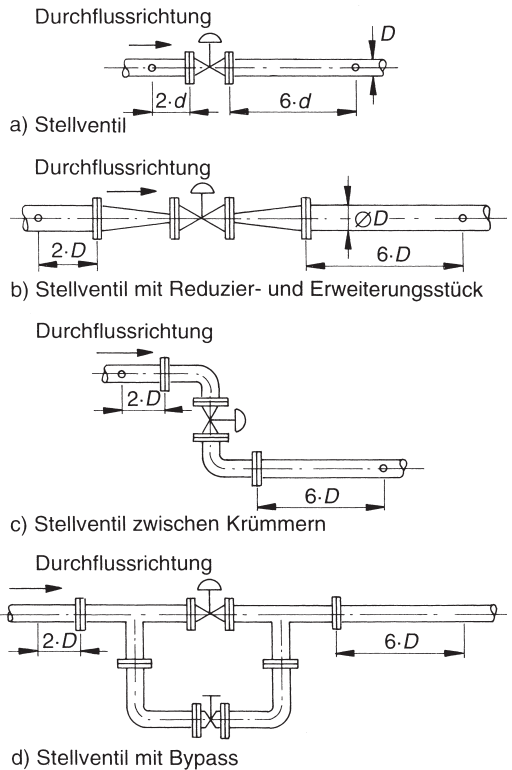


Bild 3.2a Bezugsabstände für den Druckverlust

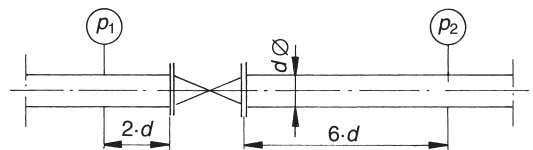


Bild 3.2b Lage der Druckentnahmestellen am Beispiel typischer Prüfstücke (n. DIN IEC 534 T. 2-3)

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:

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

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 $M = 1 \text{ kg}$, 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:

$$w_1 = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (\text{Gl. 3.23})$$

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:

$$w_1 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (\text{Gl. 3.24})$$

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:

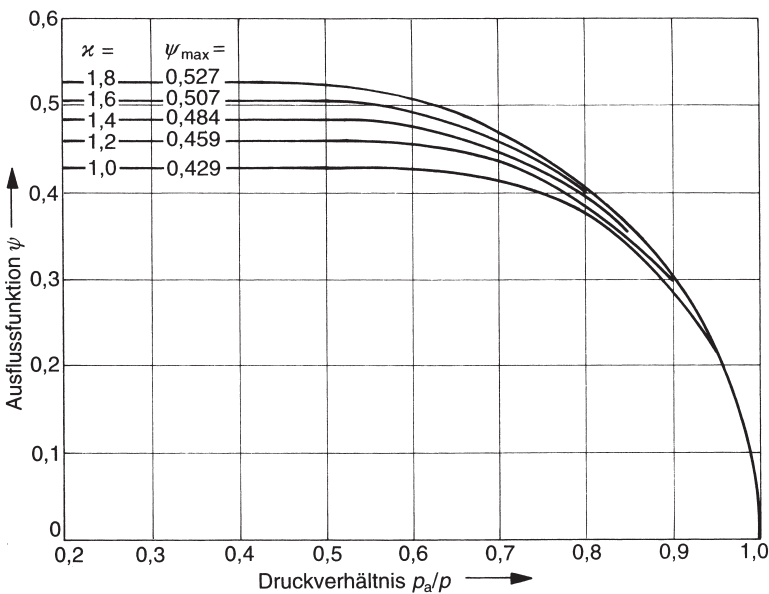
$$\dot{M}_{\text{th}} = A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_1 \cdot p_1} \quad (\text{Gl. 3.26})$$

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

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:

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

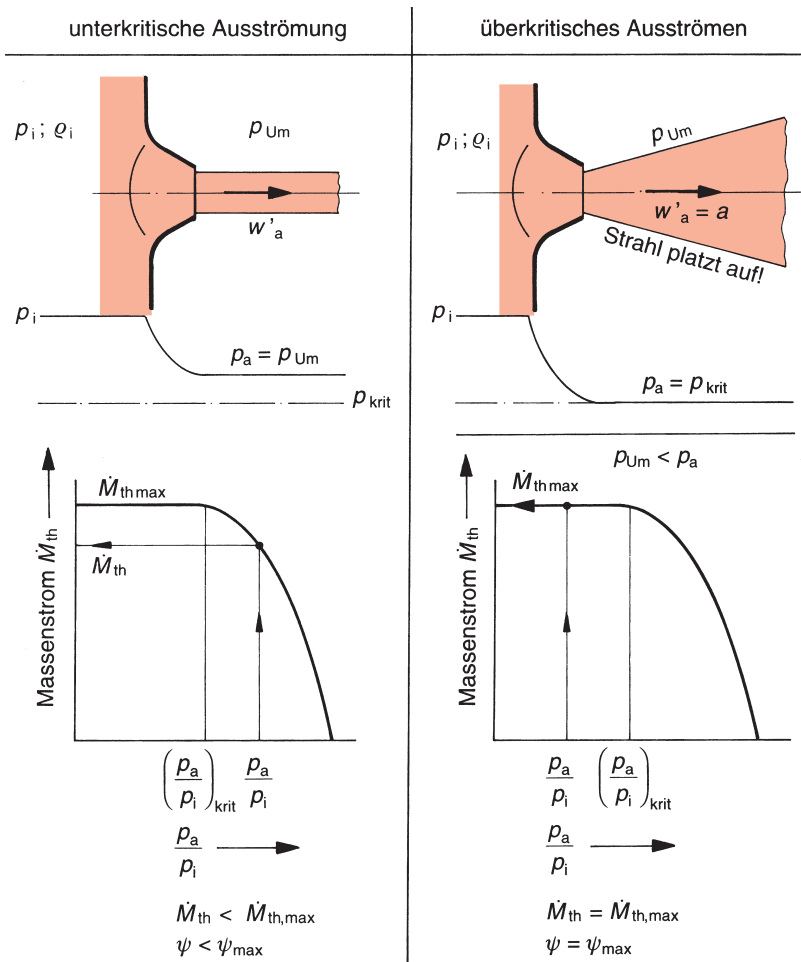


Bild 3.4 Unterschied zwischen unterkritischem und überkritischem Ausströmen aus Düsen