

Experimentelle und analytische Bestimmung
des Betriebsverhaltens von direktwirkenden
und vorgesteuerten 2-Wege-Stromregelventilen

Von der Fakultät für Maschinenwesen der
Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigte Dissertation

vorgelegt von
Diplom-Ingenieur Reinhard Martin Trudzinski
aus Dortmund

Referent: Prof. Dr.-Ing. W. Backé
Koreferent: Prof. Dr.-Ing. K.W. Pleßmann
Tag der mündlichen Prüfung: 30. 6. 1980

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter und Assistent am Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen.

Mein Dank gilt allen, die mir durch anregende Diskussion und Mitarbeit behilflich waren. So spreche ich meinen besonderen Dank aus:

Herrn Professor Dr.-Ing. W. Backé, dem Leiter des Institutes, für zahlreiche Anregungen, die großzügige Förderung und das Interesse an dieser Arbeit

Herrn Professor Dr.-Ing. K. W. Pleßmann für die eingehende und kritische Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Koreferates.

Mein Dank gilt weiterhin allen Studenten und Mitarbeitern des Institutes, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. B. Obertriffter, Herrn cand.-Ing., Ing. (grad.) D. van Nguyen, Herrn stud.-Ing., Ing. (grad.) H. Groenewald.

Aachen, den 28. 9. 1980

Reinhard Martin Trudzinski

Übersicht

1. Einleitung
2. Untersuchung des Verhaltens von 2-Wege-Stromregelventilen mit Stufenkolben
 - 2.1 Vergleich der untersuchten Modelle
 - 2.2 Untersuchung des statischen Verhaltens
 - 2.2.1 Kennwerte zur Beurteilung des statischen Verhaltens
 - 2.2.2 Versuchsaufbau zur Untersuchung des statischen Verhaltens
 - 2.2.3 Das mathematische Modell des statischen Verhaltens
 - 2.2.4 Vergleich Messung - Rechnung des Kennfelds $Q=f(p_0 - p_2, E)$
 - 2.2.5 Variation der Konstruktionsdaten
 - 2.3 Untersuchung des dynamischen Verhaltens
 - 2.3.1 Kennwerte zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Stromregelventilen
 - 2.3.2 Prüfstandaufbau zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens
 - 2.3.3 Anfahrssprung - Lastsprung
 - 2.3.4 Einflussfaktoren auf das dynamische Verhalten von Stromregelventilen
 - 2.3.5 Mathematisches Modell zur Berechnung des dynamischen Verhaltens
 - 2.3.6 Einfluss der konstruktionsspezifischen Größen auf das dynamische Verhalten
 - 2.3.7 Einfluss der betriebsspezifischen Größen auf das dynamische Verhalten
 - 2.3.8 Massnahmen zur Verminderung oder zur Vermeidung des Anfahrssprungs

3. Stromregelventile mit 2-Wege-Einbauventilen als Steuerelemente
 - 3.1 Stand der Technik
 - 3.2 Direktwirkende Stromregelventile
 - 3.3 Betriebsverhalten der Stromregelventile
 - 3.3.1 Mathematisches Modell des statischen Verhaltens
 - 3.3.2 Vergleich Messung - Rechnung
 - 3.3.3 Einfluss der Konstruktionsdaten auf das statische Kennfeld $Q=f(p_0-p_2, E)$
 - 3.3.4 Untersuchung des dynamischen Verhaltens
4. Untersuchung vorgesteuerter Stromregelventile mit 2-Wege-Einbauventilen als Steuerelemente
 - 4.1 Systematik vorgesteuerter Stromregelventile
 - 4.2 Untersuchung des statischen Verhaltens
 - 4.3 Untersuchung des dynamischen Verhaltens
5. Zusammenfassung

Verwendete Bezeichnungen:

Zeichen	Einheit	Bezeichnetes
A	cm ²	Kolbenfläche eines gleichflächigen Kolbens
A _A	cm ²	Kolbenfläche am Anschluß A
A _B	cm ²	Kolbenfläche am Anschluß B
A _X	cm ²	Kolbenfläche am Steueranschluß X
A ₁₁	cm ²	kleine Kolbenfläche eines Stufenkolbens
A ₂₂	cm ²	große Kolbenfläche eines Stufenkolbens
A ₁₂	cm ²	Differenzkolbenfläche A ₂₂ - A ₁₁
A _D (x)	mm ²	wegspezifischer Steuerquerschnitt eines hydraulischen Widerstands
B _C	$\frac{1}{\text{min} \cdot \sqrt{\text{bar}}}$	wegspezifischer Leitwert eines 2-Wege-Einbauventils
B _T	$\frac{1}{\text{min} \cdot \sqrt{\text{bar}}}$	Leitwert der Meßblende
c	$\frac{\text{N}}{\text{mm}}$	Federsteifigkeit
d	mm	Durchmesser der Kolbenfläche A ₁₁
D	mm	Durchmesser der Kolbenfläche A ₂₂
F _D	N	Druckkraft
F _{Reib}	N	Reibkraft

F_{Str}	N	Strömungskraft
F_F	N	wirksame Federkraft
F_o	N	Federkraft für Nullüber- deckung des Steuerelements
f_{str}	$\frac{N}{mm \text{ bar}}$	Strömungskraftkoeffizient
ϵ	$\frac{1}{min \text{ bar}}$	Leitwert eines durch den Index gekennzeichneten lami- naren Widerstands
m	kg	Kolbenmasse
m_c	kg	Masse eines 2-Wege-Einbau- ventils
m_D	kg	Masse des Kolbens der Druckwaage
p_o	bar	Versorgungsdruck p_o
p_1	bar	zu regelnder Druck
p_2	bar	Lastdruck
p_{D11}	bar	Druck im Volumen V_{D11}
p_{D12}	bar	Druck im Volumen V_{D12}
p_{D22}	bar	Druck im Volumen V_{D22}
p_x	bar	Druck im Steuerraum V_x

Q	$\frac{1}{\text{min}}$	durch das Stromregelventil geregelter Volumenstrom
\bar{Q}_{max}	$\frac{1}{\text{min}}$	Spitzenwert des geregelten Volumenstroms
ΔQ	$\frac{1}{\text{min}}$	Abweichung zwischen Vorgabe- und Istwert des Volumenstroms Q
$\Delta \bar{Q}$	$\frac{1}{\text{min}}$	Spitzenwert der Abweichung zwischen Vorgabe- und Istwert des Volumenstroms Q
Q_{DEV}	$\frac{1}{\text{min}}$	Volumenstrom über das Druckbegrenzungsventil
Q_{DW}	$\frac{1}{\text{min}}$	Volumenstrom über die Druckwaage
Q_{L}	$\frac{1}{\text{min}}$	Volumenstrom über die Belastungseinheit
Q_{P}	$\frac{1}{\text{min}}$	Pumpenförderstrom
Q_{MB}	$\frac{1}{\text{min}}$	Volumenstrom über die Meßblende
Δr	mm	Radialspiel zwischen Kolben und Hülse (kleiner Durchmesser des Stufenkolbens)
ΔR	mm	Radialspiel zwischen Kolben und Hülse (großer Durchmesser des Stufenkolbens)
R_1		hydraulischer Widerstand zwischen Volumen V_1 und Volumen V_{D11}

R_2		hydraulischer Widerstand zwischen Volumen V_1 und V_{D12}
R_3		hydraulischer Widerstand zwischen Volumen V_2 und Volumen V_{D22}
t	s,ms	Zeit
V_0	l	Volumen vor dem Stromregelventil
V_1	l	Volumen, in dem der zu regelnde Druck p_1 wirkt
V_2	l	Volumen zwischen Stromregelventil und Belastungseinheit
V_{D11}	l	durch den Widerstand R_1 vom Volumen V_1 abgetrennter Raum
V_{D12}	l	durch den Widerstand R_2 vom Volumen V_1 abgetrennter Raum
V_{D22}	l	durch den Widerstand R_3 vom Volumen V_2 abgetrennter Raum
x	mm	Kolbenweg
\dot{x}	m/s	Kolbengeschwindigkeit
\ddot{x}	m/s ²	Kolbenbeschleunigung
x_{\max}	mm	maximaler Hub
y	mm	Hub des Vorsteuerkolbens
\dot{y}	m/s	Geschwindigkeit des Vorsteuerkolbens
\ddot{y}	m/s ²	Beschleunigung des Vorsteuerkolbens

α_1	-	Durchflußbeiwert eines hydraulischen Widerstands
ϵ	Grad	Strömungswinkel im Steuerquerschnitt
λ	$\frac{\text{l/min}}{\text{bar}}$	druckspezifischer Volumenstromgradient
μ	$\frac{\text{l/min}}{\text{bar}}$	temperaturspezifischer Volumenstromgradient
ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{l}}$	Dichte des Öls

1. Einleitung

Zur feinfühligem, stufenlosen und lastunabhängigen Geschwindigkeits- oder Drehzahlsteuerung haben sich Stromregelventile seit langem bewährt. Als Vorteile gegenüber Pumpenregelungen oder Servosteuerungen sind der robuste, einfache Aufbau und der damit verbundene Preisvorteil dieser Drosselsteuerung anzuführen. Die wirtschaftliche Bedeutung des Stromregelventils veranschaulichen Schätzungen aus dem Jahre 1974, die für dieses Bauelement in Deutschland einen jährlichen Umsatz von 10 bis 20 Mill. DM veranschlagen /24/.

Das erste bekannte Stromregelventil (für Wasserhydraulik) stammt von dem Engländer H.C. Fleeming Jenkin (1833 - 1885). Es arbeitet - wie Bild 1/1 zeigt - nach dem bis heute üblichen Prinzip, die Druckdifferenz an einer Meßblende durch einen zweiten, variablen Widerstand konstant zu halten. Das Jenkinsche Ventil ist aus den Elementen 'Stellglied D', 'Meßblende O' und dem 'Fühlerkolben P' aufgebaut. Der Volumenstrom fließt über das Stellglied D zur Meßblende O, deren Querschnitt zur stufenlosen VolumenstromEinstellung über ein Handrad verändert werden kann. Die Druckdifferenz an der Meßblende O wird auf den Plungerkolben P geleitet, dessen Verschiebung eine Verstellung des Steuerungselementes D bewirkt. Eine gegenüber dem Vorgabewert zu große Druckdifferenz zwischen Kammer A und Kammer B, wodurch sich ein zu großer Volumenstrom Q einstellt, lenkt den Plungerkolben und das Stellglied so aus, daß sich eine Querschnittsverminderung am Steuerwiderstand einstellt, die zu einem Absinken des gegenüber der Vorgabe erhöhten Volumenstroms führt.

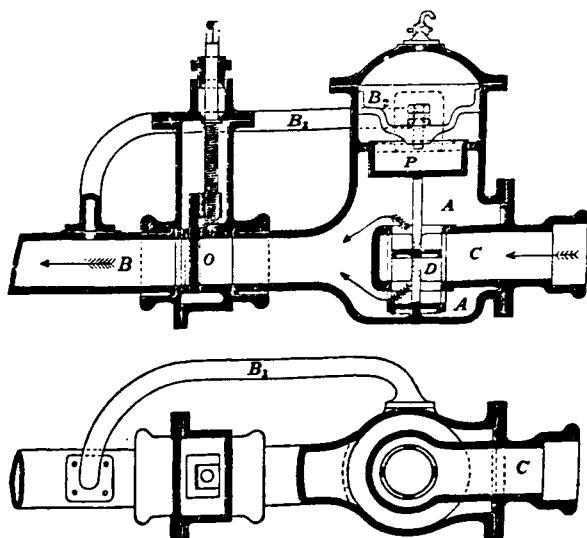


Bild 1/1:

Aufbau des 2-Wege-Stromregelventils von
Fleeming Jenkin

Neben diesem als 2-Wege-Stromregelventil bezeichneten Bauelement findet das 3-Wege-Stromregelventil, das außer einem Ein- und Ausgangsanschluß für den geregelten Volumenstrom noch einen Tankanschluß besitzt, Verwendung. Bei 2-Wege-Stromregelventilen liegen die Meßblende und die Druckwaage in Reihe, bei 3-Wege-Stromregelventilen liegen diese Widerstände parallel. Hierdurch werden Vor- und Nachteile dieser beiden Ventilkonstruktionen bestimmt. Für den Einsatz von 2-Wege-Stromregelventilen spricht die Möglichkeit, daß das Bauelement für Zufluß- und Abflußregelungen eingebaut werden kann, während 3-Wege-Stromregelventile

nur im Zufluß zum Verbraucher angeordnet werden sollten. Andernfalls würde der Verbraucher vom ungedrosselten Volumenstrom durchströmt.

Der Vorteil des 3-Wege-Stromregelventils besteht demgegenüber im geringeren Energieverbrauch, da sich der Versorgungsdruck p_0 aus der Summe des Lastdrucks p_2 und der Druckdifferenz an der Meßblende ergibt, während beim 2-Wege-Stromregelventil der Versorgungsdruck p_0 dem am Druckbegrenzungsventil eingestellten Maximaldruck p_{\max} entspricht. Beim 3-Wege-Stromregelventil gilt es jedoch zu beachten, daß nur ein Verbraucher an die Versorgung angeschlossen werden kann. Dagegen können 2-Wege-Stromregelventile parallel geschaltet werden, da der Versorgungsdruck p_0 unabhängig vom jeweiligen Lastdruck p_2 ist.

Über den Aufbau und die Funktion der Stromregelventile sowie über die Schaltungstechnik mit diesem Bauelement ist eine Reihe von Veröffentlichungen erschienen, deren Hauptaugenmerk allerdings auf dem statischen Verhalten der Stromregelventile liegt /1, 17, 26, 28, 30, 37, 41/. Das dynamische Verhalten findet dagegen in den Aufsätzen /2, 4, 20, 23, 29, 31, 44/ - meist im Anschluß an die Analyse des statischen Verhaltens - Beachtung.

Allerdings beschränken sich diese Untersuchungen ohne Ausnahme auf Systeme mit kleinen bis mittleren Volumenströme $Q_{\max} = 10 - 30$ l/min sowie geringe Versorgungs- und Lastdrücke von z. T. nur 20 - 30 bar.

Neueren Untersuchungen /4, 16, 23/, die insbesondere den Einfluß der Konstruktionsparameter auf das statische und dynamische Verhalten mit Hilfe von Rechner-simulationen ermitteln, liegen ebenfalls Versuchsobjekte mit mittleren Volumenstrom $Q_{\max} = 20 - 30$ l/min zu Grunde.

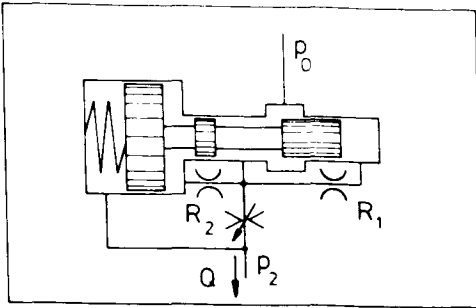
Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist es, das Verhalten und die Einflußfaktoren für 2-Wege-Stromregelventile, die für große Volumenströme $Q_{\max} = 100 - 150 \text{ l/min}$ ausgelegt sind, zu bestimmen. Die Arbeit gliedert sich in drei Teile, die jeweils einer Bauform gewidmet sind. Im ersten Teil (Kapitel 2) wird das Verhalten von direktwirkenden Stromregelventilen mit Stufenkolben bestimmt. Hierbei wird im Rahmen der Untersuchung des dynamischen Verhaltens besonders auf die Abhängigkeit des Fehlersignals von den Einflußfaktoren - Versorgungsdruck p_0 , Lastdruck p_2 und Sollwert des Volumenstroms Q_{soll} eingegangen.

Auf neue Entwicklungen, die sich aus der Schaltungstechnik mit einzeln gesteuerten Widerständen ergeben, gehen der zweite und der dritte Teil der vorliegenden Ausführungen ein. Hierbei werden zunächst die möglichen Bauformen, die sich durch eine barometrische Aussteuerung der Druckwaage realisieren lassen, vorgestellt. Anschließend wird - in Kapitel 3 für direktwirkende, in Kapitel 4 für vorgesteuerte 2-Wege-Stromregelventile - der Einfluß der Konstruktionsdaten auf das statische und dynamische Verhalten vorgestellt.

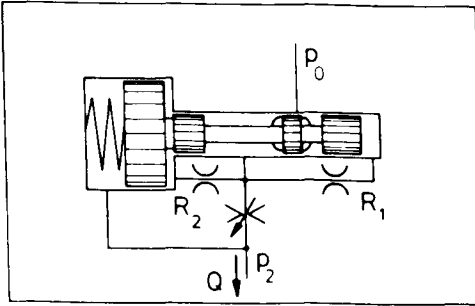
2. Untersuchung des Verhaltens von 2-Wege-Stromregelventilen mit Stufenkolben

2.1. Vergleich der untersuchten Modelle

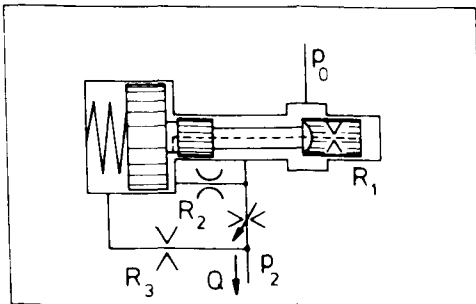
Bild 2/1 zeigt den prinzipiellen Aufbau der drei untersuchten, handelsüblichen Stromregelventile, die im folgenden als Modell A, B und C gekennzeichnet werden. Die im Anhang aufgeführte Tabelle der Konstruktionsdaten der drei Ventile weist eine weitgehende Übereinstimmung der Konstruktion auf. Die Durchmesser der Stufenkolben betragen etwa $d = 16 \text{ mm}$ und $D = 40 \text{ mm}$,



Modell A



Modell B



Modell C

Bild 2/1: Prinzipieller Aufbau der untersuchten 2-Wege-Stromregelventile

die Federsteife liegt bei 20 - 50 N/mm, die Federvorspannung F_0 nimmt Werte von $F_0 = 582$ N bis $F_0 = 773$ N ein. Auffällig ist die unterschiedliche konstruktive Gestaltung des hydraulischen Widerstands im Stellglied.

Bei Modell A ist als Steuerelement ein Ringspalt gewählt, der aus der Steuerkante des Kolbens und einer Ausdrehung im Gehäuse gebildet ist. Dieser Konstruktion gleicht die Druckwaage des Stromregelventils C, die lediglich durch drei radiale Einfräsungen auf dem Umfang des Kolbens sich von der Steuerkante des Modells A unterscheidet. Hierdurch ergibt sich bei kleinen Hüben x des Steuerkolbens eine geringere Durchflußverstärkung als bei Modell A. Die Drosselquerschnitte der Druckwaage von Modell B bilden zwei Kreisabschnitte, die durch die Steuerkante der Druckwaage und der senkrecht hierzu angeordneten Bohrung in der Hülse gebildet werden. Die Abhängigkeit des Öffnungsquerschnitts A_D vom Kolbenweg x der Druckwaage für die drei Modelle zeigt Bild 2/2.

Außerdem unterscheiden sich die drei Modelle in der Anordnung und den Abmessungen der Dämpfungswiderstände R 1, R 2 und R 3, wodurch eine unterschiedlich starke Fesselung des Kolbens bei dynamischer Beanspruchung des Ventils erreicht wird. Hierauf wird, da die Dämpfungswiderstände das statische Verhalten nicht beeinflussen, bei der Untersuchung des dynamischen Verhaltens der Stromregelventile eingegangen.

2.2. Untersuchung des statischen Verhaltens

2.2.1. Kennwerte zur Beurteilung des statischen Verhaltens

Die Güte der Volumenstromsteuerung kann mit Hilfe der folgenden Kriterien beurteilt werden:

Gleichstromverhalten

Als Gleichstromverhalten bezeichnet man die Eigenschaft, den Volumenstrom Q durch das Ventil möglichst unabhängig

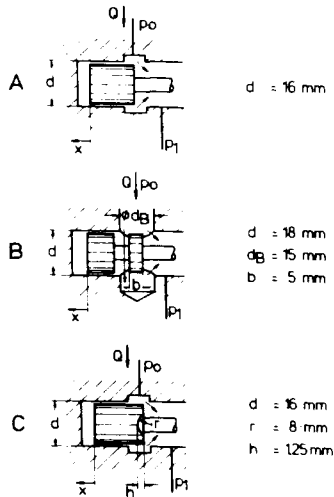
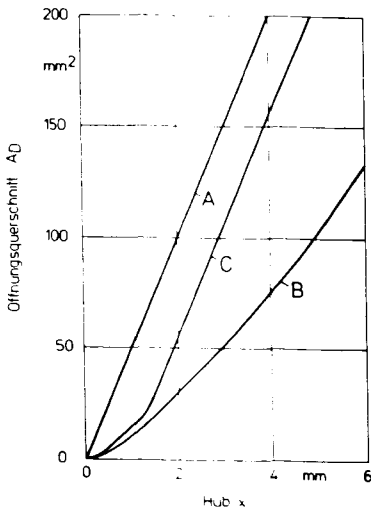


Bild 2/3: Abhängigkeit des Steuerquerschnittes A vom Kolbenweg x der Druckwaage

von den Störgrößen konstant zu halten. Hauptstörgrößen des Stromregelventils sind die Druckdifferenz $p_0 - p_2$, die am Ventil anliegt, und die Temperaturänderung des Hydrauliköls. Generell gilt für die Temperaturabhängigkeit des Volumenstroms, daß sich mit steigender Temperatur \checkmark des Hydrauliköls und der damit sinkenden Viskosität \checkmark eine Zunahme des Volumenstroms gegenüber dem Sollwert ergibt. Für kleine Werte des Volumenstroms stellt sich außerdem - bezogen auf die Vorgabe - mit zunehmender Temperatur \checkmark ein Ansteigen des relativen Fehlers ein. Als Ursache dieses Verhaltens ist der bei kleinen Vorgabewerten des Volumenstroms zunehmende laminare Anteil der Strömung in den Widerständen der Druckwaage und der Meßblende anzuführen, der stark durch die Temperatur \checkmark des Hydrauliköls beeinflusst wird.

Im Hinblick auf die Abhängigkeit des Volumenstromes von der Druckdifferenz $p_0 - p_2$ und dem Einstellwert E bzw. der Eingangsspannung U_e bei elektrischer Ansteuerung der Meßblende ergeben sich bei konstanter Öltemperatur die in Bild 2/3 skizzierten Tendenzen.

Für kleine Einstellwerte des Volumenstroms steigt der Istwert mit zunehmender Druckdifferenz $p_0 - p_2$, da zum Verschieben des Druckwaagekolbens gegen die Feder eine Zunahme des Volumenstromsignals erforderlich ist. Der Einfluß von Strömungskräften auf den Schieber ist hier gering. Im mittleren Bereich der Volumenstrom-einstellung ergibt sich meist ein gutes Gleichstromverhalten bezüglich der Störungsgröße 'Druckdifferenz $p_0 - p_2$ '. Hier heben sich die Änderung der Federkraft $c \cdot \Delta x$, die zu einem Ansteigen und die Änderung der Strömungskraft $\Delta F_{str} = f(\Delta x, \Delta(p_0 - p_1), \Delta \cos \xi)$, die zu einem Absinken des Volumenstroms gegenüber der Vorgabe führt, weitgehend auf.

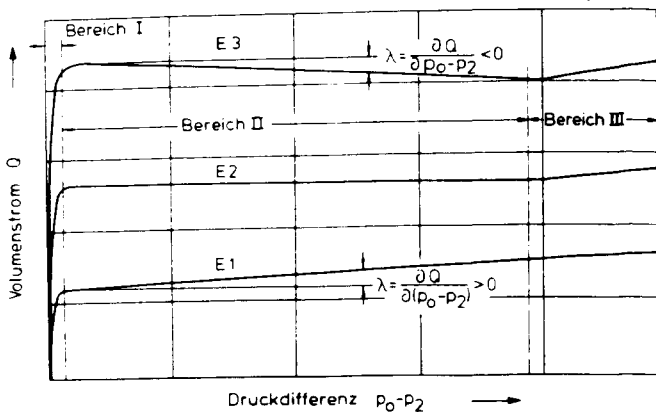


Bild 2/3: Qualitative Abhängigkeit des Volumenstroms von der Druckdifferenz und dem Einstellwert

Für sehr große Volumenströme überwiegt in der Kräftebilanz des Druckwaagekolbens die Änderung der Strömungskraft die Änderung der Federkraft. Dies begründet das leichte Abfallen der Kennlinie $Q = f(p_0 - p_2, E)$ gegenüber dem Sollwert bei großen Volumenströmen.

Ein Maß für das Gleichstromverhalten im Arbeitsbereich II bezüglich der Störgröße 'Druckdifferenz $p_0 - p_2$ ' ist das partielle Differential

$$\lambda = \frac{\partial Q}{\partial (p_0 - p_2)} \quad \Bigg| \quad \dot{V} = \text{const.}$$

Bezüglich der Störgröße 'Temperaturänderung $\Delta \dot{V}$ ' des Hydrauliköls läßt sich das Gleichstromverhalten durch das partielle Differential

$$\mu = \frac{\partial Q}{\partial \dot{V}} \quad \Bigg| \quad p_0 - p_2 = \text{const.}$$

beschreiben. Die Kennwerte λ und μ sind von den Konstruktionsdaten des Stromregelventils, der Druckdifferenz $p_0 - p_2$, der Temperatur und dem Einstellwert der Meßblende bzw. der Eingangsspannung U_c abhängig. Für den Gradienten μ gilt allgemein, daß durch eine blendenförmige Konstruktion der Meßblende die Änderung des Volumenstromes Q in Abhängigkeit von der Temperatur des Hydrauliköls gering gehalten werden kann.

Für sehr große Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ wird - wie Bild 2/3 zeigt - der Arbeitsbereich des Stromregelventils durch den Bereich III begrenzt. Dieser ist gekennzeichnet durch eine deutliche Zunahme des Volumenstromsignals mit größer werdender Druckdifferenz $p_0 - p_2$. Ursache hierfür ist, daß sich bei sehr großen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ die Position der Druckwaage nur noch geringfügig ändert.

Dies führt dazu, daß sich die Druckwaage wie ein konstanter Widerstand verhält und ihre Funktion der Volumenstromdrosselung nicht mehr erfüllt. Bei der Untersuchung der Stromregelventile mit Stufenkolben wurde diese Grenze des Arbeitsbereichs II nicht erreicht.

Hysterese-Verhalten

Die Hysterese im statischen Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ gibt an, welche Volumenstromänderungen bei einer positiven oder negativen Änderung des Lastdruckes p_2 bei konstanter Einstellung der Meßblende zu erwarten sind. Durch entsprechende konstruktive Gestaltung und präzise Fertigung ist das Hystereseverhalten, dessen Ursache Reibkräfte und Klemmkkräfte sind, vernachlässigbar gering.

Mindestdruckdifferenz

Die Mindestdruckdifferenz (Bereich I in Bild 2/3), vielfach auch als Ansprechschwelle des Stromregelventils bezeichnet, ist ein Maß für die Druckverluste, die zur Volumenstromsteuerung erforderlich sind.

Die Mindestdruckdifferenz umfaßt im statischen Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ alle Arbeitspunkte, die wegen der zu geringen Druckdifferenz $p_0 - p_2$ nicht zu einem Erreichen des Volumenstromsollwerts führen. Bei Stromregelventilen mit Handverstellung beträgt die Mindestdruckdifferenz etwa 3 - 10 bar, bei elektrisch angesteuerten Stromregelventilen 5 - 15 bar.

Volumenstromsignalfunktion

Als weiteres Kriterium zur Beurteilung eines Stromregelventils ist die Volumenstromsignalfunktion zu nennen. Für Stromregelventile mit Handverstellung wird hierbei die Abhängigkeit des Volumenstroms Q vom Einstellwert E , für elektrisch angesteuerte Ventile der Volumenstrom Q

als Funktion der Eingangsspannung U_e aufgetragen. Den Anforderungen der Praxis entsprechend kann häufig zwischen einer linearen oder einer progressiven Kennlinie $Q = f(E)$ bzw. $Q = f(U_e)$ gewählt werden. Außerdem gibt die Volumenstromsignalfunktion Auskunft über den kleinsten und den größten einzustellenden Volumenstrom. Der übliche Wert für das Verhältnis des Regelbereichs Q_{\max}/Q_{\min} beträgt 200 : 1.

2.2.2. Versuchsaufbau zur Untersuchung des statischen Verhaltens

Den Versuchsaufbau zur Untersuchung des statischen Verhaltens der Stromregelventile zeigt Bild 2/4. Der Konstantdruckversorgung, die aus einer Verstellpumpe und einem Druckbegrenzungsventil gebildet ist, wird das Versuchsobjekt nachgeschaltet.

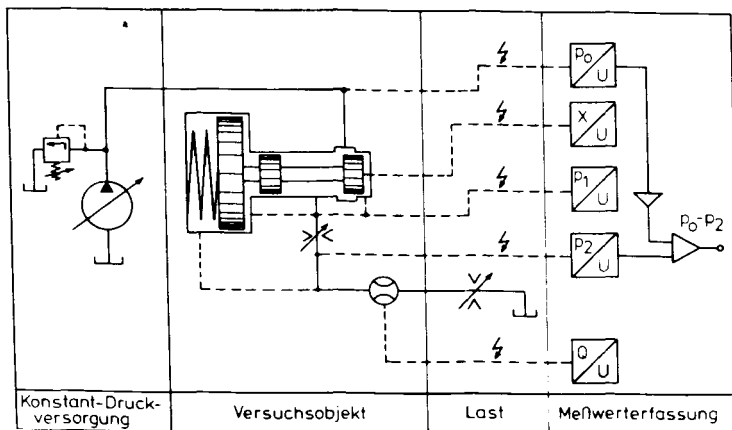


Bild 2/4: Versuchsaufbau zur Untersuchung des statischen Verhaltens

Der Volumenstrom durch das Stromregelventil wird mit einer Turbine oder einem Zahnradmotor mit integrierten Feldplättchen, deren Impulse mit einem Frequenz-Spannungswandler angezeigt werden, registriert. Zur Belastung des Stromregelventils dient ein verstellbarer hydraulischer Widerstand. Die Drücke p_0 , p_1 , p_2 werden mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen aufnehmern, der Weg der Druckwaage mit einem induktiven, druckfesten Wege aufnehmer gemessen. Zur Bildung der Druckdifferenz $p_0 - p_2$ wird eine Analogrechnerschaltung mit Operationsverstärkern verwendet.

2.2.3. Das mathematische Modell

Um den Einfluß der Konstruktions- und Betriebsdaten auf das Verhalten des Stromregelventils zu erfassen und eventuell konstruktive Verbesserungsmöglichkeiten zu bestimmen, wird ein Rechnermodell gebildet. Hiermit lassen sich auf einfache Weise Konstruktionsdaten oder Betriebsparameter variieren und ihr Einfluß auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ feststellen.

Bild 2/5 veranschaulicht die hierbei verwendeten Zeichen.

Die Gleichungen, die zum Beschreiben des statischen Verhaltens dienen, gliedern sich in zwei Gruppen:

Gruppe I: Volumenstrombilanzen $\sum Q_i$

Gruppe II: Kräftebilanzen $\sum F_i$

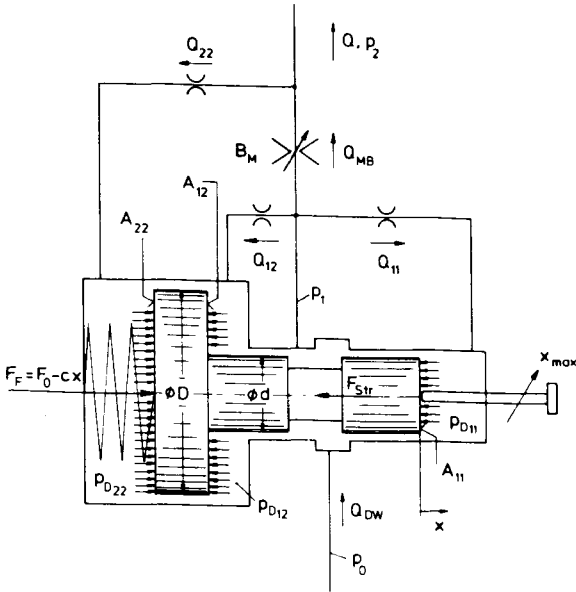


Bild 2/5: Schematische Darstellung des Versuchsobjekts

Für die Simulation der hydraulischen Widerstände der Druckwaage und der Meßblende wird die Bernoullische Gleichung verwendet, da diese Widerstände dem Verhalten von Blenden sehr nahe kommen.

$$Q = \alpha_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$$

Hierbei bedeuten

- Q Volumenstrom
- α_D Strömungsbeiwert
- A_D Öffnungsquerschnitt des Widerstandes
- ρ Dichte des Öls
- Δp Druckdifferenz am Widerstand.

Der empirisch zu ermittelnde Durchflußbeiwert α_D , der in Bild 2/6 für einen Widerstand als Funktion der Reynoldszahl mit dem Hub x als Parameter gezeigt ist, berücksichtigt alle Einflußgrößen, die zusätzlich zu den expliziten Variablen das Übertragungsverhalten eines hydraulischen Widerstands bestimmen.

Hierzu zählen insbesondere

- Geometrie der Zu- und Ablaufquerschnitte
- Verhältnis der Zu- und Ablaufquerschnitte zum Blendenquerschnitt
- Mikrogeometrische Einflüsse, wie Wandrauigkeiten, Abrundungen
- Geometrie des Widerstands, z.B. Kerben, Spalt-, Rechteckquerschnitte
- Zähigkeit η des Hydraulikmediums.

Auf die umfangreiche Literatur zu diesem Problemkreis kann nur kurz hingewiesen werden /15, 21, 22, 45/.

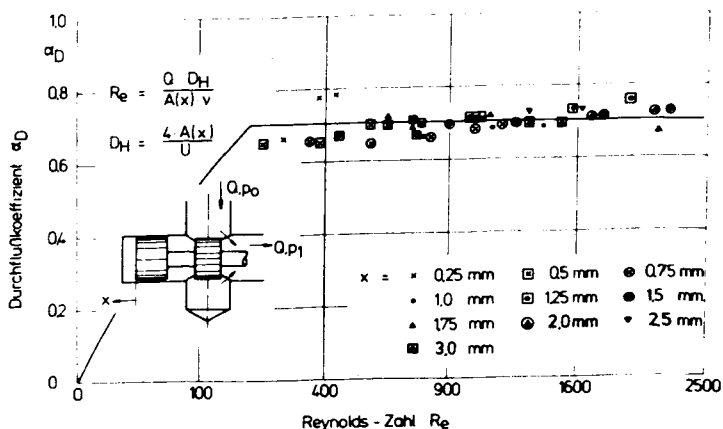


Bild 2/6: Abgängigkeit des Durchflußkoeffizienten von der Reynoldszahl

Somit ergibt sich für den Widerstand an der Druckwaage

$$Q_D = \alpha_{DW} A_D(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)}$$

Für die Meßblende berechnet sich der Volumenstrom zu

$$Q_M = \alpha_{DM} \cdot A_M(E) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

mit $A_M(E)$ als Drosselquerschnitt der Meßblende, der in Abhängigkeit vom Einstellwert E gewählt werden kann. Die Volumstrombilanz ergibt für das statische Verhalten:

$$\sum Q_i = Q_{DW} - Q_M = 0.$$

Auf den Kolben der Druckwaage wirken folgende Kräfte:

- die Federkraft F_F
- die Druckkräfte F_D
- die Strömungskräfte F_{str}
- und die Reibungskräfte F_R .

Als Federvorspannung F_0 wird die Kraft definiert, die bei Nullüberdeckung auf die Druckwaage wirkt.

Hieraus folgt, daß ein Öffnen der Steuerkante zu einer Verringerung der Federkraft führt.

$$F_F = F_0 - c \cdot x$$

Die resultierende Druckkraft ergibt sich bei statischen Zustandsänderungen als Funktion der Druckkräfte

$$F_{D1} = A_{11} \cdot p_{11} + A_{12} \cdot p_{12} = A_{22} \cdot p_1$$

und

$$F_{D2} = A_{22} \cdot p_2.$$

Die Summe der Druckkräfte ergibt:

$$F_D = A_{22} \cdot (+ p_1 - p_2)$$

Außer den Feder- und Druckkräften wirken die Strömungskraft und die Reibkraft auf den Kolben der Druckwaage. Da die Reibkräfte bei Messungen im Versuch sich als vernachlässigbar erwiesen, werden sie im Modell nicht berücksichtigt.

Als Strömungskraft wird der Kraftanteil auf den Kolben der Druckwaage bezeichnet, den die Stromumlenkung des Volumenstroms Q in der Steuerkante hervorrufft. Die Strömungskraft wird mit Hilfe des Impulssatzes bestimmt.

$$F_{\text{str}} = Q \cdot \dot{x} \cdot \cos \varepsilon$$

Hierbei stellen

- Q den Volumenstrom
- \dot{x} die Geschwindigkeit des Öls im Steuerquerschnitt
- $\cos \varepsilon$ den Strömungswinkel dar.

Mit Hilfe des Kontinuitätssatzes

$Q = A_D \cdot \dot{x}$ und des Satzes von Bernolli läßt sich die Strömungskraft in die anschauliche Form

$$F_{\text{str}} = f_s \cdot A_D \cdot \Delta p, \text{ mit}$$
$$f_s = 2 \cdot \alpha_D \cdot \cos \varepsilon \text{ überführen.}$$

Die Kräftebilanz auf den Kolben ergibt

$$F_F - F_D - F_{\text{str}} = 0.$$

Die hier beschriebenen Zusammenhänge veranschaulicht der in Bild 2/7 gezeigte Signalflußplan.

Eine Auflösung dieses Gleichungssystems in eine Funktion $Q = f(p_0 - p_2, E)$ ist wegen der nicht linearen Gleichungen nicht möglich. Deshalb wird bei der Berechnung der Hub x der Druckwaage vorgegeben und die hierzu gehörige Druckdifferenz $p_0 - p_2$ bzw. der Volumenstrom Q berechnet.

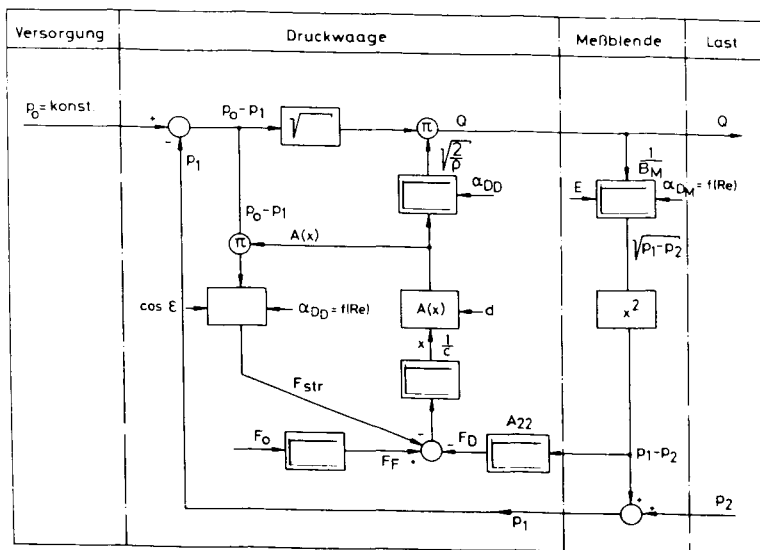


Bild 2/7: Signalflußplan des statischen Verhaltens des Stromregelventils

Dies ist möglich, da sich durch ein bestimmtes x eine Reihenschaltung von zwei definierten Widerständen ergibt. Die Druckdifferenz an der Druckwaage ergibt damit

$$\Delta p_{01} = p_0 - p_1 = \frac{\alpha_{DM} \cdot A_M(E)}{\alpha_{DD} \cdot A_D(x)} \cdot \Delta p_{12}$$

Die Druckdifferenz an der Meßblende läßt sich durch die Kräftebilanz berechnen.

$$\Delta p_{12} = p_1 - p_2 = \frac{F_0 - c \cdot x}{A_{22} + f_s \cdot A_D(x)} \left[\frac{\alpha_{DM} \cdot A_M(E)}{\alpha_{DD} \cdot A_D(x)} \right]^2$$

Außerdem gilt

$$\Delta p_{02} = p_0 - p_2 = (p_0 - p_1) + (p_1 - p_2) = \Delta p_{01} + \Delta p_{12}.$$

Durch Einsetzen folgt die Bestimmungsgleichung der Gesamtdruckdifferenz $p_0 - p_2$ zu

$$\Delta p_{02} = p_0 - p_2 = \frac{F_D - c \cdot x}{A_{22} + f_s \cdot A_D(x)} \cdot \gamma^2 \cdot (1 + \gamma^2)$$

mit
$$\gamma = \frac{\alpha_{DD} \cdot A_M(E)}{\alpha_{DM} \cdot A_D(x)}$$

Diese Gleichung beschreibt die Gesamtdruckdifferenz $p_0 - p_2$ am Stromregelventil als Funktion der Konstruktionsdaten und dem Hub x der Druckwaage. Für die Berechnung des Kennfeldes $Q = f(p_0 - p_2, E)$ wird, ausgehend von $x = x_{\max}$ der Kolbenweg verringert, bis die Gesamtdruckdifferenz $p_0 - p_2$ der maximal möglichen Druckdifferenz $p_0 - p_2 = p_0 - 0 = p_0$ entspricht.

2.2.4. Vergleich Messung - Rechnung des Kennfeldes

$$Q = f(p_0 - p_2, E)$$

Die Gegenüberstellung eines gemessenen und eines gerechneten Kennfeldes $Q = f(p_0 - p_2, E)$ ist in Bild 2/8 gezeigt. Über der Gesamtdruckdifferenz $p_0 - p_2$ sind der Volumenstrom Q und der Hub x des Kolbens der Druckwaage aufgetragen. Die gerechneten Werte sind durchgezogen, die gemessenen Werte sind gestrichelt dargestellt. Die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung ist als gut zu bezeichnen.

Nachdem hiermit die Gültigkeit des vorgestellten Rechnermodells gezeigt ist, kann der Einfluß der Konstruktionsdaten auf das Gleichstromverhalten mit Hilfe des Modells untersucht werden.

2.2.5. Variation der Konstruktionsdaten

Als wesentliche Konstruktionsgrößen, die das statische Verhalten des Stromregelventils beeinflussen, sind folgende Parameter zu nennen:

- Öffnungsgeometrie $A_D(x)$ der Steuerkante der Druckwaage
- Federsteife c
- Kolbenfläche A_{22}
- Federvorspannkraft F_0 .

Für die folgenden Simulationen wird ein Ventil mit den in Tabelle 2 zusammengestellten Daten verwendet.

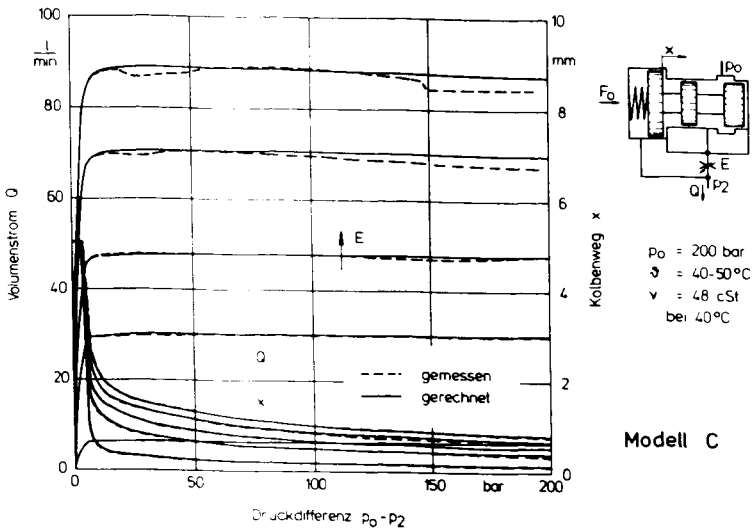


Bild 2/8: Vergleich der Messung und Rechnung des statischen Kennfelds $Q = f(p_0 - p_2, E)$

Variation der Öffnungsgeometrie der Druckwaage

Der Einfluss der Öffnungsgeometrie des Widerstands der Druckwaage ist in Bild 2/9 gezeigt.

Aufgetragen ist die Abhängigkeit des Volumenstroms Q von der Störgröße $p_0 - p_2$ für verschiedene Einstellwerte der Meßblende.

Die Drosselquerschnitte entsprechen den im Bild 2/2 gezeigten Werten. Hierbei besitzt die Steuerkante I die höchste, Typ II die geringste Durchflußverstärkung. Mit zunehmender Durchflußverstärkung des Steuerquerschnittes verschiebt sich im Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ das Volumenstromsignal zu höheren Werten. Hierbei nehmen die Beträge, um die sich das Volumenstromsignal zu höheren Werten verlagert, mit dem Einstellwert E zu. Verursacht werden diese Tendenzen durch den größeren Hub, den die Druckwaage bis zur Regelposition bei einer größeren Durchflußverstärkung durchfahren muß. Um diesen, gegenüber einer geringeren Durchflußverstärkung zusätzlichen Hub der

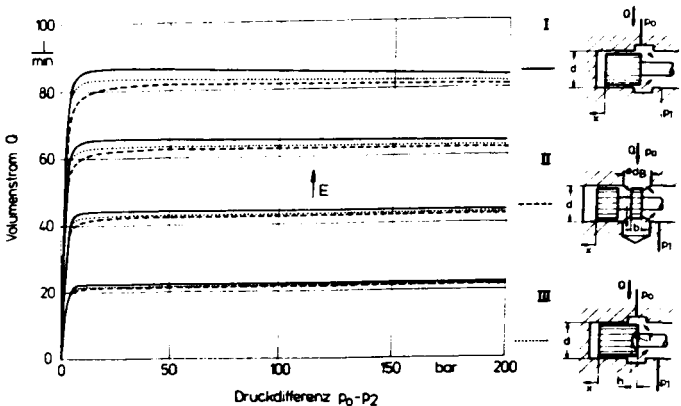


Bild 2/9: Einfluß der Geometrie des Steuerquerschnitts auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2)$ (Rechnung)

Druckwaage zu erreichen, ist eine größere Druckdifferenz an der Meßblende notwendig. Diese bewirkt schließlich die Zunahme des Volumenstromsignals, die sich bei einer Vergrößerung der Durchflußverstärkung einstellt.

Außerdem läßt sich im Bild 2/9 feststellen, daß das Maximum des Volumenstromsignals $\partial Q / \partial p_2 = 0$ für einen Einstellwert E der Meßblende bei Steuerquerschnitten vom Typ I und Typ II bei kleinen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$, beim Drosselquerschnitt vom Typ III dagegen bei einer Druckdifferenz von $p_0 - p_2 = 75$ bar auftritt. Hierdurch ergibt sich für Widerstände vom Typ I und II nur bei kleinen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ eine positive Änderung $\partial Q / \partial p_2$, während sie für Typ III über einen größeren Druckdifferenzbereich $p_0 - p_2$ ein positives Vorzeichen aufweist. Für große Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ ergibt sich eine von der Widerstandsform weitgehend unabhängige, negative Änderung $\partial Q / \partial p_2$ des Volumenstromsignals. Der Grund hierfür ist darin zu sehen, daß bei diesen sehr großen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ die Widerstandsänderung der Druckwaage nur noch sehr gering ist.

Variation der Federsteife c

Für ein Stromregelventil, dessen Steuerquerschnitt ein Ringspalt bildet, ist in Bild 2/10 das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ mit der Federsteife als Parameter gezeigt. Die Federsteife wird hier zu $c = 25, 50, 75$ N/mm angenommen, die Feder Vorspannungskraft F_0 wird für diese Simulation konstant gehalten. Mit einer Erhöhung der Federsteifigkeit c verschieben sich für alle Arbeitspunkte die Volumenstromsignale zu geringeren Werten. Den Grund hierfür veranschaulicht die Gleichung

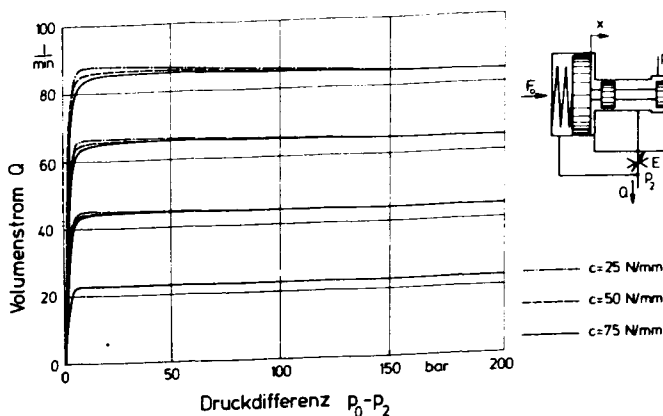


Bild 2/10: Einfluß der Federsteifigkeit auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ (Rechnung)

$$\Delta p_{02} = p_0 - p_2 = \frac{F_0 - c \cdot x}{A_{22} + f_s \cdot A_D(x) \cdot \gamma^2} \cdot (1 + \gamma^2)$$

mit $\gamma = \frac{\alpha_{DM} \cdot A_M(E)}{\alpha_{DD} \cdot A_D(x)}$,

die die Abhängigkeit der Druckdifferenz zwischen Ventilein- und -ausgang als Funktion der Druckwaageposition und der Konstruktionsdaten beschreibt.

Da für kleine Werte der Druckdifferenz $p_0 - p_2$ der Term $\gamma \ll 1$ ist und $f_s \cdot A_D(x) \cdot \gamma^2 \ll A_{22}$ gilt, läßt sich diese Gleichung durch die Relation

$$\Delta p_{02} = p_0 - p_2 \sim \frac{F_0 - c \cdot x}{A_{22}}$$

abschätzen.

Bei derselben, kleinen Druckdifferenz $p_0 - p_2$ ergibt sich für Stromregelventile mit den Federsteifigkeiten c_1 und c_2 , wobei $c_1 > c_2$ gelte, das Verhältnis

$$\frac{F_0 - c_1 \cdot x_1}{F_0 - c_2 \cdot x_2} = \text{const. mit } x_2 > x_1.$$

Hieraus folgt, daß sich bei einer Erhöhung der Federsteifigkeit c ein geringerer Öffnungshub x am Widerstand der Druckwaage einstellt und einen geringeren Volumenstrom Q bewirkt.

Für große Druckdifferenzen steigt der Wert von Y , während sich der Weg x der Druckwaage nur noch geringfügig ändert. Dies führt zu dem im Kennfeld ersichtlichen Abnehmen des Einflusses der Federsteifigkeit bei großen Druckdifferenzen zwischen Ventilein- und -ausgang.

Variation der Kolbenfläche A_{22}

Für die Variation der Kolbenfläche des Stromregelventils wird zusätzlich, um die Mindestdruckdifferenzen Δp_{\min} nicht zu unrealistisch großen Werten zu verschieben, zu den Kolbenflächen die Federvorspannung F_0 variiert. Die Einstellung von F_0 erfolgt so, daß sich für die Simulationen ein konstantes Verhältnis

$$\frac{F_0}{A_{22}} = \left(\frac{650 \text{ N}}{40^2 \text{ mm}^2} \right) = \text{const.}$$

ergibt.

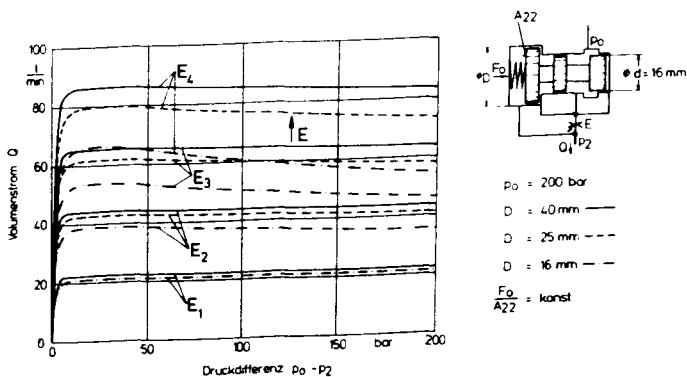


Bild 2/11: Einfluß der Kolbenfläche auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ (Rechnung)

Die übrigen Daten entsprechen den Angaben in Tabelle 2. Die Durchmesser des Stufenkolbens werden zu $D = 40$ mm, $D = 25$ mm und $D = 16$ mm (der letzte Wert entspricht einem gleichflächigen Kolben NG 16) angenommen. Die Ergebnisse dieser Simulation sind in Bild 2/11 gezeigt.

Für vier Volumenstromereinstellungen, die durch die Vorgabe des Öffnungsquerschnitts der Meßblende realisiert werden, wird der Durchmesser D des Stufenkolbens variiert und die Kennlinie $Q = f(p_0 - p_2, E)$ ausgezeichnet.

Mit zunehmender Kolbenfläche A_{22} ist eine Verbesserung der Ventilcharakteristik hinsichtlich des Gleichstromverhaltens und der Mindestdruckdifferenz Δp_{\min} festzustellen.

Lediglich bei kleinen Volumenströmen Q kleiner als 20 l/min ist der Einfluß der Kolbenfläche A_{22} auf die

Regelgüte gering. Ursache hierfür ist, daß bei diesen kleinen Volumenstromwerten die Änderung der Strömungskraft der Änderung der Federkraft das Gleichgewicht hält. Für noch kleinere Volumenstromwerte ergibt sich, da hier der Einfluß der Federkraft zu einem positiven $\lambda = \partial Q / \partial p_2$ führt, daß mit zunehmender Kolbenfläche A_{22} die Regelabweichung vermindert wird.

2.3 Untersuchung des dynamischen Verhaltens

2.3.1. Kennwerte zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Stromregelventilen

Bei der Untersuchung des dynamischen Verhaltens werden Sollwert- und Störgrößenänderungen unterschieden. Bei Störgrößenänderungen wird die Antwortfunktion des Ventils auf eine Änderung der Störgrößen, für das Stromregelventil ist dies der Versorgungsdruck p_0 oder

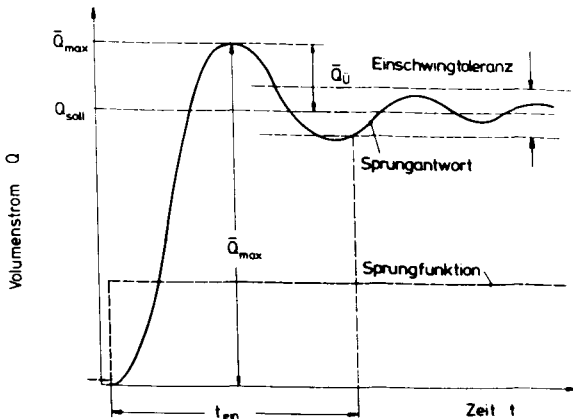


Bild 2/12: Kennwerte zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens

der Lastdruck p_2 , ermittelt. Für elektrisch angesteuerte oder hubbetätigte Stromregelventile kann außerdem die Antwortfunktion des Stromregelventiles auf Sollwertänderungen untersucht werden. Bewährte Untersuchungsmethoden in der Hydraulik sind die Sprungfunktion und das Frequenzgangverfahren. Wegen der größeren Anschaulichkeit und der besseren Praxisnähe wird bei Stromregelventilen meist die Sprungfunktion dem Frequenzgang vorgezogen. Lediglich für Sollwertänderungen werden neben der meist eingesetzten Sprungfunktion Frequenzgangverfahren verwendet. Zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens werden die Kennwerte der Sprungantwort nach DIN 19229 verwendet, die in Bild 2/12 veranschaulicht sind. Für die Beschreibung der Sprungantwort von Stromregelventilen finden insbesondere folgende Kennwerte Einsatz:

- Überschwingweite v_m (im folgenden meist als Stromüberhöhung $\bar{Q}_{\ddot{u}} = \bar{Q}_{\max} - Q_{\text{soll}}$ bzw. als Fehlersignal des Volumenstroms $\Delta \bar{Q}$ bezeichnet)

"Die Überschwingweite v_m ist die größte Abweichung der Sprungantwort vom Grenzwert nach dem erstmaligen Überschreiten einer der Grenzen der Einschwingtoleranz". (DIN 19229)

- Einschwingzeit t_{ein}

"Die Einschwingzeit ist die Zeit, die vom Zeitpunkt t_0 an vergeht, bis die Sprungantwort letztmalig eine der Grenzen der Einschwingtoleranz erreicht und innerhalb der Einschwingtoleranz verbleibt". (DIN 19229)

2.3.2. Prüfstandsaufbau zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens

Den Versuchsaufbau zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Stromregelventilen zeigt Bild 2/13.

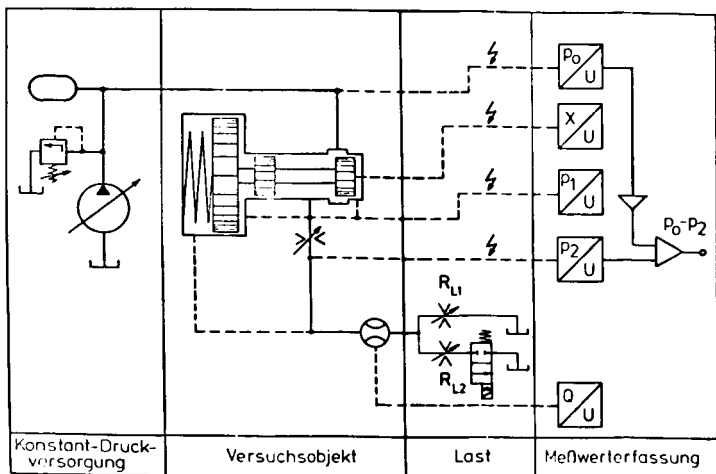


Bild 2/13: Aufbau des Prüfstandes zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Stromregelventilen

An das Konstantdrucksystem, das durch eine Verstellpumpe, ein Druckbegrenzungsventil und einen Speicher gebildet wird, ist das Versuchsobjekt angeschlossen. Zur Volumenstrommessung ist ein handelsüblicher, nach dem Stauscheibenprinzip arbeitender Volumenstromsensor eingesetzt. Die Einstellung des Lastdruckes erfolgt über zwei parallel geschaltete Verstellblenden. Durch ein sehr schnell schaltendes, vorgesteuertes Wegeventil (Schaltzeit $t_g = 2\text{ms}$) kann ein Drosselquerschnitt zu- und abgeschaltet werden.

Das vereinfachte Signalflußdiagramm des Systems Stromregelventil - Belastungseinheit in Bild 2/14 zeigt die Abhängigkeit des Lastdruckes p_2 von dem aus dem Stromregelventil fließenden und dem über die Lastblenden abströmenden Volumenstrom Q bzw. Q_{last} . Es veranschaulicht zudem, daß mit diesem Aufbau keine exakt sprunghafte Änderung des Lastdruckes erzielt werden kann.

Vielmehr ergibt sich bei einer sprungförmigen Änderung des Öffnungsquerschnitts der Lastblende R_{L2} eine verzögerte Zustandsänderung des Lastdruckes p_2 , die aber bei kleinen Werten des Ölvolumens V_2 zwischen Stromregelventil und Belastungseinheit der sprungförmigen Änderung sehr nahe kommen kann.

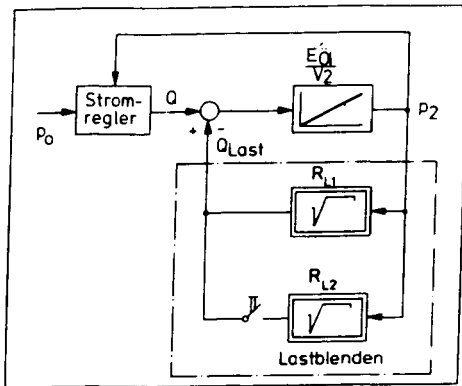


Bild 2/14: Vereinfachter Signalflußplan des Systems Stromregelventil - Belastungseinheit

Untersuchung des Volumenstromsensors

Über das dynamische Verhalten von Stromregelventilen sind bisher nur wenige Untersuchungen durchgeführt worden. Einer der Hauptgründe hierfür besteht darin, daß bisher schnelle, weitgehend rückwirkungsfreie Sensoren zur Registrierung des Volumenstromsignals gefehlt haben.

In den bekannten Untersuchungen /20, 23, 32/ wurde ein Motor oder ein Zylinder, in /4, 16/ ein Anemometer, in /2/ eine Meßblende als Umformer des Volumenstroms verwendet.

Für die vorliegende Untersuchung wurde ein handelsüblicher Volumenstromsensor, der nach dem Stauscheibenprinzip arbeitet, eingesetzt. Die Vorteile dieses Bauelements gegenüber den bisher verwendeten Verfahren bestehen in den geringeren Eichproblemen, der geringen Rückwirkung auf das Meßsignal und der Robustheit des Bauelements.

Bild 2/15 zeigt eine Skizze des Umformers. Eingangssignal ist der Volumenstrom Q . Dieser bewirkt eine Druckdifferenz Δp an der Stauscheibe, die zu einer Auslenkung des Kolbens gegen die Feder führt.

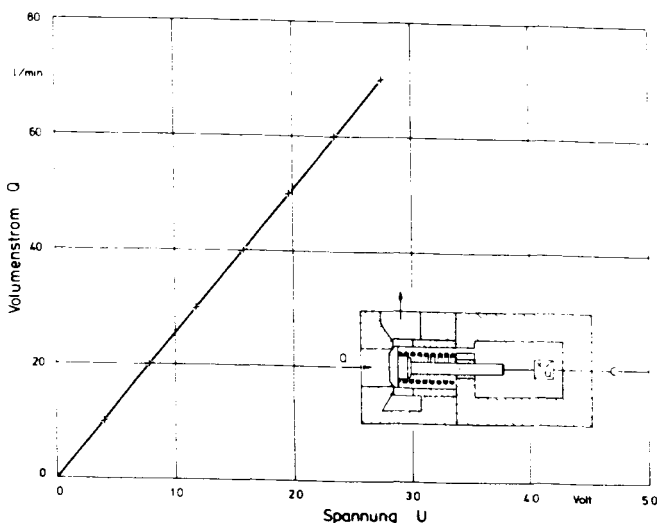


Bild 2/15: Aufbau und statische Kennlinie des Volumenstromsensors

Die konstruktive Gestaltung des Sensors ermöglicht eine lineare Abhängigkeit des Hubs der Stauscheibe vom Volumenstrom Q . Statt des serienmäßigen Linearpotentiometers wurde für die Versuche ein induktiver, druckfester Wegaufnehmer eingesetzt. Bild 2/15 zeigt die statische Kennlinie des Volumenstromsensors $U = f(Q)$. Die Linearität der Kennlinie ist als gut zu bezeichnen.

Neben dem statischen Verhalten ist für die Untersuchung von Stromregelventilen das dynamische Verhalten des Sensors sehr wichtig. Zur Analyse des dynamischen Verhaltens sind wegen der Nichtlinearitäten des Systems sowohl Frequenzgang- und Sprungfunktionen untersucht worden.

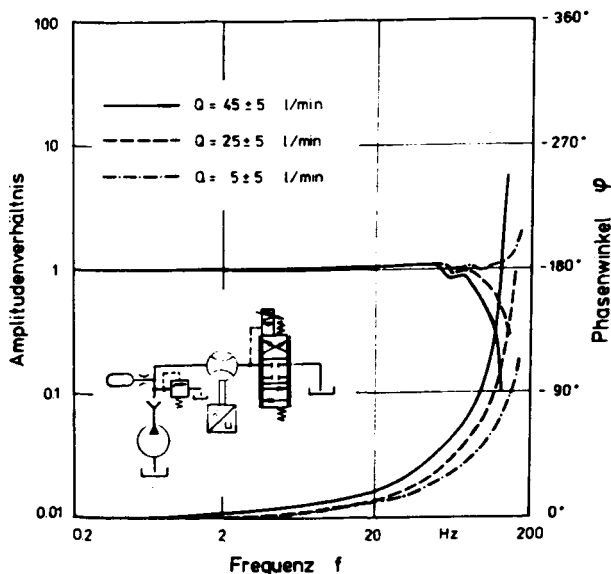


Bild 2/16: Versuchsaufbau zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens und gemessene Frequenzkennlinien des Volumenstromsensors

Frequenzganguntersuchungen

Bild 2/16 zeigt eine Skizze des Versuchsaufbaus. An das Konstantdrucksystem, das aus einer Pumpe, dem Druckbegrenzungsventil und einem Speicher gebildet wird, ist das Versuchsobjekt angeschlossen. Zur zeitlichen Änderung des Volumenstroms dient ein Servoventil.

Da der Versorgungsdruck nahezu konstant ist, gilt das Wegsignal, das am Steuerschieber des Servoventils abgenommen wird, als Maß für den Volumenstrom $Q(t)$. Mit Hilfe eines Ortskurvenrechners wird das Verhältnis der Volumenstromsignale des Servoventils und des Sensors berechnet und nach Betrag und Phase aufgeteilt. Durch ein zusätzliches Rechenprogramm wird die Ortskurve am Digitalrechner in die Frequenzkennlinien umgeformt. Bild 2/16 zeigt die mit diesem Versuchsaufbau ermittelten Frequenzkennlinien des Volumenstromsensors. Aufgetragen ist das Amplitudenverhältnis über der Frequenz. Als Arbeitspunkte sind Volumenströme von $Q = 5 \text{ l/min}$, 25 l/min , 45 l/min gewählt. Die Amplitude betrug $\pm 5 \text{ l/min}$.

Für einen großen Frequenzbereich (bis etwa 100 Hz) ist der Amplitudengang konstant, während schon bei mittleren Frequenzwerten eine starke Phasenschiebung zu erkennen ist. Außerdem ist eine Verringerung der Eckfrequenz mit größeren Volumenstromwerten des Arbeitspunkts ersichtlich.

Untersuchung der Sprungfunktion

Den Prüfstands-aufbau zur Untersuchung der Antwortfunktion $Q = f(t)$ zeigt Bild 2/17. An das Konstantdrucksystem, das durch Axialkolbenpumpe, Druckbegrenzungsventil und Speicher gebildet wird, ist der Volumenstromsensor angeschlossen. Diesem nachgeschaltet ist ein Servoventil, dessen Eingangssignal sprungförmig geändert wird. Da sich der Versorgungsdruck p_0 nur geringfügig

Ändert, kann das Wegsignal des Servoventilsteuerkolbens als Maß des Volumenstroms $Q(t)$ verwendet werden. Die Meßergebnisse, die bei einer sprungförmigen, positiven Änderung der Eingangsspannung am Verstärker des Servoventils erzielt werden, sind in Bild 2/17 gezeigt. Aufgetragen sind die Volumenstromsignale des Servoventils und des Volumenstromsensors über der Zeit t . Für den Nullpunkt ergibt sich für das Signal des Volumenstromsensors $Q_{VS}(t)$ eine Totzeit von 3 ms. Abgesehen von dieser Totzeit und einer gewissen Verzögerung des Volumenstromsignals $Q_{VS}(t)$ stimmt die Amplitude weitgehend mit der Vorgabe $Q_{Soll}(t)$ überein.

Vergleichbare Tendenzen ergeben sich für negative Änderung der Eingangsspannung am Servoventilverstärker.

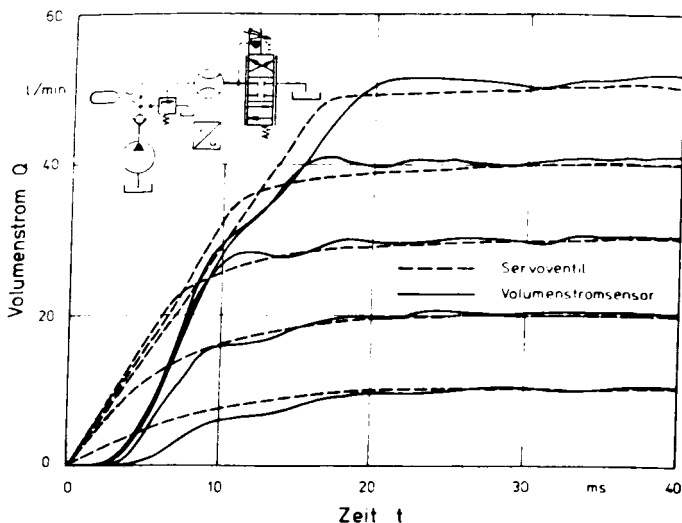


Bild 2/17: Sprungantwort des Volumenstromsensors

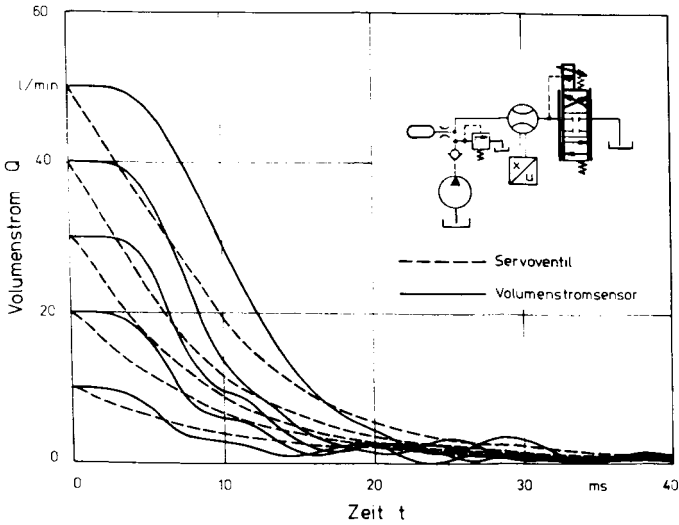


Bild 2/18: Sprungantwort des Volumenstromsensors

Die entsprechenden Messergebnisse sind in Bild 2/18 gezeigt. Nach einer Totzeit von etwa 4 ms, die weitgehend unabhängig vom Volumenstrom $Q(t=0)$ ist, folgt das Signal des Volumenstromsensors $Q_{VS}(t)$ dem Sollwert $Q_{SV}(t)$ verzögert nach. Nachdem der Versuchsaufbau vorgestellt ist, folgt nun die Analyse des dynamischen Verhaltens der 2-Wege-Stromregelventile.

2.3.3. Anfahrssprung - Lastsprung

Bei der Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Stromregelventilen lassen sich zwei unterschiedliche Anfangsbedingungen für eine sprungförmige Änderung des Lastdrucks unterscheiden.

1. Fall (Anfahrtsprung)

Der Kolben der Druckwaage liegt am Anschlag, da die Druckdifferenz zwischen dem Ein- und Ausgang des Stromregelventils geringer ist als die Mindestdruckdifferenz (Bereich I in Bild 2/3). Es fließt kein oder nur ein geringer Volumenstrom über das Ventil.

2. Fall (Lastsprung)

Die Druckwaage befindet sich in einer Regelposition und es fließt ein der Vorgabe entsprechender Volumenstrom über das Ventil (Bereich II in Bild 2/3).

Als 'Lastsprung' wird im folgenden also eine sprungförmige Laständerung innerhalb des Regelbereichs des Stromregelventils (Bereich II in Bild 2/3) bezeichnet, während mit dem Terminus 'Anfahrtsprung' sprungförmige Lastdruckänderungen, die von Arbeitspunkten innerhalb des unregulierten Bereiches I des statischen Kennfelds (Bild 2/3) ausgehen, gekennzeichnet werden.

Der Einfluß dieser Anfangsbedingungen zum Zeitpunkt der sprungförmigen Druckänderung sei im folgenden anhand von gemessenen Antwortfunktionen vorgestellt.

Bild 2/19 zeigt einen Versuchsaufbau, bei dem die Anfangsbedingungen für einen Anfahrtsprung gegeben sind. Das Wegeventil ist für $t = t_0$ geschlossen, der Druck vor und hinter dem Stromregelventil entspricht dem am Druckbegrenzungsventil eingestellten Druck p_0 . Durch die Feder, die auf die Druckwaage wirkt, (vergl. Bild 2/1) wird der Kolben der Druckwaage am Anschlag gehalten. Der Steuerquerschnitt der Druckwaage ist vollständig geöffnet. Zum Zeitpunkt $t = t_0$ wird das Wegeventil geschaltet. In wenigen Millisekunden fällt der Lastdruck auf $p_2(t) = 150$ bar. Der Volumenstrom $Q(t)$ wächst gleichzeitig von $Q = 0$ l/min bis $Q = 55$ l/min. Der gegenüber der Vorgabe $Q_{\text{Soll}} = 20$ l/min erhöhte Volumenstrom

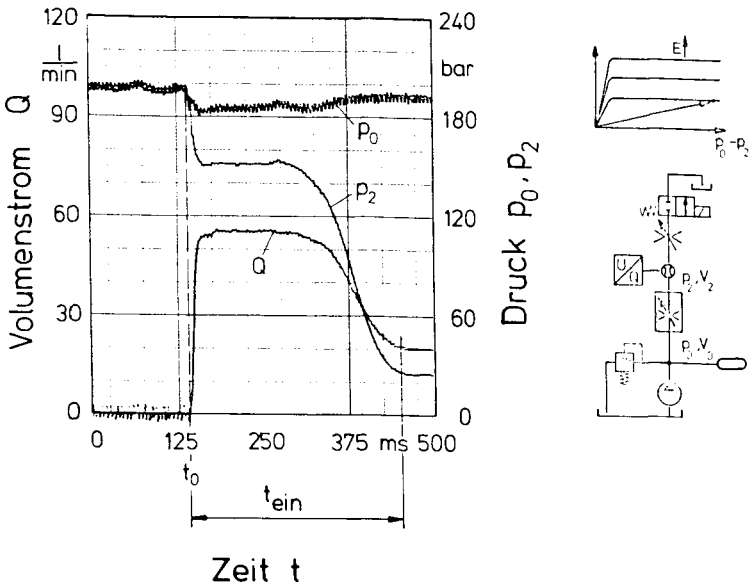


Bild 2/19: Sprungantwort (Anfahrtsprung) eines 2-Wege-Stromregelventils (Modell C)

bewirkt an der Meßblende eine Druckdifferenz, die zum Einfahren der Druckwaage in die Regelposition führt. Nach etwa 150 ms ist der Steuerquerschnitt der Druckwaage so weit verringert, daß der Volumenstrom gedrosselt wird. Mit abnehmendem Volumenstrom Q verringert sich der Lastdruck $p_2(t)$.

Nach $\Delta t = 320$ ms hat das Stromregelventil den Vorgabewert $Q_{soll} = 20$ l/min erreicht. Der Lastdruck entspricht dem an der Lastblende eingestellten Wert $p_2(t \rightarrow \infty) = 25$ bar.

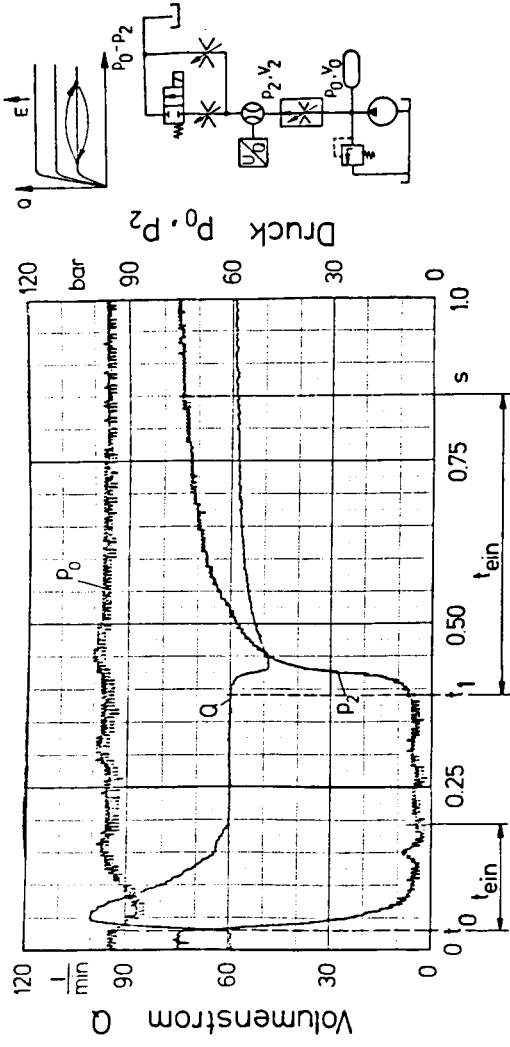


Bild 2/20: Sprungantwort (Lastsprung) eines 2-Wege-Stromregelventils (Modell C)

Die Antwortfunktion des Volumenstroms auf eine positive sowie eine negative Lastdruckänderung zeigt Bild 2/20. Für die Zeit $t < t_0$ ist das Ventil in der Regelposition. Der Volumenstrom beträgt $Q = 60 \text{ l/min}$, der Lastdruck $p_2(t < t_0) = 75 \text{ bar}$. Zum Zeitpunkt $t = t_0$ schaltet das Wegeventil. Der Druck sinkt in wenigen Millisekunden um etwa 60 bar. Gleichzeitig stellt sich ein zu grosser Volumenstrom $Q(t)$ über das Stromregelventil ein, der zum Auslenken der Druckwaage führt. Hierdurch wird der Steuerquerschnitt der Druckwaage verringert. Nach $\Delta t = 175 \text{ ms}$ ist der Sollwert $Q_{\text{soll}} = 60 \text{ l/min}$ erreicht, die Druckströmungs- und Federkräfte auf die Druckwaage befinden sich im Gleichgewicht.

Eine positive Lastdruckänderung wird zum Zeitpunkt $t = t_1$ erzielt, indem das Wegeventil wieder geschlossen wird. Hierdurch steigt der Lastdruck p_2 an. Gleichzeitig stellt sich ein gegenüber dem Sollwert verminderter Volumenstrom über das Stromregelventil ein. Hierdurch verringert sich die Druckdifferenz an der Messblende, so dass die Feder die Druckwaage in Öffnungsrichtung auslenken kann. Der Volumenstrom nimmt somit zu, bis nach etwa 460 ms nach der Erregung der Sollwert des Volumenstroms $Q_{\text{soll}} = 60 \text{ l/min}$ erreicht ist.

Welche Faktoren den Anfahrssprung und den Lastsprung beeinflussen, soll im folgenden Abschnitt analysiert werden.

2.3.4 Einflussfaktoren auf das dynamische Verhalten von Stromregelventilen

Die Einflussfaktoren, die das dynamische Verhalten von 2-Wege-Stromregelventilen bedingen, lassen sich in drei Gruppen aufteilen.

- Konstruktionspezifische Größen

Hierzu zählen alle vom Konstrukteur vorgegebenen Daten des Ventils, insbesondere

- die Öffnungsgeometrie am Steuerquerschnitt der Druckwaage
- der maximale Hub der Druckwaage
- die Anordnung von Dämpfungsblenden oder Dämpfungsdrosseln sowie deren Querschnitte
- die Kolbenflächen A_{11} , A_{12} , A_{22}
- die Federsteifigkeit c
- die Federvorspannung F_0

- Betriebsspezifische Faktoren

Diese Gruppe faßt alle Faktoren zusammen, die von den Betriebsaufgaben einer Anlage oder Maschine vorgegeben werden. Im einzelnen sind dies

- der Volumenstrom $Q_{\text{soll}} = f(E)$
- der Versorgungsdruck p_0
- der Lastdruck p_2

- Anlagenspezifische Faktoren

Die in den vorangehenden Gruppen genannten Faktoren beschreiben eindeutig das statische Verhalten eines Stromregelventils. Für das dynamische Verhalten müssen hingegen weitere Faktoren berücksichtigt werden, die von den Gegebenheiten der jeweiligen Anlage oder Maschine abhängig sind.

Hierzu zählen:

- Einsatzart des Stromregelventils (Zulauf- oder Abflussregelung)
- Volumina V_0 , V_2 vor und hinter dem Stromregelventil
- der Pumpenförderstrom, eventuelle Speicher
- die Belastung des Stromregelventils durch einen Zylinder oder Motor mit oder ohne Gegenhaltung

Die vorliegende Untersuchung beschränkt sich im folgenden auf die konstruktions- und betriebs-spezifischen Faktoren.

Um den Einfluß der soeben vorgestellten Parameter zu untersuchen, wurden wahlweise Messungen im Versuchsfeld und Simulationen am Rechner durchgeführt. Einflußfaktoren der Gruppe 'Betriebs-spezifische Größen', die sich leicht im Versuchsfeld ändern lassen, wurden an Hand von Messungen, Einfluß-faktoren, deren Veränderung nur sehr aufwendig und kostenintensiv zu ändern waren, wie die 'Konstruktionsspezifischen Größen', wurden mit einem mathematischen Modell des Stromregelventils am Rechner simuliert.

2.3.5. Mathematisches Modell zur Berechnung des dynamischen Verhaltens von 2-Wege-Stromregelventilen mit Stufenkolben

Um den Einfluß der konstruktionsspezifischen Größen auf das dynamische Verhalten der 2-Wege-Stromregelventile zu bestimmen, wurde ein Rechnermodell erstellt. Anhand dieses Modells können die Einflußfaktoren schnell und leicht variiert werden. Bevor die Ergebnisse dieser Berechnungen vorgestellt werden, sei das mathematische Modell kurz erläutert und die Gültigkeit des Modells anhand des Vergleichs von gemessener und gerechneter Antwortfunktion nachgewiesen.

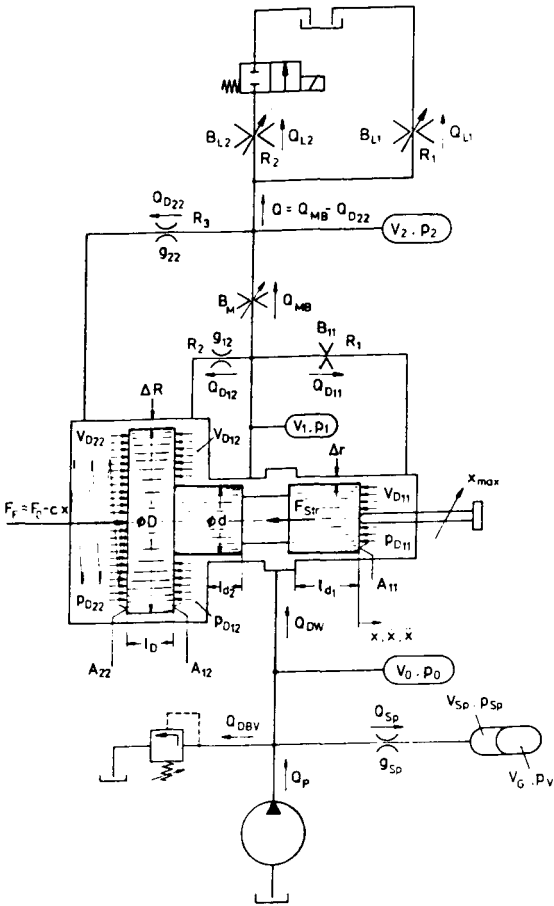


Bild 0/21: Schematische Darstellung des Versuchsobjektes

Bild 2/21 zeigt die schematische Darstellung des Versuchsobjekts und des angeschlossenen Hydrauliksystems. Die Verknüpfung der folgenden Gleichungen sowie die numerische Integration der Variablen erfolgt mit dem von Schulz /7/ und Hoffmann /6/ aufgebauten Programmsystem DSH.

Für das mathematische Modell sind für den Kolben der Druckwaage die Kräftebilanz und für die Knotenpunkte die Volumenstrombilanz zu bestimmen.

Auf die Druckwaage ergeben sich die Kraftkomponenten:

- Druckkraft

$$F_D = A_{D22} \cdot P_{D22} - A_{D11} \cdot P_{D11} - A_{D12} \cdot P_{D12}$$

- Federkraft

$$F_F = F_0 - c \cdot x$$

- Strömungskraft

$$F_{str} = f_{str} \cdot A_D(x) \cdot (P_0 - P_1) \pm \rho l \frac{dQ}{dt}$$

$$\text{mit } f_{str} = 2 \cdot \alpha_{DD}(\text{Re}) \cdot \cos \epsilon$$

Hierbei bezeichnet ϵ den Strömungswinkel im Steuerquerschnitt der Druckwaage und l die Länge der zu beschleunigenden Ölsäule.

Der dynamische Anteil der Strömungskraft wird in der Berechnung vernachlässigt, da dieser nur einen geringen Einfluß hat, wie die folgende Abschätzung zeigt. Für einen Anfahrssprung wurde im Versuchsfeld eine zeitliche Änderung des Volumenstroms

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{100 \text{ l/min}}{0,005 \text{ s}} = 333,3 \text{ l/s}^2$$

gemessen.

Mit $\rho_{öl} = 0,85 \text{ g/cm}^3$ und $l = 25 \text{ mm}$ ergibt sich ein dynamischer Störungskraftanteil von

$$F_{str \text{ dyn}} = 7,08 \text{ Ns/m}$$

Auf die Kolbenfläche bezogen ergibt dies eine Druckdifferenz von

$$\Delta p = \frac{F_{\text{str dyn}}}{A_{22}} = \frac{7,08 \text{ N}}{12,56 \text{ cm}^2} = 0,056 \text{ bar}$$

Reibkräfte

Die Reibkräfte gliedern sich in die Newtonsche - und die Haftreibung

$$F_{\text{Reib}} = F_{\text{Newton}} + F_{\text{Haft}}$$

Wie statische Untersuchungen des Ventils gezeigt haben, kann die Haftreibung vernachlässigt werden.

Für die geschwindigkeitsproportionale Reibung gilt die Bestimmungsgleichung

$$F_{\text{Newton}} = -\varrho_{\text{öl}} \cdot \pi \cdot \nu \left[\frac{D \cdot l_D}{\Delta R} + \frac{d \cdot (l_{d1} + l_{d2})}{\Delta r} \right] \cdot \star$$

Hierbei bedeuten

$\varrho_{\text{öl}}$	die Dichte des Öls	0,85 g/cm ³
ν	kinematische Viskosität	50 mm ² /s
D	Durchmesser der Kolbenfläche A ₂₂	40 mm
d	Durchmesser der Kolbenfläche A ₁₁	16 mm
l_D	Spaltlänge	8 mm
$l_{d1}+l_{d2}$	maximal wirksame Spaltlänge	24 mm
ΔR	Spiel zwischen Kolben und Hülse der Druckwaage bei A ₂₂	0,006 mm
Δr	Spiel zwischen Kolben und Hülse der Druckwaage bei A ₁₁	0,006 mm

Eingesetzt ergeben diese Werte eine geschwindigkeits-spezifische Reibkraft.

$$d_o = \frac{F_{\text{Newton}}}{\dot{x}} = 15.66 \text{ Ns/m} \quad \text{für } \dot{x} = 1 \text{ m/s}$$

Zum Vergleich hierzu sei die geschwindigkeitsspezifische Dämpfungskraft, die der Widerstand R_2 bewirkt, vorgestellt. Bei einem Bohrungsdurchmesser $d_{D11} = 2 \text{ mm}$ und einer Bohrungslänge von $D_2 = 10 \text{ mm}$ ergibt sich für den Dämpfungskoeffizienten

$$d_o (R_2) = \frac{A_{12}^2}{E_{12}} = \frac{2,07^2 \text{ cm}^4 \text{ min bar}}{4,8 \text{ l}} = 624,81 \text{ Ns/m}$$

Dies zeigt, daß die Newtonsche Reibkraft nur sehr geringen Einfluß auf das Verhalten des Ventils nimmt.

Die Kräftebilanz auf den Kolben der Druckwaage ergibt somit

$$m \cdot \ddot{x} = F_p + F_F - F_{\text{str}} - F_{\text{Reib}}$$

Die Abhängigkeit des Volumenstroms Q von der Druckdifferenz Δp eines hydraulischen Widerstands wird für blendenförmige Querschnitte durch die Bernoullische Gleichung, für drosselförmige Querschnitte durch das Hagen-Poiseuille'sche Gesetz beschrieben.

Die Bernoullische Gleichung ergibt sich zu

$$Q = \alpha_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$$

Mit Q Volumenstrom über den Widerstand

α_D Durchflußkoeffizient

ρ Dichte des Öls

Δp Druckdifferenz am Widerstand.

Das Hagen-Poiseuille'sche Gesetz für eine Kapillare lautet:

$$Q = \frac{\pi \cdot r^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p$$

Hierbei bedeuten

- Q Volumenstrom durch die Drossel
- r Radius der Bohrung
- l Länge der Bohrung
- η dynamische Zähigkeit
- Δp Druckdifferenz an der Drossel

Auf die Widerstände des 2-Wege-Stromregelventils übertragen, ergibt sich hieraus:

Widerstand der Druckwaage

$$Q_{DW} = \alpha_{DD}(Re) \cdot A_D(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)}$$

Widerstand der Meßblende

$$Q_{MB} = \alpha_{DM} \cdot (Re) \cdot A(E) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

Widerstand R_1 : $Q_{D11} = B_{11} \cdot \sqrt{p_1 - p_{D11}}$

mit $B_{11} = A_D(R_1) \cdot \alpha_{D11} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$

Widerstand R_2 und R_3 sind als Laminarwiderstände ausgeführt.

Für den Widerstand R_2 folgt:

$$Q_{D12} = \epsilon_{12} \cdot (p_1 - p_{D12})$$

$$\epsilon_{12} = \frac{\pi \cdot r_{12}^4}{8 \cdot \eta \cdot l_{12}}$$

Widerstand R_2

$$Q_{D22} = E_{22} (P_2 - P_{D22})$$

$$E_{22} = \frac{r_{22}^4 \cdot \pi}{8 \cdot \eta \cdot l_{22}}$$

Hieraus ergibt sich die Volumenstrombilanz in den jeweiligen Volumina:

Volumen V_0 : $Q_{Pumpe} - Q_{DEV} - Q_{DW} - Q_{Speicher} = Q_{K0}$

mit Q_{K0} = Kompressionsölstrom im Volumen V_0

Volumen V_1 : $Q_{DW} - Q_{MB} - Q_{D11} - Q_{D12} = Q_{K1}$

Volumen V_2 : $Q_{MB} - Q_{Last} - Q_{D22} = Q_{K2}$

Volumen V_{D11} :

$$Q_{D11} + A_{11} \cdot \dot{x} = Q_{K11}$$

Volumen V_{D12} :

$$Q_{D12} + A_{12} \cdot \dot{x} = Q_{K12}$$

Volumen V_{D22} :

$$Q_{D22} + A_{22} \cdot \dot{x} = Q_{K22}$$

Der Druckaufbau in einem Volumen V wird durch die Gleichung

$$\frac{d p}{d \tau} = \dot{p} = \frac{E'_{01}}{V} \cdot Q_K$$

beschrieben. Q_K bezeichnet den Kompressionsölstrom, E'_{01} den Ersatzkompressionsmodul des Öls.

Zur Simulation wurde für jedes Volumen der Druckaufbau entsprechend dieser Gleichung bestimmt:

$$p_0(t) = -\frac{E'_{\text{Ö1}}}{V_0} \int_0^t Q_{K0}(\tau) \cdot d\tau + p_0(t=0)$$

$$p_1(t) = -\frac{E'_{\text{Ö1}}}{V_1} \int_0^t Q_{K1}(\tau) \cdot d\tau + p_1(t=0)$$

$$p_2(t) = -\frac{E'_{\text{Ö1}}}{V_2} \int_0^t Q_{K2}(\tau) \cdot d\tau + p_2(t=0)$$

$$p_{D11}(t) = -\frac{E'_{\text{Ö1}}}{V_{D11}} \int_0^t Q_{K11}(\tau) \cdot d\tau + p_{D11}(t=0)$$

$$p_{D12}(t) = -\frac{E'_{\text{Ö1}}}{V_{D12}} \int_0^t Q_{K12}(\tau) \cdot d\tau + p_{D12}(t=0)$$

$$p_{D22}(t) = -\frac{E'_{\text{Ö1}}}{V_{D22}} \int_0^t Q_{K22}(\tau) \cdot d\tau + p_{D22}(t=0)$$

Die hier beschriebenen Zusammenhänge der Zustandsgrößen des Stromregelventils veranschaulicht Bild 2/31. Außer dem Stromregelventil muß zur Simulation des dynamischen Verhaltens die Versorgungs- und Belastungseinheit nachgebildet werden.

Für die Pumpe gilt

$$Q_{\text{Pumpe}} = \text{const.}$$

Das Druckbegrenzungsventil wird als System 1. Ordnung dargestellt.

Die Volumenstromgleichung ergibt sich zu

$$Q_{\text{DBV}} = B_{\text{DBV}} \cdot y \cdot \sqrt{p_0}$$

die Weggleichung des Kolbens des Druckventils zu

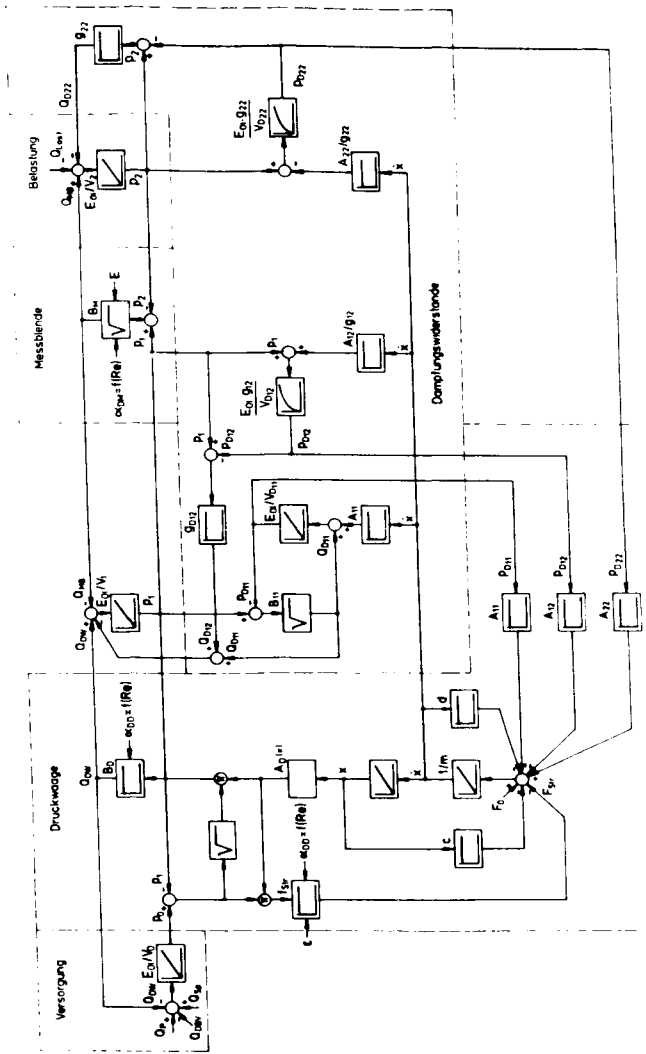


Bild 2/31: Signalflußplan des 2-Wege-Stromregelventils mit Stufenkolben

$$y = \int_0^t \dot{y} \cdot d\tau = \int_0^t \frac{\epsilon_{DBV}}{A_{DBV}} \cdot \left[(x_0 + x) \cdot c_{DBV} + A_{DBV} \cdot p_0 - f_{str DBV} \cdot y \cdot p_0 \right] \cdot d\tau$$

für $0 \leq y \leq y_{max}$

bzw. $y = 0$ mm für $y < 0$

Der Speicher in der Versorgungseinheit wird durch die Gleichungen

$$Q_{\text{Speicher}} = \epsilon_{sp} \cdot (p_0 - p_{sp})$$

$$p_{sp} = \int_0^t \frac{Q_{\text{Speicher}}}{\frac{1}{\alpha} \cdot V_G \cdot p_v \frac{1}{\alpha}} + \frac{V_o + V_G}{E'_{\text{öl}}} - (1 - 1/\alpha) \frac{V_o \cdot p_v}{E'_{\text{öl}} p_{sp}} \frac{1}{\alpha}} \cdot d\tau$$

nachgebildet.

Hierbei bedeuten

p_v = Vorspanndruck

V_G = Gasvolumen im Speicher

V_{sp} = Ölvolumen im Speicher

$\alpha = 1$ (isotherme Zustandsänderung)

Als Belastung wurden blendenförmige Widerstände eingesetzt. Hierfür gilt

$$Q_{\text{Last}} = Q_{L1} + Q_{L2}$$

$$Q_{L1} = B_{L1} \cdot \sqrt{p_2 - p_R}$$

$$Q_{L2} = B_{L2} \cdot \sqrt{p_2 - p_{2W}}$$

mit p_{2W} = Druck zwischen Lastblende und Wegeventil

p_R = Druck im Rücklauf zum Tank.

Für den Weg des Wegeventils gilt

$$x_{vW} \left\{ \begin{array}{l} = 0 \text{ für } t < 0 \\ = \int_0^t \dot{x}_{vW} d\tau \text{ für } 0 \leq t_0 < 3 \text{ ms} \\ \text{mit } \frac{x_{vW} \text{ max}}{t_0} = \frac{1.5 \text{ mm}}{3 \text{ ms}} = \dot{x}_{vW} \\ = x_{vW} \text{ max für } x_{vW} \geq x_{vW} \text{ max} \end{array} \right.$$

Der Volumenstrom über das Ventil ergibt

$$Q_{vW} = B_{vW} \cdot x_{vW}(t) \cdot \sqrt{p_{2W} - p_R}$$

Vergleich Messung - Rechnung

Um die Gültigkeit des vorgestellten mathematischen Modells vorzuführen, zeigt Bild 2/22 für einen Anfahrspung den Vergleich zwischen den gemessenen und gerechneten Zustandsgrößen. Der Versorgungsdruck ist hierbei zu $p_0 = 100$ bar, der Sollwert des Volumenstroms zu $Q = 35$ l/min vorgegeben. Der Öffnungsquerschnitt am Lastwiderstand ist so eingestellt, daß der Lastdruck im Anschluß an den Anfahrspung $p_2 (t \rightarrow \infty) = 25$ bar beträgt.

Zum Zeitpunkt $t < 0$ gilt für die Drücke $p_0 = p_2 = 100$ bar, für den Volumenstrom $Q = 0$ l/min.

Durch die Feder wird der Kolben der Druckwaage in der Stellung $x = x_{\text{max}}$ gehalten. Zum Zeitpunkt $t = 0$ schaltet das Wegeventil. In wenigen Millisekunden sinkt der Lastdruck p_2 auf etwa 70 bar. Zugleich stellt sich ein gegenüber dem Sollwert zu großer Volumenstrom Q von fast 60 l/min ein. Die Meßblende formt diesen Volumenstrom in eine Druckdifferenz, die zum Einfahren der Druckwaage in die Regelposition führt.

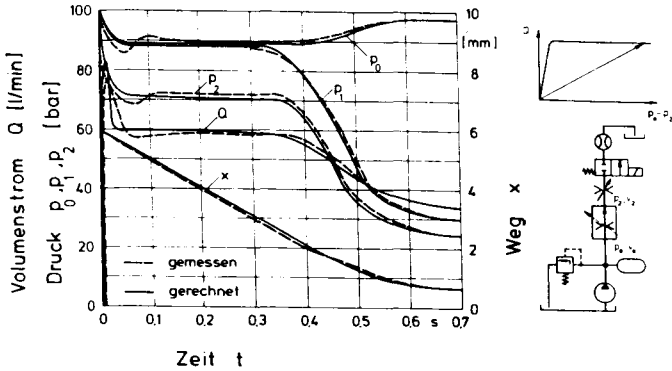


Bild 2/22: Vergleich Messung - Rechnung

Da der Steuerquerschnitt der Druckwaage zu Beginn des Anfahrssprungs weit geöffnet ist, ist der Widerstand der Druckwaage sehr gering.

Nach etwa 300 ms setzt die Drosselwirkung der Druckwaage ein. Der Volumenstrom sinkt, wodurch sich eine Verringerung des Lastdrucks p_2 einstellt. Nach etwa $\Delta t = 650$ ms ist der Anfahrssprung beendet.

Die gemessenen Signale sind gestrichelt, die gerechneten Zustandsgrößen sind als Linie eingetragen. Der Vergleich zwischen Messung und Rechnung kann als gut bezeichnet werden.

2.3.6. Einfluß der konstruktionsspezifischen Größen
auf das dynamische Verhalten von direktwir-
kenden Stromregelventilen mit Stufenkolben

Mit Hilfe des vorgestellten mathematischen Mo-
dells wird der Einfluß der Konstruktionsdaten auf das
dynamische Verhalten untersucht.

Einfluß der Öffnungsgeometrie $A_D(x)$
des Steuerquerschnitts der Druckwaage

Der Vergleich der Sprungantwort von zwei Stromregelventi-
len, die sich allein durch den Steuerquerschnitt
 $A_D(x)$ der Druckwaage unterscheiden, ist in Bild 2/23
gezeigt. Die Antwortfunktion des Stromregelventils mit
Ringspalt als Steuerquerschnitt $A_D(x)$ ist gestrichelt,
die Antwortfunktion des Stromregelventils, dessen

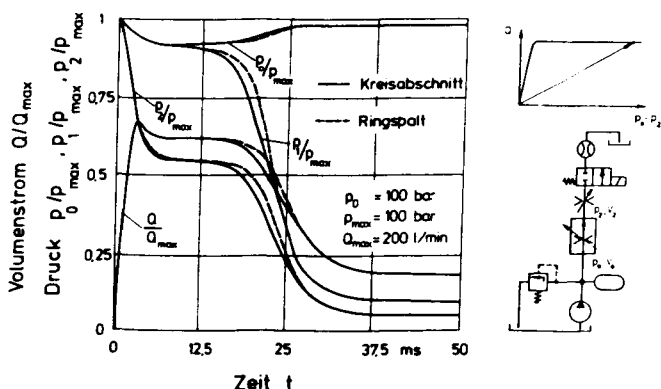


Bild 2/23: Einfluß des Steuerquerschnitts $A_D(x)$ der
Druckwaage auf die Antwortfunktion $Q = f(t)$

Steuerquerschnitt der Druckwaage zwei Kreisabschnitte bilden, ist mit durchgezogenen Linien dargestellt. Die Auslegung der Steuerquerschnitte entspricht den in Bild 2/2 gezeigten Werten.

Zum Zeitpunkt $t < 0$ gilt für die Drücke $p_0 = p_2 = 100$ bar, der Volumenstrom Q , der sich aus dem Volumenstrom über die Meßblende und dem Volumenstrom, der aus der Bewegung der Druckwaage resultiert, zusammensetzt, ist hier $Q = 0$ l/min.

Sobald bei $t = 0$ das Wegeventil schaltet, sinkt der Lastdruck $p_2(t)$, bis nach etwa 6 ms der Druck $p_2(t)$ einen quasi-stationären Wert erreicht. Gleichzeitig mit dem Absinken des Lastdrucks $p_2(t)$ wächst der Volumenstrom Q , um nach etwa 6 ms einen quasi-stationären Wert von $Q = 120$ l/min zu erreichen. Der gegenüber der Vorgabe zu große Volumenstrom bewirkt eine Druckdifferenz an der Meßblende, die zum Einfahren der Druckwaage in die Regelposition führt.

Nach $\Delta t = 12$ ms ist die Druckwaage soweit in Schließrichtung eingefahren, daß die Drosselwirkung der Druckwaage einsetzt. Der Druck $p_1(t)$ zwischen Druckwaage und Meßblende, der bis zu diesem Zeitpunkt wegen der fehlenden Drosselwirkung dem Versorgungsdruck $p_0(t)$ entspricht, sinkt. Zugleich ist, bis die Vorgabewerte $Q = 40$ l/min und $p_2 = 5$ bar erreicht sind, eine Verminderung des Volumenstroms Q sowie des Lastdrucks p_2 festzustellen.

Der Vergleich der beiden Antwortfunktionen zeigt, daß sich - abgesehen von der nur wenige Millisekunden früher einsetzenden Drosselwirkung des Kreisabschnitts gegenüber dem Ringspalt - keine bemerkenswerten Unterschiede durch die Geometrie der Steuerkante der Druckwaage ergeben.

Einfluß der Federsteifigkeit c

In einer weiteren Simulation wurde der Einfluß der Federsteifigkeit c auf das dynamische Verhalten untersucht. Bild 2/24 zeigt die gerechneten Antwortfunktionen. Die gestrichelten Linien entsprechen einem Ventil, dessen Federsteifigkeit $c = 50 \text{ N/mm}$, die durchgezogenen Linien einem Ventil, dessen Federsteifigkeit $c = 20 \text{ N/mm}$ beträgt. Der Vergleich der beiden Antwortfunktionen zeigt, daß sich mit der Erhöhung der Federsteifigkeit c die Einschwingzeit t_{ein} praktisch nicht ändert. Zugleich ist aber eine Verlagerung des Volumenstroms Q ($t \rightarrow \infty$) zu kleineren Werten mit der Erhöhung der Federsteifigkeit c zu beobachten. Die Gründe hierfür wurden bereits in Abschnitt 2.2.5. bei der Untersuchung des statischen Verhaltens vorgestellt.

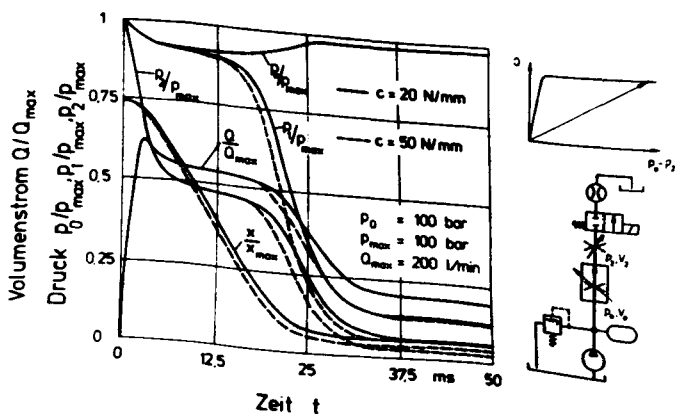


Bild 2/24: Einfluß der Federsteifigkeit c auf die Antwortfunktion $Q = f(t)$

Einfluß der Dämpfungswiderstände

Bisher sind Variationen von konstruktionspezifischen Einflußgrößen gezeigt worden, die wie z.B. auch die Kolbenmasse m (die übrigen Konstruktionsdaten im Wertebereich von Tabelle 2 vorausgesetzt) nur in geringem Umfang das dynamische Verhalten der 2-Wege-Stromregelventile mitbestimmen.

Die konstruktionspezifische Haupteinflußgröße für das dynamische Verhalten der Stromregelventile bilden die Dämpfungswiderstände R_1, R_2, R_3 . Entsprechend dem hauptsächlichlichen Einsatzgebiet werden die Ventilkolben von den Herstellern mehr oder weniger stark durch Dämpfungswiderstände gefesselt. Da ohne Dämpfungswiderstände in der Regel ein stabiles Arbeiten der Ventile in allen Anwendungsbereichen nicht gewährleistet ist, zum anderen die Fesselung des Kolbens der Druckwaage durch Dämpfungswiderstände zu einer Verlängerung der Einschwingzeit t_{ein} führt, ist hier ein Kompromiß zwischen Dämpfungseigenschaft und Zeitverhalten zu treffen. Der Einfluß der Dämpfungswiderstände auf das Fehlerintegral $\int_0^{\infty} |Q_{soll} - Q_{ist}| \cdot dt$ ist in Bild 2/25 gezeigt.

Als Parameter ist die Vorgabe des Volumenstroms Q_{soll} gewählt. Während mit steigendem Vorgabewert $Q_{soll} = f(E)$ eine leicht degressive Zunahme des Fehlerintegrals festzustellen ist, führt die Verminderung des Blendendurchmessers D_3 zu einem exponentiellen Ansteigen des Fehlerintegrals. Dies ist durch die Fesselung des Kolbens durch die Dämpfungswiderstände begründet, da hierdurch das Einfahren des Druckwaagekolbens in die Regelposition verzögert wird.

2.3.7. Einfluß der betriebsspezifischen Größen auf das dynamische Verhalten

Nachdem der Einfluß der konstruktionsabhängigen Größen auf das dynamische Verhalten von 2-Wege-Stromregelventilen mit Stufenkolben gezeigt wurde, soll nun auf die Beeinflussung des dynamischen Verhaltens durch die betriebsspezifischen Größen

- Versorgungsdruck p_0
- Lastdruck p_2 und
- Vorgabe des Volumenstroms Q_{soll}

eingegangen werden.

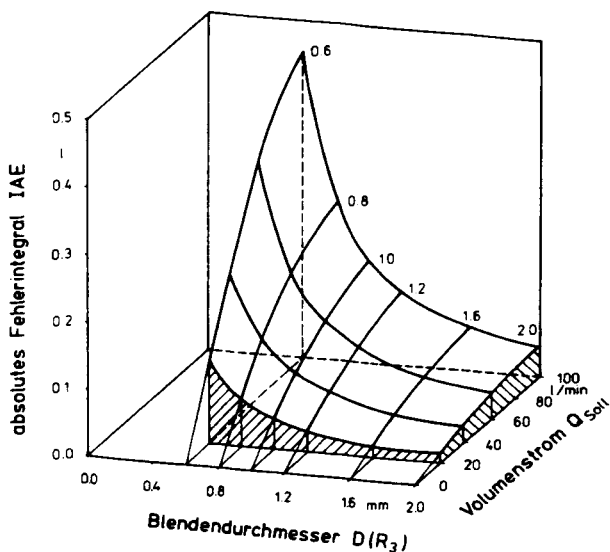


Bild 2/25: Einfluß des Dämpfungswiderstands R_3
auf das Integral des absoluten Fehlers
 $\int_0^{\infty} |Q_{\text{soll}} - Q_{\text{ist}}(t)| \cdot dt$

Eine sprungförmige Änderung des Lastdrucks p_2 wird als Testfunktion gewählt. Als Maßstab für die Auswertung der Antwortfunktion des Volumenstroms $Q(t)$ werden die Kenngrößen 'Stromüberhöhung $Q_{\ddot{u}}$ ' und 'Einschwingzeit t_{ein} ' verwendet. Wegen der unterschiedlichen Anfangsbedingungen bei Anfahr- und Lastsprüngen (vergl. Abschnitt 2.3.3) werden diese Einsatzfälle im folgenden getrennt behandelt. Da die Stromüberhöhung von Anlage zu Anlage variiert, werden bei dieser Untersuchung nur die Grenzen, innerhalb derer die Kennwerte auftreten können, bestimmt. Ein vergleichbares Verfahren kennt die Maschinendynamik. Während der zeitliche Verlauf einer Schwingung durch die Amplitude und die Phasenlage eindeutig bestimmt ist, gibt die Enveloppe nur den zu einem Zeitpunkt maximal möglichen Ausschlag an.

Ebenso werden bei der Stromüberhöhung nur die maximal möglichen Abweichungen zwischen Soll- und Istwert der Volumenstromsteuerung angegeben. Die Grenzwerte ergeben sich aus der Annahme einer - auch bei Schaltvorgängen wie dem Anfahrprung - Konstant-Druck-Versorgung und einer sprungförmigen Laständerung.

Für eine Anlage, die beispielsweise ein sehr langsam schaltendes Wegeventil enthält, ergibt sich, da die Laständerung nicht mehr sprungförmig erfolgt, eine geringere Stromüberhöhung als in den Diagrammen angegeben ist. Dagegen stimmt der qualitative Verlauf, der die Abhängigkeit der Stromüberhöhung als Funktion des Versorgungsdrucks p_0 , des Lastdrucks p_2 und der Volumenstromvorgabe Q_{soll} bezeichnet, auch für diese Anlage.

Für die hier vorgestellten Abschätzungsverfahren ist es notwendig, den Volumenstrom $A_{22} \cdot \dot{x}$, der sich aus der Kolbenbewegung der Druckwaage ergibt, zu vernachlässigen. Diese Vereinfachung ist - abgesehen von sehr kleinen Einstellwerten des Volumenstroms $Q = f(E)$ - vertretbar, da dieser Volumenstromanteil nur geringfügig zur

Stromüberhöhung beiträgt. So ergibt sich beispielsweise bei einer Einregelzeit von 100 ms und einem Arbeitshub der Druckwaage von 5 mm ein Volumenstrom durch das Einfahren der Druckwaage von $Q = A_{22} \cdot \dot{x} = 12 \text{ cm}^2 \cdot 5 \text{ mm}/0.1 \text{ s} = 3.6 \text{ l/min}$

Als weitere Variable, die in der Abschätzung vernachlässigt wird, ist der Kompressionsölstrom $Q_{K2}(t)$ zu nennen, der sich bei Laständerungen im Volumen V_2 zwischen Stromregelventil und Belastung ergibt. Zulässig ist dies, da sich bei kleinen Volumina V_2 nur ein geringer Kompressionsölstrom ergibt, während sich bei großen Volumina V_2 trotz eines großen Kompressionsölstroms meist relativ geringe Druckänderungsgeschwindigkeiten dp_2/dt ergeben, wodurch die Druckdifferenz am Stromregelventil geringer ausfällt als bei sprungförmiger Laständerung.

2.3.3.1. Untersuchung der Stromüberhöhung beim Anfahrtsprung

Einfluß des Versorgungsdrucks p_0 auf die Stromüberhöhung

Um die Abhängigkeit der Stromüberhöhung vom Versorgungsdruck p_0 zu bestimmen, wurden Anfahrtsprünge mit verschiedenen Einstellungen des Versorgungsdrucks p_0 gemessen. Die Lastblende ist jeweils so eingestellt worden, daß sich in der Durchlaßstellung des Wegeventils ein für die Versuchsreihe konstanter Lastdruck $p_2(t \rightarrow \infty)$ ergibt. Die Auswertung dieser Antwortfunktion ist in Bild 2/26 gezeigt. Aufgetragen ist der maximale Volumenstrom \bar{Q}_{\max} , der sich aus der Summe des Vorgabewertes und der Stromüberhöhung ergibt, über dem Versorgungsdruck p_0 . Parameter ist der Einstellwert des Volumenstroms $Q_{\text{goll}} = f(E)$. Durch Dreiecke sind die gemessenen, durch Kreuze die gerechneten Werte dargestellt.

Die Berechnung geht von einer Reihenschaltung der Widerstände der Druckwaage, der Meßblende und der Lastblende aus. Der Widerstand der Druckwaage kann hierbei vernachlässigt werden, da sich im ersten Moment des Anfahrspungs die Querschnitte der Druckwaage und der Meßblende wie $A_D(x) : A_{MB} = 5 : 1$ verhalten. Hierdurch ergibt sich die folgende einfache Abschätzung des maximalen Volumenstroms \bar{Q}_{max} . Der Lastdruck $p_2(t)$ hängt von den Widerständen der Druckwaage und der Meßblende entsprechend der Gleichung

$$\bar{p}_2 = \frac{p_0}{1 + (B_L / B_M)^2} \text{ ab.}$$

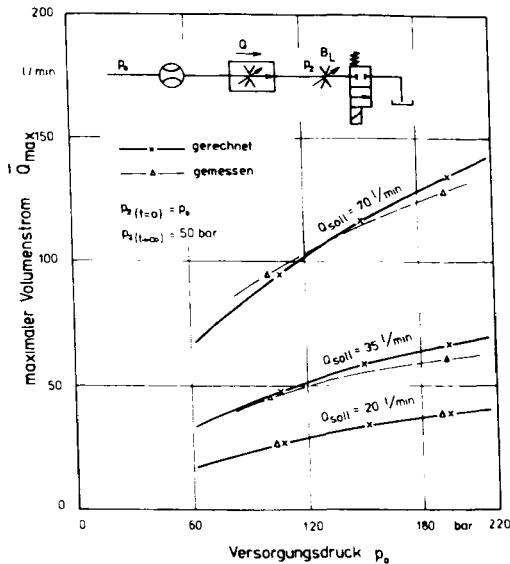


Bild 2/26: Abhängigkeit des maximalen Volumenstroms $\bar{Q}_{max} = \bar{Q}_ü + Q_{soll}$ vom Versorgungsdruck p_0

Hierbei bedeutet

- B_L Durchflußbeiwert der Lastblende
 B_M " " Meßblende
 \bar{p}_2 Lastdruck p_2 , der sich zwischen zwei Widerständen mit den Durchflußbeiwerten B_L und B_M für $p_0 = \text{const.}$ und $t \rightarrow \infty$ einstellt.

Die Bestimmungsgleichung für diese Beiwerte ist

$$B_L = \frac{Q_{\text{soll}} = f(E)}{\sqrt{p_2 (t \rightarrow \infty)}}$$
$$B_M = \frac{Q_{\text{soll}} = f(E)}{\sqrt{\Delta p_M (t \rightarrow \infty)}}$$

Die Druckdifferenz $\Delta p_M (t \rightarrow \infty)$ entspricht der im statischen Betrieb an der Meßblende abfallenden Druckdifferenz, deren Werte bei ausgeführten Stromregelventilen zwischen 3 - 10 bar liegen. Für die bei dieser Untersuchung eingesetzten Ventile der NG 16 beträgt diese Druckdifferenz etwa 4 bar bei einem Volumenstrom von $Q_{\text{soll}} = 20$ l/min.

Da der Kompressionsölstrom im Volumen V_2 vernachlässigt wird, gilt für den Volumenstrom über die Lastblenden

$$\bar{Q}_{\text{max}} = B_L \cdot \sqrt{\bar{p}_2}$$

bzw.

$$\bar{Q}_{\text{max}} = B_L \cdot \sqrt{\frac{p_0}{1 + (B_L/B_M)^2}}$$

Wie Bild 2/26 zeigt, ergibt sich tendenzmäßig gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und gerechneten Ergebnissen. Festzuhalten gilt, daß der maximale Volumenstrom \bar{Q}_{max} proportional der Wurzel des Versorgungsdrucks p_0 ist.

Abhängigkeit der Stromüberhöhung vom
Einstellwert $Q_{soll} = f(E)$

Als weiterer Parameter, der die Stromüberhöhung beim Anfahrspung beeinflukt, ist der Einstellwert $Q_{soll} = f(E)$ zu nennen. Bild 2/27 zeigt die Abhängigkeit des maximalen Volumenstroms \bar{Q}_{max} von der Volumenstromvorgabe $Q_{soll} = f(E)$. Als Parameter ist der Versorgungsdruck p_o eingetragen.

Durch Kreise sind die aus gemessenen Antwortfunktionen $Q = f(t)$ bestimmten Kennwerte, durch Linien die gerechneten Kennwerte gekennzeichnet. Für die Berechnung wird eine Reihenschaltung der Widerstände 'Meßblende' und 'Lastblende' angenommen. Der Widerstand der Druckwaage wird vernachlässigt. Es gilt

$$\bar{p}_2 = \frac{p_o}{1 + (B_L/B_M)^2}$$

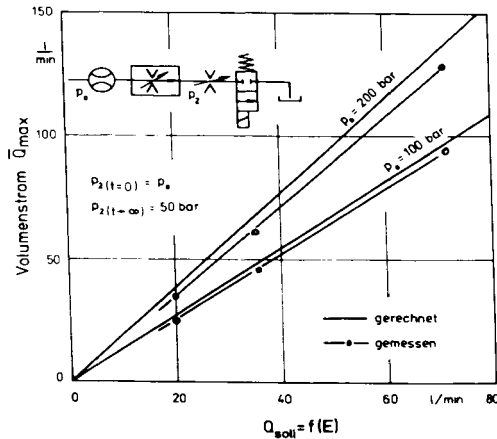


Bild 2/27: Abhängigkeit des maximalen Volumenstroms $\bar{Q}_{max} = \bar{Q}_{ü} + Q_{soll}$ vom Einstellwert des Volumenstroms $Q_{soll} = f(E)$

Mit $B_M = \frac{Q_{soll} = f(E)}{\sqrt{\Delta p_M (t \rightarrow \infty)}}$

und $B_L = \frac{Q_{soll} = f(E)}{\sqrt{p_2 (t \rightarrow \infty)}}$

folgt

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{max} &= B_L \cdot \sqrt{\bar{p}_2} \\ &= Q_{soll}(E) \cdot \sqrt{\frac{p_0}{\Delta p_M (t \rightarrow \infty)}} \end{aligned}$$

Der maximale Volumenstrom beim Anfahrsp rung \bar{Q}_{max} , der sich aus der Vorgabe des Volumenstroms $Q_{soll}(E)$ und der Stromüberhöhung $Q_{\ddot{u}}$ zusammensetzt, nimmt - wie deutlich aus dem Vergleich von Messung und Rechnung in Bild 2/27 hervorgeht - linear mit der Vorgabe des Volumenstroms Q_{soll} zu.

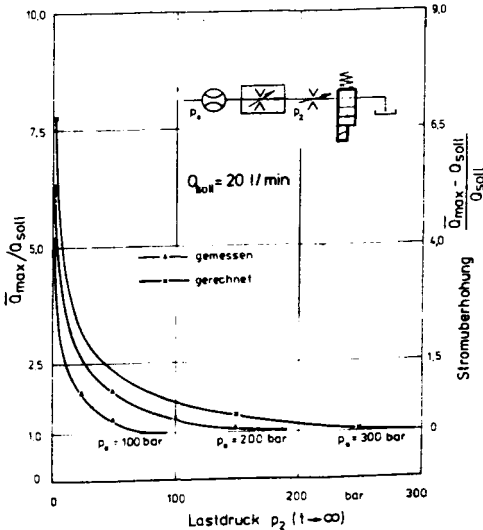


Bild 2/28: Abhängigkeit des maximalen Volumenstroms $\bar{Q}_{max} = Q_{\ddot{u}} + Q_{soll}$ bzw. der Stromüberhöhung $Q_{\ddot{u}}$ vom Lastdruck p_2

Abhängigkeit der Stromüberhöhung vom Lastdruck p_2

Bisher wurde die Stromüberhöhung, die bei einem Anfahr-
sprung auftritt, in ihrer Abhängigkeit vom Versorgungs-
druck p_0 und vom Einstellwert des Volumenstroms

$Q_{\text{soll}} = f(E)$ vorgestellt. Eine weitere Zustandsgröße,
die vom jeweiligen Betriebsfall vorgegeben wird, ist
der Lastdruck p_2 , dessen Grenzen durch die Ungleichung
 $p_0 \geq p_2 \geq 0$ bar für den hier untersuchten Versuchs-
aufbau gekennzeichnet sind. Die Frage, wie sich die
Stromüberhöhung als Funktion des Lastdrucks p_2 ($t \rightarrow \infty$)
ändert, läßt sich an Hand von Bild 2/28 beantworten.

Aufgetragen sind die bezogene Stromüberhöhung
 $(\bar{Q}_{\text{max}} - Q_{\text{soll}}(E)) / Q_{\text{soll}}(E)$ und der bezogene maxi-
male Volumenstrom $\bar{Q}_{\text{max}} / Q_{\text{soll}}(E)$ über dem Last-
druck p_2 ($t \rightarrow \infty$). Als Parameter ist der Versorgungs-
druck p_0 gewählt. Die Dreiecke entsprechen Werten,
die aus gemessenen Antwortfunktionen ermittelt wurden.
Den gerechneten Kennwerten entsprechen die durchge-
zogenen Linien.

Da zu Beginn des Anfahrspungs der Widerstand der Druck-
waage vernachlässigt werden kann, erfolgt die Berech-
nung des maximalen Volumenstroms Q_{max} durch die Bestim-
mung der Widerstandsgeometrie der Meßblende und der
Lastblende. Es gilt

$$\bar{p}_2 = \frac{p_0}{1 + (B_L/B_M)^2}$$

$$\text{mit } B_M = \frac{Q_{\text{soll}}(E)}{\sqrt{p_M(t \rightarrow \infty)}}$$

$$\text{und } B_L = \frac{Q_{\text{soll}}(E)}{\sqrt{p_2(t \rightarrow \infty)}}$$

Durch Einsetzen ergibt sich

$$\frac{\bar{p}_2}{p_0} = \frac{1}{\Delta p_M (t \rightarrow \infty) + p_2 (t \rightarrow \infty)}$$

Mit $\bar{Q}_{\max} = B_L \cdot \sqrt{\bar{p}_2}$

und $Q_{\text{soll}}(E) = B_L \cdot \sqrt{p_2 (t \rightarrow \infty)}$

folgt $\frac{\bar{Q}_{\max}}{Q_{\text{soll}}} = \frac{B_L}{B_L} \cdot \sqrt{\frac{\bar{p}_2}{p_2 (t \rightarrow \infty)}} = \sqrt{\frac{p_0 / p_2 (t \rightarrow \infty)}{1 + \frac{\Delta p_M}{p_2 (t \rightarrow \infty)}}}$

Die gemessenen Werte entsprechen - wie Bild 2/28 zeigt - den mit dieser einfachen Übersichtsrechnung bestimmten Zahlenwerten recht gut.

Es stellt sich heraus, daß mit zunehmender Sprungweite $p_0 - p_2$ beim Anfahrtsprung eine hyperbolische Zunahme der Stromüberhöhung eintritt. Als besonders kritisch sind somit Laständerungen zu sehr kleinen Lastdruckwerten $p_2 (t \rightarrow \infty)$ festzustellen. Vernachlässigt man die Druckdifferenz an der Meßblende $\Delta p_M (t \rightarrow \infty)$ - was bei großen Zahlenwerten des Versorgungs- und des Lastdrucks zulässig ist -, so ergibt sich für die Anfahrtsprünge die Beziehung

$$\frac{\bar{Q}_{\max}}{Q_{\text{soll}}}(E) \approx \sqrt{\frac{p_0}{p_2 (t \rightarrow \infty)}}$$

Der maximale Volumenstrom ist damit vom Einstellwert des Volumenstroms $Q_{\text{soll}} = f(E)$ und der Wurzel des Verhältnisses von Versorgungs- und Lastdruck abhängig. Für die Stromüberhöhung ergibt sich die Relation

$$Q_{\ddot{u}} = \bar{Q}_{\max} - Q_{\text{soll}}(E) \approx Q_{\text{soll}} \cdot \left[\sqrt{\frac{p_0}{p_2 (t \rightarrow \infty)}} - 1 \right]$$

2.3.3.2. Untersuchung der Stromüberhöhung
bei Lastsprüngen

Die bisher für den Anfahrersprung gezeigte Methode, den maximalen Volumenstrom \bar{Q}_{\max} durch die Analyse der Widerstandsgeometrie abzuschätzen, läßt sich ebenfalls auf Lastsprünge, d.h. sprungförmige Änderungen des Lastdrucks p_2 im geregelten Volumenstrombereich des Kennfeldes $Q = f(p_0 - p_2, E)$ übertragen. Eine Abschätzung der Widerstände im Regelbereich ergibt - abgesehen von sehr geringen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ zwischen Ein- und Ausgang des Stromregelventils - eine Reihenschaltung der Steuerquerschnitte der Druckwaage und der Lastblende, da der Widerstand der Meßblende vernachlässigt werden kann. Anhand der statischen Kennlinien der Widerstände der Druckwaage (bei $x = \text{const.}$) und der Lastblende vor und nach dem Schalten des Wegeventils veranschaulicht Bild 2/29 dieses Abschätzverfahren.

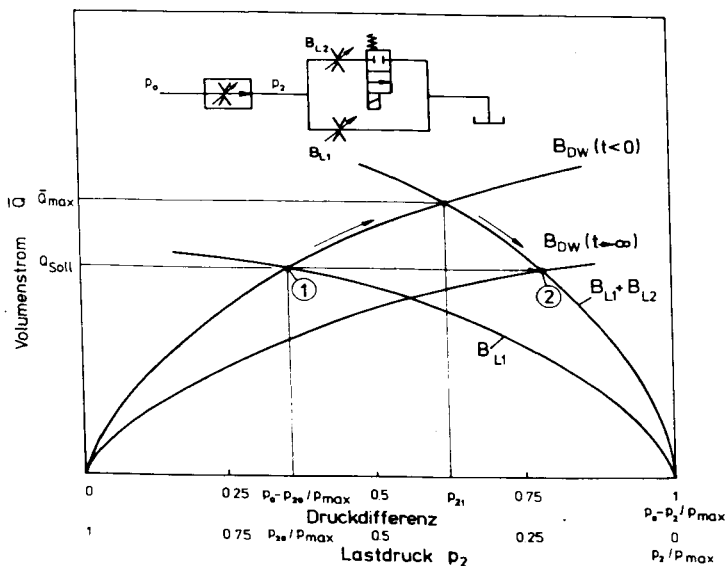


Bild 2/29: Kennlinien des Widerstands der Druckwaage und der Lastblenden B_{L1} und $B_{L1} + B_{L2}$ vor und nach dem Schalten des Wegeventils

Zum Zeitpunkt $t < 0$ fließt der Volumenstrom $Q = Q_{\text{soll}}$. Die Druckdifferenz am Stromregelventil beträgt $p_0 - p_{20}$ und die Druckwaage hat eine Regelposition eingefahren, die der Blendenkennlinie $B_{DW} (t < 0)$ entspricht. An der Lastblende fällt der Druck p_{20} ab. Zum Zeitpunkt $t = 0$ schaltet das Wegeventil und die Lastblenden entsprechen der Kennlinie des Widerstandes $B_L = B_{L1} + B_{L2}$. Der bei dieser Widerstandsreihenschaltung von B_{DW} und $B_L = B_{L1} + B_{L2}$ maximal mögliche Volumenstrom ist \bar{Q}_{max} , der zugehörige Lastdruck beträgt p_{21} . Die Abweichung zwischen dem tatsächlichen und dem vorgegebenen Volumenstrom führt zu einer Änderung der Position der Druckwaage, bis die Blendenkennlinie $B_{DW} (t \rightarrow \infty)$ erreicht wird. Der Volumenstrom $Q (t \rightarrow \infty)$ stellt sich hierbei auf die Vorgabe $Q_{\text{soll}} = f(E)$ ein.

Die mathematische Formulierung ergibt:

$$Q_{\text{soll}} = B_{DW} (t < 0) \cdot \sqrt{p_0 - p_{20}}$$

$$= B_{DW} (t \rightarrow \infty) \cdot \sqrt{p_0 - p_2 (t \rightarrow \infty)}$$

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{\text{max}} - Q_{\text{soll}} (E)$$

Hierbei bedeuten

p_{20} Druck $p_2 (t < 0)$

p_{21} Druck $p_2 (t \rightarrow \infty)$ für $B_{DW} (t \rightarrow \infty) = \text{const.}$

und $B_L = \text{const.}$ außerdem gilt

$$p_{21} = p_0 / \left[1 + (B_L / B_{DW} (t < 0))^2 \right]$$

Durch Umformen lassen sich diese Gleichungen zusammenfassen zu

$$\frac{\Delta \bar{Q}}{Q_{\text{soll}}(E)} = \left[\sqrt{\frac{1}{1 - \frac{\Delta p}{p_0}}} - 1 \right]$$

wobei $\Delta p = p_{20} - p_2$ die Lastdruckänderung bezeichnet.

Für die Lösung dieser Gleichung lassen sich zwei Fälle unterscheiden:

1. Fall

Dieser Fall stellt sich ein, wenn von einem hohen Druckniveau $p_2 (t < 0)$ zu einem geringen Druckniveau $p_2 (t \rightarrow \infty)$ die Laständerung erfolgt. Für die bezogene Stromüberhöhung ergibt sich, da der Betrag unter der Wurzel größer Eins ist, ein positives Fehlersignal des Volumenstroms $Q (t)$ (vgl. Bild 2/20).

2. Fall

Dieser Fall entspricht einer Laständerung von einem niedrigen $p_2 (t < 0)$ zu einem hohen Lastdruck $p_2 (t \rightarrow \infty)$ (vgl. Bild 2/20).

Für den bezogenen maximalen Volumenstrom $\bar{Q}_{\max}/Q_{\text{soll}}$ (E) ergibt sich ein Wert kleiner Eins, wodurch ein negatives Fehlersignal, also ein Volumenstrom, der geringer ist als der Vorgabewert, auftritt.

Die Ergebnisse dieser Berechnung des Fehlersignals des Volumenstroms bei Lastsprüngen im Regelbereich des Stromregelventils zeigt Bild 2/30.

Aufgetragen ist das auf den Einstellwert $Q_{\text{soll}} = f(E)$ bezogene Fehlersignal $\Delta \bar{Q} = \bar{Q}_{\max} - Q_{\text{soll}}$ über der Lastdruckänderung $\Delta p = p_{20} (t < 0) - p_2 (t \rightarrow \infty)$.

Deutlich ist zu erkennen, daß sich besonders sprunghafte Lastdruckänderungen zu großen Δp ungünstig auswirken, während Lastdruckänderungen zu höherem Druckniveau des Lastdrucks p_2 relativ geringe Fehlersignale hervorrufen.

2.3.3.3. Einflusfaktoren auf die Einschwingzeit t_{ein} beim Anfahrtsprung

Die vorgestellten Untersuchungen haben die Abhängigkeit der Stromüberhöhung von den arbeitspunktspezifischen Faktoren 'Versorgungsdruck p_0 ', 'Einstellwert des Volumenstroms $Q_{\text{soll}} = f(E)$ ' und 'Lastdruck p_2 ' gezeigt. Für viele Einzelfälle des Stromregelventils ist nicht allein die Stromüberhöhung, sondern auch die Zeitdauer des Fehlersignals $\int |Q_{\text{soll}} - Q_{\text{ist}}| \cdot dt$ von großer Bedeutung.

Die Abhängigkeit der Einschwingzeit t_{ein} , -d.h. die Zeitdauer, bis nach einem Lastsprung die entsprechende Regelposition der Druckwaage erreicht wird-, von den arbeitspunktspezifischen Faktoren sowie die Wechselwirkung zwischen Einschwingzeit und Stromüberhöhung sind Gegenstand der folgenden Untersuchung.

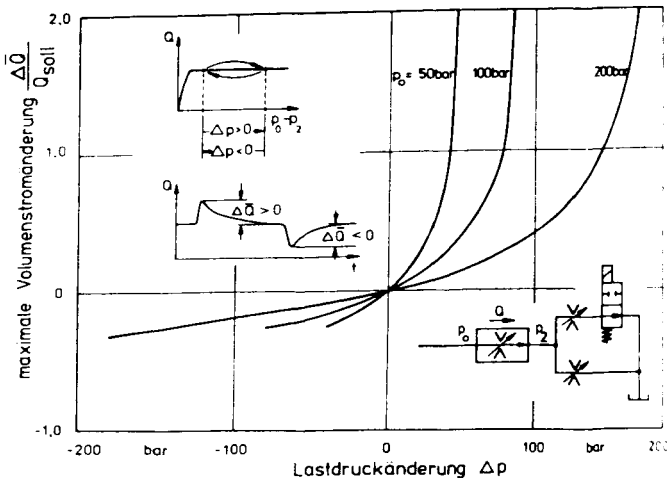


Bild 2/30: Einfluß der sprungförmigen Lastdruckänderung Δp auf das Fehlersignal $\frac{\Delta \bar{Q}}{Q_{\text{soll}}}$ im Regelbereich des Stromregelventils

Bild 2/31 zeigt das Blockschaltbild eines 2-Wege-Stromregelventils. Vernachlässigt man die Masse der Druckwaage und linearisiert man die Dämpfungsblenden, so ergibt sich für die Kolbengeschwindigkeit \dot{x} die Gleichung

$$\dot{x} = \frac{F_0 - c \cdot x - A_{22} \cdot (p_1 - p_2) - F_{\text{str}}}{\frac{A_{11}^2}{\epsilon_{11}} + \frac{A_{12}^2}{\epsilon_{12}} + \frac{A_{22}^2}{\epsilon_{22}} + d}$$

mit

- F_0 = Federvorspannung
- c = Federsteifigkeit
- A_{ik} = Flächen der Druckwaage $ik = 11, 12, 22$
- ϵ_{ik} = Leitwert der Dämpfungsblenden $ik = 11, 12, 22$

Die Kolbengeschwindigkeit \dot{x} ergibt sich damit aus dem Verhältnis der Druck-, Feder- und Strömungskräfte zu den geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungskräften. Letztere sind im wesentlichen von den Widerständen R_1 und R_2 und R_3 abhängig. Je nach konstruktiver Auslegung der Widerstände ergeben sich für handelsübliche Stromregelventile Einschwingzeiten beim Anfahrssprung ($p_0 = 100$ bar, $Q_{\text{soll}} = 20$ l/min, $p_2(t \rightarrow \infty) = 25$ bar) zwischen 30 ms und 1 s.

Die Lösung der Differentialgleichung mit der Randbedingung $x_0 = x(t = 0) = x_{\text{max}}$ ergibt

$$x(t) = \frac{F_0 - A_{22}}{c} \left[p_1 - p_2 \right] \cdot (1 - e^{-t/T}) + x_0 \cdot e^{-t/T}$$

$$\text{mit } T = \frac{A_{11}^2}{\epsilon_{11}} + \frac{A_{12}^2}{\epsilon_{12}} + \frac{A_{22}^2}{\epsilon_{22}}$$

Für die Einschwingzeit t_{ein} folgt

$$t_{\text{ein}} = -T \cdot \ln \cdot \frac{\Delta x - G}{x_{\text{max}} - G}$$

mit $\Delta x = x_{\text{max}} - x(t \rightarrow \infty)$

und $G = \frac{F_0}{c} - \frac{A_{22}}{c} \cdot [p_1 - p_2]$

Ersetzt man die zeitabhängigen Variablen $p_1(t)$ und $p_2(t)$ durch die Abschätzung des maximalen Volumenstrom \bar{Q}_{max} - wie sie in Abschnitt 2.3.7. vorgeführt ist - ergibt sich die Einschwingzeit zu

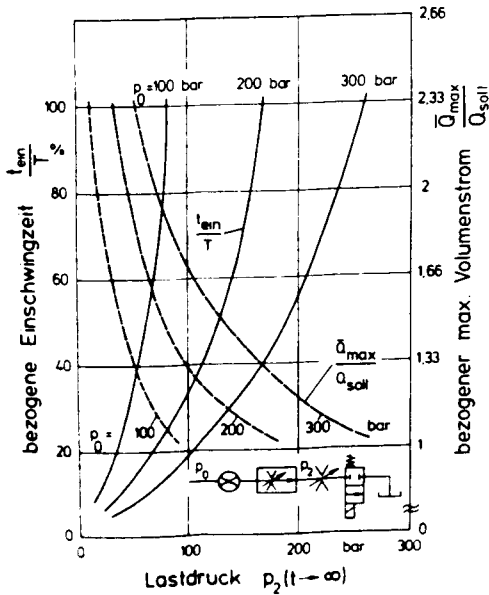


Bild 2/32: Abhängigkeit der bezogenen Einschwingzeit t_{ein}/T vom Lastdruck $p_2(t \rightarrow \infty)$ (Rechnung)

$$x_{\max} = \frac{F_0}{c} + \frac{A_{22}}{c} \cdot \frac{p_0}{1 + \frac{p_2}{\Delta p_M}}$$

$$t_{\text{ein}} = T \cdot \ln \frac{\Delta x - \frac{F_0}{c} + \frac{A_{22}}{c} \cdot \frac{p_0}{1 + \frac{p_2}{\Delta p_M}}}{\Delta x} \quad \text{Gleichung (*)}$$

Da diese Abschätzung nur die maximalen Werte von $Q(t)$ bestimmt, diese Werte aber nicht für die gesamte Einschwingzeit t_{ein} vorliegen, ermöglicht diese Rechnung nur eine qualitative Aussage über die Wechselwirkung von Stromüberhöhung und Einschwingzeit. Bild 2/32 zeigt die mit diesem Ansatz bestimmte Abhängigkeit der bezogenen Einschwingzeit $\frac{t_{\text{ein}}}{T}$ von dem Lastdruck p_2 ($t \rightarrow \infty$) für einen Anfahrspung. Anschaulich zeigt sich, daß zwischen der Einschwingzeit und dem Fehlersignal $\Delta \bar{Q} = \bar{Q}_{\max} - Q_{\text{soll}}$ eine logarithmische Abhängigkeit besteht, wobei generell gilt, daß sich mit wachsendem Fehlersignal die Einschwingzeit verringert.

Da diese Abschätzung nur die maximalen Werte des Volumenstroms $Q(t)$ berücksichtigt, diese Werte aber nicht die gesamte Einschwingzeit t_{ein} vorliegen, ist diese Berechnung nur zur qualitativen, anschaulichen Bestimmung der Wechselwirkung von Stromüberhöhung und Einschwingzeit geeignet.

Für die quantitative Bestimmung der Einschwingzeit sind folglich experimentelle Untersuchungen oder präzise Rechnersimulationen erforderlich.

Die Abhängigkeit der Einschwingzeit t_{ein} vom Einstellwert $Q_{\text{soll}} = f(E)$ bei einem Anfahrspung zeigt Bild 2/33.

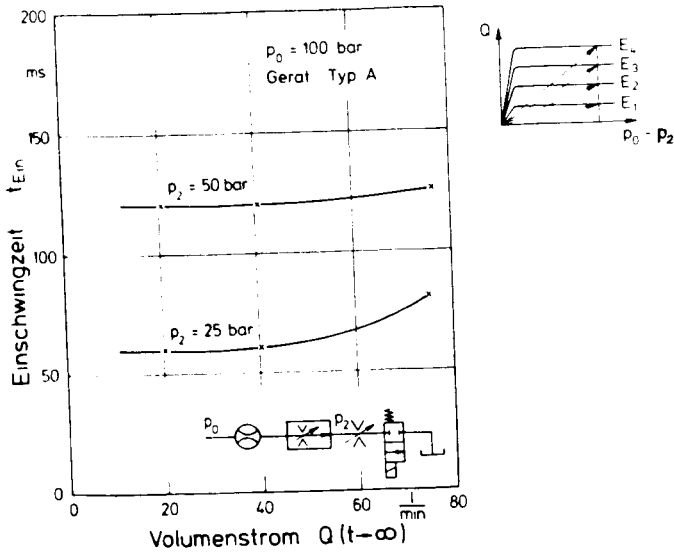


Bild 2/33: Abhängigkeit der Einschwingzeit t_{ein}
 vom Einstellwert $Q_{\text{soll}} = f(E)$
 (Messung)

Als Parameter ist der Lastdruck $p_2 (t \rightarrow \infty)$ gewählt. Es zeigt sich, daß die Einschwingzeit t_{ein} weitgehend unabhängig von dem Einstellwert E ist. Dies Ergebnis wird durch die qualitative Analyse mit Gleichung (*) bestätigt. Ursache für das leichte Ansteigen der Einschwingzeit bei großen Volumenstrom-Sollwerten $Q_{\text{soll}} = f(E)$ ist der Einbruch des Versorgungsdrucks p_0 bei Anfahrspürungen mit großen Volumenstromwerten. Insbesondere beim Lastsprung von $p_2 (t < 0) = 100 \text{ bar}$ auf $p_2 (t \rightarrow \infty) = 25 \text{ bar}$ ergibt sich wegen der relativ großen

Stromüberhöhung von fast 80 l/min hierdurch eine gewisse Verlängerung der Einschwingzeit.

Bild 2/34 zeigt die im Versuchsfeld bei Anfahrspürungen gemessene Abhängigkeit der Einschwingzeit t_{ein} vom Versorgungsdruck p_0 . Als Parameter ist der Lastdruck p_2 ($t \rightarrow \infty$) gewählt. Deutlich ist die sich hyperbolisch verringernde Einschwingzeit bei Zunahme des Versorgungsdrucks p_0 zu erkennen.

Demgegenüber stellt sich - wie Bild 2/35, das den Einfluß des Lastdrucks p_2 ($t \rightarrow \infty$) auf die Einschwingzeit veranschaulicht, zeigt, bei einer Erhöhung des Lastdrucks p_2 ($t \rightarrow \infty$) bei einem Anfahrspürung eine exponentiell steigende Einschwingzeit t_{ein} ein.

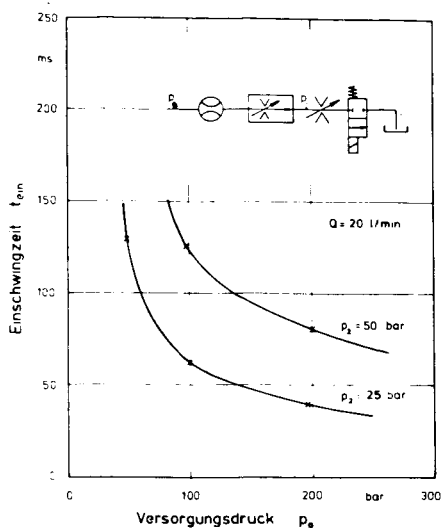


Bild 2/34: Abhängigkeit der Einschwingzeit t_{ein} vom Versorgungsdruck p_0 (Messung)

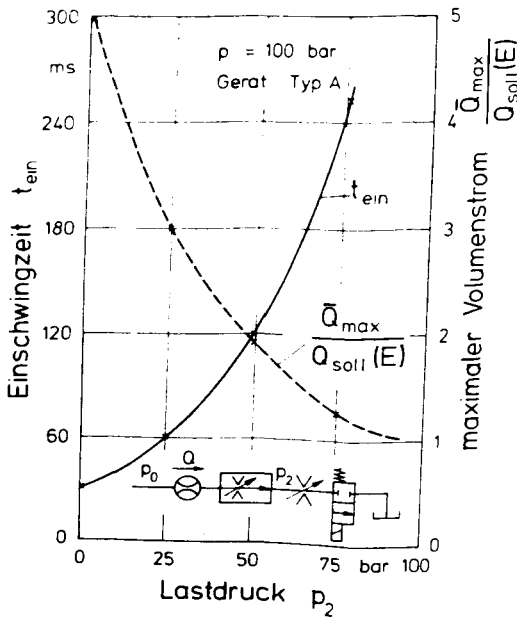


Bild 2/35: Abhängigkeit der Einschwingzeit t_{ein} von dem Lastdruck p_2 ($t \rightarrow \infty$) (Messung)

Maßnahmen zur Verminderung oder Vermeidung des Anfahrspungs

Bisher sind die Einflußfaktoren, die die Stromüberhöhung beim Anfahrspung beeinflussen, vorgestellt worden. Der vorliegende Abschnitt befaßt sich nun mit den Möglichkeiten, den Anfahrspung zu vermindern oder zu vermeiden. Gesucht werden hierbei Maßnahmen, die beim Zuschalten eines Verbrauchers, dessen Geschwindigkeit oder Drehzahl von einem Stromregelventil gesteuert wird, den Steuerquerschnitt der Druckwaage oder der Meßblende während des Einregels der Druckwaage in die Regelposition verringern.

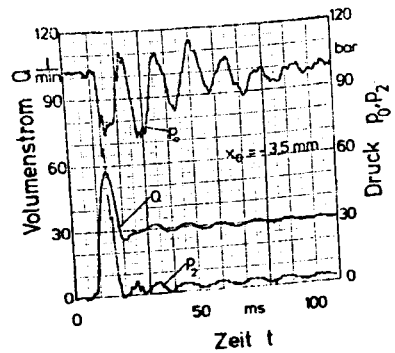
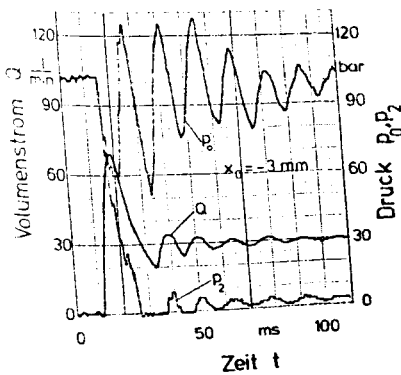
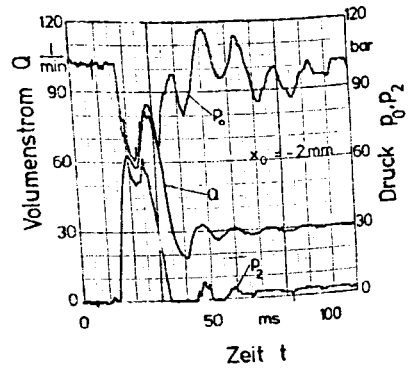
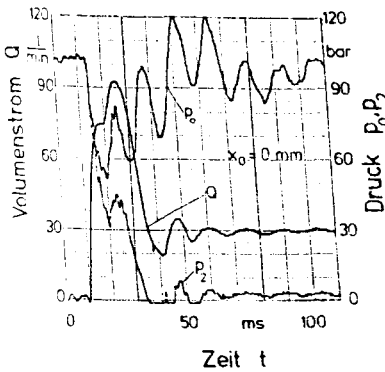


Bild 2/36: Sprungantwort $Q = f(t)$ eines 2-Wege-Stromregelventils mit Hubbegrenzung der Druckwaage

Eine einfache und dennoch wirksame Möglichkeit, die Stromüberhöhung beim Anfahrtsprung zu vermindern, bietet die Hubbegrenzung. Hierbei wird mit einer Stell- schraube, die den Kolben der Druckwaage gegen die Feder zu verschieben gestattet, der maximale Hub der Druck- waage vermindert. Bild 2/36 zeigt Sprungantworten eines Stromregelventils, dessen maximaler Hub um

$x_0 = 0 \text{ mm}$, $x_0 = 2 \text{ mm}$ und $x_0 = 3 \text{ mm}$ und $x_0 = 3,5 \text{ mm}$ durch eine Hubbegrenzung vermindert wurde. Deutlich ist die Verkleinerung der Stromüberhöhung bei einer Verminderung des maximalen Steuerquerschnitts der Druckwaage zu erkennen. Grenzen sind dieser Maßnahme zur Anfahrtsprungminderung dadurch gesetzt, daß neben einer geringen Stromüberhöhung ein gutes statisches Regelverhalten erzielt werden soll. Wie Bild 2/37, in dem der Einfluß der Hubbegrenzung auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ vorgestellt ist, zeigt, führt die Hubbegrenzung zu einer mit zunehmender Volumenstromvorgabe $Q_{\text{Soll}} = f(E)$ stark anwachsenden Mindestdruckdifferenz Δp_{min} .

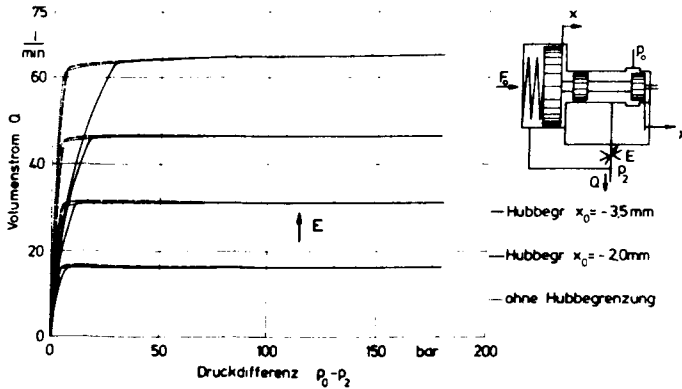


Bild 2/37: Einfluß der Hubbegrenzung auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$

So verhält sich beispielsweise das Stromregelventil mit einer Hubbegrenzung $x_0 = - 3,5$ mm für den Sollwert $Q = 65$ l/min bis zu Druckdifferenzen $p_0 - p_2 = 25$ bar wie ein konstanter hydraulischer Widerstand. Bis zu dieser Druckdifferenz ist der Steuerquerschnitt der Druckwaage zu gering, um eine Stromregelung zu ermöglichen. Festzuhalten gilt somit, daß die Hubbegrenzung ein wirksames Mittel zur Verminderung des Anfahrspungs insbesondere da ist, wo der eingestellte Volumenstrom $Q_{\text{soll}} = f(E)$ nur einen Bruchteil des maximalen Volumenstroms $Q_{\text{max}} = f(E)$, für den das Ventil ausgelegt ist, beträgt.

Eine Vermeidung des Anfahrspungs ist - wie im Bild 2/36 ersichtlich - nicht möglich. Hierzu sind konstruktive oder schaltungstechnische Maßnahmen erforderlich. Die Gegenüberstellung von zwei konstruktiven Maßnahmen zur Anfahrspungsvermeidung ist in Bild 2/38 gezeigt. In der linken Bildhälfte ist eine Ausführung skizziert, deren Meßblendenquerschnitt bei gleichem Druck im Versorgungs- und Lastanschluß geschlossen wird.

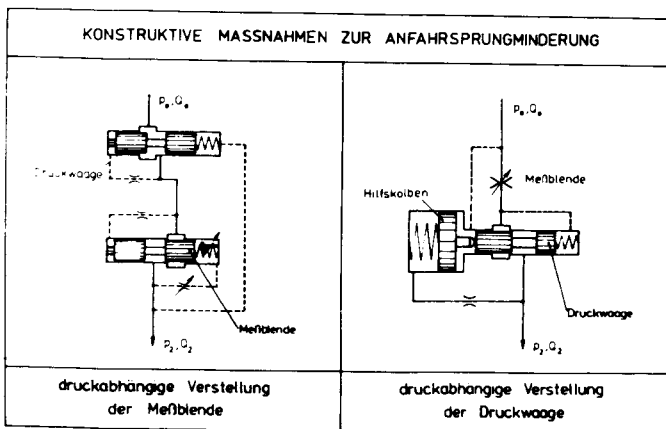


Bild 2/38: Konstruktive Maßnahmen zur Anfahrspungsvermeidung /16/

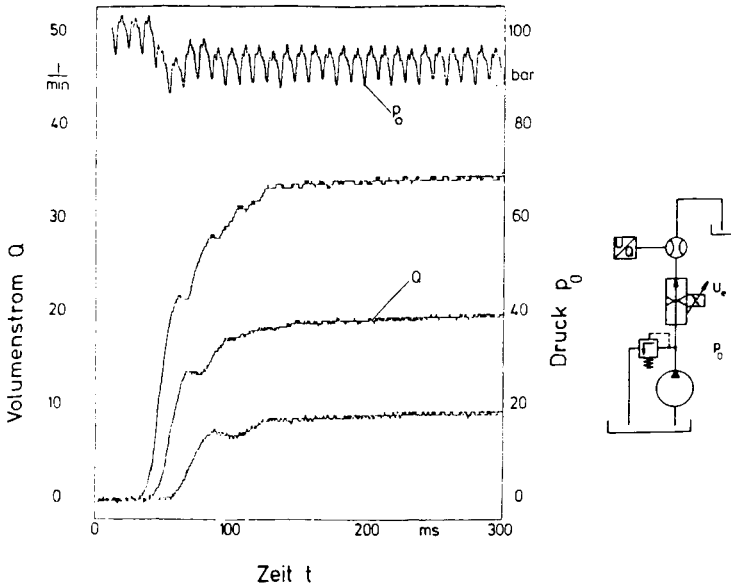


Bild 2/39: Antwortfunktion $Q = f(t)$ eines elektrisch angesteuerten 2-Wege-Stromregelventils auf Sollwertsprünge

Die rechte Bildhälfte zeigt eine Ausführung, die bei gleichem Versorgungs- und Lastdruck mit einem Hilfskolben den Steuerquerschnitt der Druckwaage schließt. Die auf den Hilfskolben wirkende Feder ist stärker als die Feder der Druckwaage ausgelegt, so daß für die Druckdifferenz $\Delta p = p_0 - p_2 = 0$ am Stromregelventil die auf den Hilfskolben wirksame Feder den Hilfskolben und die Druckwaage gegen die Feder der Druckwaage auslenkt. Hierdurch wird der Steuerquerschnitt der Druckwaage geschlossen. Im Arbeitsbereich des Stromregelventils wird der Hilfskolben durch die Druckkräfte gegen die Feder des Hilfskolbens ausgelenkt und die Druckwaage kann unbehindert die Stromregelung erfüllen.

Neben diesen mechanisch-hydraulischen Verfahren findet die Verstellung der Meßblende durch einen Proportionalmagneten in steigendem Maße Verwendung. Die elektrische Ansteuerung der Meßblende ermöglicht unabhängig von der Druckdifferenz am Stromregelventil den Volumenstrom von Null bis Q_{\max} stufenlos einzustellen.

Bild 2/39 zeigt für ein direktwirkendes, elektrisch angesteuertes Stromregelventil Antwortfunktionen des Volumenstroms $Q(t)$ auf sprungförmige Änderung der Eingangsspannung U_e des Proportionalmagneten. Die Druckdifferenz zwischen Ventilein- und -ausgang beträgt etwa $P_0 - P_2 = 100$ bar. Deutlich ist zu erkennen, daß durch das langsame Öffnen der Meßblende ein Anfahrersprung vermieden werden kann.

Als dritte Möglichkeit, den Anfahrersprung zu vermeiden, sind schaltungstechnische Maßnahmen zu nennen. Ein Beispiel sei im folgenden hierzu vorgestellt.

Vielfach läßt sich anstelle eines 4/3-Wegeventils, bei dem in Ruhestellung die vier Anschlüsse blockiert sind, das in Bild 2/40 gezeigte Ventil mit Umlaufstellung einsetzen.

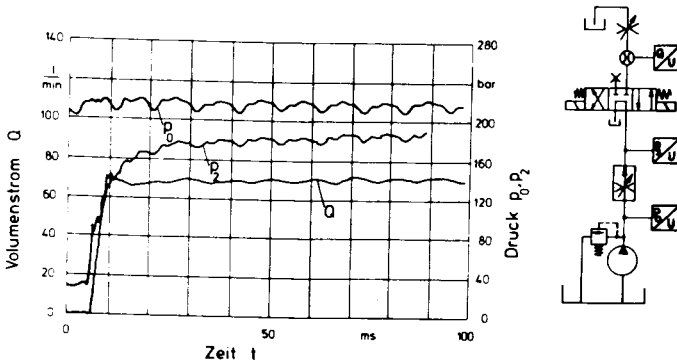


Bild 2/40: Antwortfunktion $Q = f(t)$ eines 2-Wege-Stromregelventils beim Schalten eines 4/3-Wegeventils von der Umlauf- in die Durchlaßstellung

Der Vorteil dieser Schaltungsanordnung besteht darin, daß auch bei blockiertem Verbraucher sich das Stromregelventil in der Regelposition befindet. Das gemessene Volumenstromsignal $Q(t)$, das sich beim Zuschalten des Volumenstromsensors einstellt, ist ebenfalls in Bild 2/40 vorgestellt. Es zeigt, daß nach dem Schalten des Wegeventils zum Zeitpunkt $t = 0$ der Volumenstrom nach $t_{\text{ein}} = 10 \text{ ms}$ den vorgegebenen Volumenstrom $Q_{\text{soll}} = 70 \text{ l/min}$ erreicht hat.

3. Stromregelventile mit 2-Wege-Einbauventilen als Steuerelemente

3.1. Stand der Technik

Die Anfänge der Schaltungstechnik mit 2-Wege-Einbauventilen datieren etwa aus dem Jahr 1970. Seit dieser Zeit hat diese neuartige Schaltungstechnik besonders bei Umformmaschinen und Spritzgießmaschinen Einsatz gefunden, also bei Anwendungsfällen, die eine schnelle und präzise Steuerung großer bzw. sehr großer Volumenströme erfordern. Als besondere Vorteile der Schaltungstechnik mit 2-Wege-Einbauventilen sind

- das weiche Schalten der Elemente
- die kürzeren Schaltzeiten
- die Verminderung der Druckverluste in der gesamten Anlage sowie
- die Verringerung des Bauvolumens

zu nennen. Die Einbaumaße der 2-Wege-Einbauventile sind in DIN 24342 genormt.

Neben einer Reihe von firmenspezifischen Veröffentlichungen /8, 9, 10, 18, 19, 25/ sind Untersuchungen über das Verhalten von 2-Wege-Einbauventilen

/4, 11, 13, 14/ sowie spezieller Funktionseinheiten /33, 39, 42/ erschienen. Weitere Literaturhinweise sind in den Dissertationen von Scheffel /27/, Wobben /43/ und Willebrand /40/, die besonders das Verhalten der Funktionseinheiten zur Druck- bzw. Wegesteuerung untersuchen, angegeben.

Für die Funktionseinheit zur Volumenstromregelung sind allerdings nur wenige Information in der Literatur zu finden, die zudem meist nur den Aufbau der Steuerung schematisch darstellen.

Ergebnisse, die die Güte der Volumenstromsteuerung anhand von Meßergebnissen vorstellen, sind bisher nur in /33/ und /35/ zu finden.

Aufgabe der vorliegenden Untersuchung ist es, das Verhalten von Stromregelventilen mit 2-Wege-Einbauventilen sowie die Einflußgrößen, die dieses Verhalten bestimmen, zu ermitteln.

3.2. Direktwirkende Stromregelventile

Die vorliegende Systematik, Bild 3/1, gibt einen Überblick über die Schaltungsmöglichkeiten, die zu einem funktionsfähigen Stromregelventil führen. Die Grundlage dieser Übersicht bildet die Systematik der Widerstandsschaltungen /3/. Diese unterscheidet für jeden Verdrängerraum einen Eingangs- und einen Ausgangswiderstand. Als Brückenhälfte A wird eine Widerstandskombination mit zwei aktiven Steuerelementen bezeichnet. Hälfte B besteht aus einem passiven Eingangswiderstand und einem aktiven Ausgangswiderstand. Wird der Verdrängerraum an eine Widerstandskombination von aktivem Eingangs- und passivem Ausgangswiderstand angeschlossen, ergibt sich Brückenhälfte C.

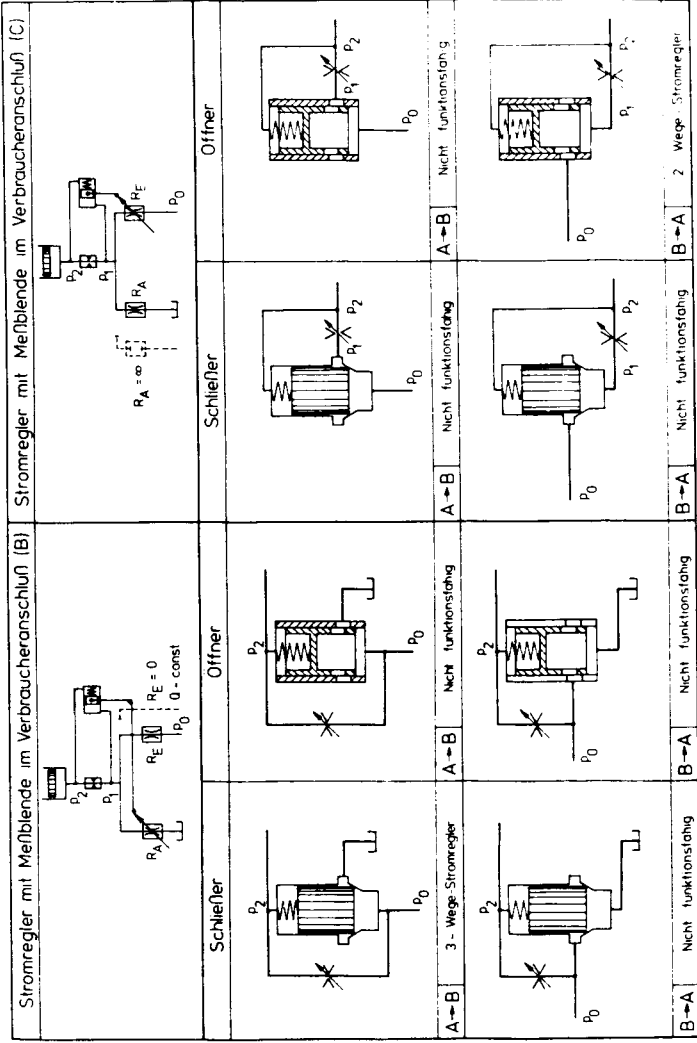


Bild 3/1: Schaltunssystematik direktwirkender Stromregelventile mit barometrischer Ansteuerung der Messblende

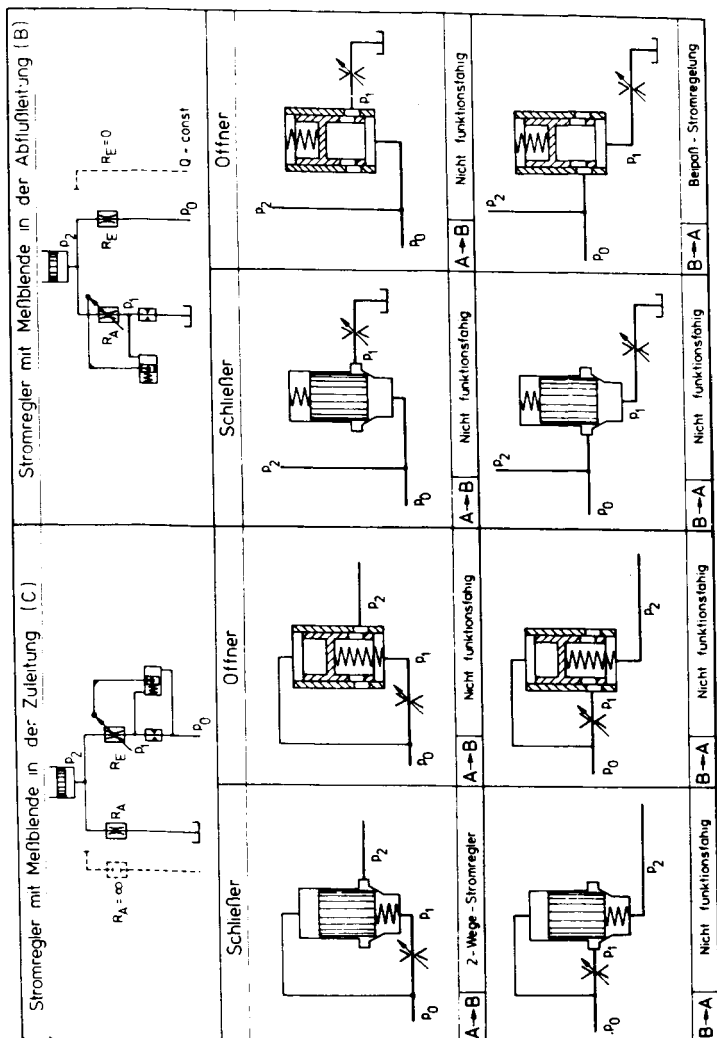


Bild 3/1: Schaltungssystematik direktwirkender Stromregelventile mit barometrischer Ansteuerung der Messblende (Fortsetzung)

Zur Ableitung der Systematik werden die Brückenhalb-
glieder B und C mit der möglichen Anordnung der Meß-
blende, die in der Zuleitung, im Verbraucheranschluß
und in der Tankleitung eingebaut werden kann, kombi-
niert. Weitere Eigenschaften, die die Systematik be-
rücksichtigt, sind die Bauformen des Einbauventils
(Öffner und Schließer) und die Strömungsrichtung im
Leistungsweig ($A \rightarrow B$ oder $B \rightarrow A$). Die Feder ist je-
weils auf der Seite des Einbauventils angeordnet,
die mit dem um den Druckabfall an der Meßblende
 ΔP_{MB} verminderten Druck beaufschlagt wird.

Für einen funktionsfähigen 2-Wege-Stromregler sind
folgende Bedingungen notwendig:

1. Die Feder öffnet im drucklosen Zustand den Steuer-
querschnitt des Einbauventils.
2. Eine Vergrößerung des Druckabfalls an der Meßblende
führt zu einer Querschnittsverringeringung des einzeln
gesteuerten Widerstands.

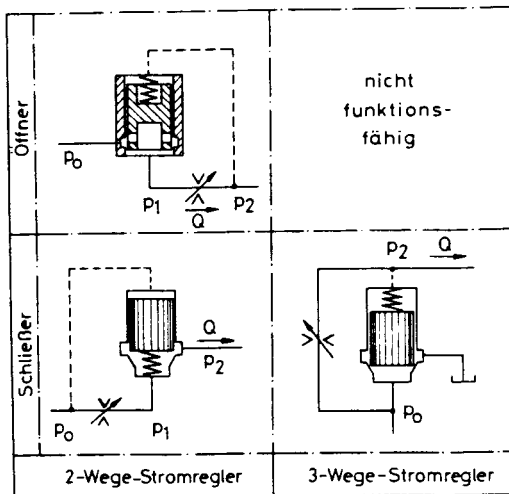


Bild 3/2: Bauformen einstufiger Stromregelventile
mit 2-Wege-Einbauventilen als Druckwaage

Für einen funktionsfähigen 3-Wege-Stromregler gilt entsprechend:

1. Die Feder schließt im drucklosen Zustand den Steuerquerschnitt am Einbauventil.
2. Eine Vergrößerung des Druckabfalls an der Meßblende führt zu einem Öffnen des Drosselquerschnitts des Einbauventils.

In Bild 3/2 sind die funktionsfähigen Stromregelventile, die sich aus dieser Systematik ableiten lassen, zusammengestellt. Es zeigt sich, daß bei einer barometrischen Ansteuerung der Druckwaage gegenüber der auf dem Markt angebotenen Bauformen keine neuen Konstruktionen möglich sind.

Die folgende Untersuchung beschränkt sich auf die 2-Wege-Stromregler. Beide Bauformen unterscheiden sich, abgesehen von der Kolbenform, durch die Anordnung der Meßblende. Für Abflußregelungen, das sind Schaltungen, bei denen der Verbraucher zwischen Versorgungseinheit und dem Stromregelventil eingespannt ist, eignet sich das Stromregelventil mit

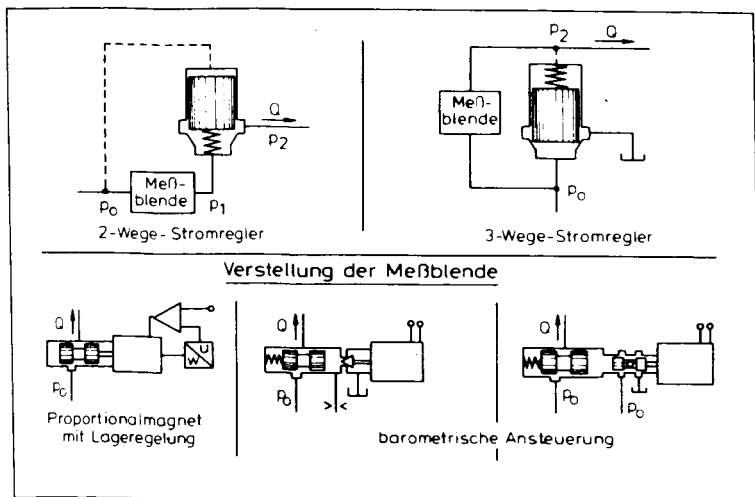


Bild 3/3: Bauformen der elektrischen Ansteuerung der Meßblende

vorgeschalteter, bei Zuflußregelungen, bei denen der Stromregler im Zulauf zum Verbraucher angeordnet ist, das Stromregelventil mit nachgeschalteter Meßblende. Hierdurch ist die Meßblende jeweils der sich stark ändernden Lastdruckseite zugewandt, wodurch ein schnelles Ansprechen der Druckwaage auf Lastdruckänderungen gewährleistet wird.

Die Meßblende für diese Stromregelventile kann durch Kolbenschieber - oder durch 2-Wege-Einbauventile - gebildet werden. Nach der mechanischen Verstellung über eine Spindel finden die in Bild 3/3 für Kolbenventile gezeigten Ansteuerungsarten Verwendung. Außer der unmittelbaren Ansteuerung eines Kolbens mit einem Proportionalmagneten (mit oder ohne Lagerregelkreis) besteht die Möglichkeit der barometrischen Verstellung eines Schiebers gegen die Federkraft.

3.3. Betriebsverhalten der Stromregelventile mit 2-Wege-Einbauventilen als Steuerelement

Statisches Verhalten

Für ein handelsübliches 2-Wege-Stromregelventil mit elektrischer Ansteuerung durch einen Proportionalmagneten, dessen Druckwaage ein 2-Wege-Einbauventil bildet, zeigt Bild 3/4 das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, U_e)$. Aufgetragen ist der Volumenstrom Q über der Druckdifferenz zwischen Ventilein- und -ausgang. Parameter ist die am Verstärker vorgegebene Spannung U_e .

Für kleine Werte des Volumenstroms ergibt sich ein gutes Gleichstromverhalten. Die Mindestdruckdifferenz Δp_{\min} , die zum Einfahren der Druckwaage in die Regelposition erforderlich ist, ist mit etwa 3 bar gering. Allerdings ergeben sich für mittlere

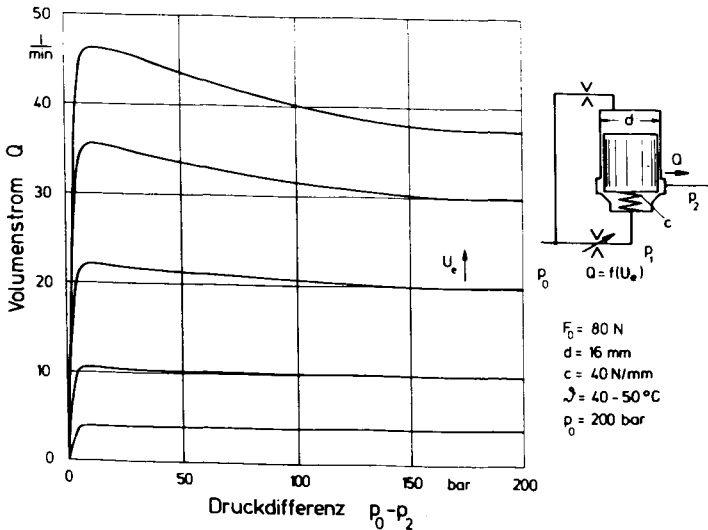


Bild 3/4: Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ eines direktwirkenden 2-Wege-Stromregelventils

Volumenströme ($20 \text{ l/min} \leq Q \leq 40 \text{ l/Min}$) Abweichungen bis zu 20 % gegenüber dem Sollwert. So beträgt die Abweichung vom Gleichstromverhalten bei einem eingestellten Volumenstrom von $Q_{\text{soll}} = 40 \text{ l/min}$ für eine Laständerung $p_0 - p_2 = 180 \text{ bar}$ $\Delta Q = 8 \text{ l/min}$.

3.3.1. Das mathematische Modell des 2-Wegestromregelventils mit vorgeschalteter Meßblende

Um den Einfluß der Konstruktionsdaten auf die Kennwerte 'Gleichstromverhalten' und 'Mindestdruckdifferenz' zu bestimmen, wurde ein mathematisches Modell für die beiden Bauformen erstellt. Da das mathematische Modell des 2-Wege-Stromregelventils mit nachgeschalteter Meßblende als Sonderfall des in Kapitel 2.3. gezeigten

Modells zu betrachten ist, sei hier nur auf das Stromregelventil mit vorgeschalteter Meßblende eingegangen. Bild 3/5 zeigt schematisch den Aufbau des Ventils sowie die bei der Beschreibung verwendeten Symbole.

Für den Widerstand der Meßblende gilt:

$$Q_{MB} = \alpha_{DMB} \cdot A_{MB}(E) \cdot \sqrt{(p_0 - p_1) \cdot 2/\rho}$$

Für die Druckwaage folgt:

$$Q_{DW} = \alpha_{DDW} \cdot A_D(x) \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot 2/\rho}$$

Die Volumenstrombilanz ergibt:

$$Q_{MB} = Q_{DW}$$

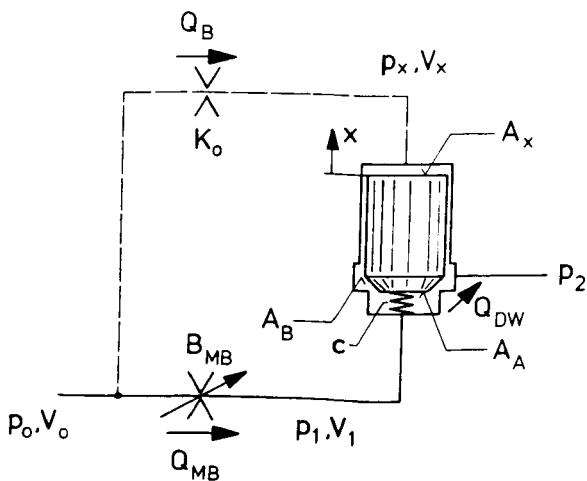


Bild 3/5: Schematische Darstellung des 2-Wege-Stromregelventils mit vorgeschalteter Meßblende

Auf den Kolben des Einbauventils wirken die folgenden Kraftanteile

- Federkraft F_F
- Druckkraft F_D
- Strömungskraft F_{str}

Die Federkraft errechnet sich zu

$$F_F = F_0 - c \cdot x$$

Die Druckkraft beschreibt die Gleichung

$$F_D = A_A p_1 + A_B p_2 - A_X p_X$$

bzw. - da statisch $p_X = p_0$ gilt -

$$F_D = A_A p_1 + A_B p_2 - A_X p_0$$

Die Strömungskraft F_{str} ergibt sich zu

$$F_{str} = f_{str} \cdot A_D(x) \cdot (p_1 - p_2)$$

Der Strömungskoeffizient f_{str} wird durch den Impulssatz berechnet oder durch Messung im Versuchsfeld bestimmt.

Damit lautet die Kräftebilanz

$$\sum F = F_D + F_F - F_{str} = 0$$

Die Auflösung dieses nichtlinearen Gleichungssystems nach den Variablen 'Volumenstrom' und 'Druckdifferenz $p_0 - p_2$ ' erfolgt analog zu dem in Abschnitt 2.3. gezeigten Verfahren.

Der Lastdruck p_2 als Funktion des Hubes x des 2-Wegeeinbauventils ergibt sich zu

$$p_2 = \frac{-F_0 + c \cdot x + A_x \cdot p_0 - \left[A_A - f_{str} \cdot A_D(x) \right] \frac{DK \cdot p_0}{1 + DK}}{\left[A_0 - f_{str} \cdot A_D(x) \right] \cdot \frac{1}{1 + D_K} + A_B + f_{str} \cdot A_D(x)}$$

mit

$$DK = \left[\frac{\alpha_{DMB} \cdot A_{MB} (E) \cdot \sqrt{2/\rho}}{\alpha_{DDW} \cdot A_D (x) \cdot \sqrt{2/\rho}} \right]^2$$

Der Druck p_1 ergibt sich zu

$$p_1 = \frac{DK \cdot p_0 + p_2}{1 + DK}$$

Für den Volumenstrom $Q = Q_{DW} = Q_{MB}$ folgt

$$Q = \alpha_{DDW} \cdot A_D (x) \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot 2 / \rho}$$

3.3.2. Vergleich Messung - Rechnung

Die Gültigkeit dieses mathematischen Modells des direktwirkenden 2-Wege-Stromregelventils mit vorge-schalteter Meßblende sei nun durch den Vergleich von gerechnetem und gemessenem Kennlinienfeld

$Q = f(p_0 - p_2, E)$ nachgewiesen. In Bild 3/6, das diesen Vergleich zeigt, sind die gerechneten Kenn-

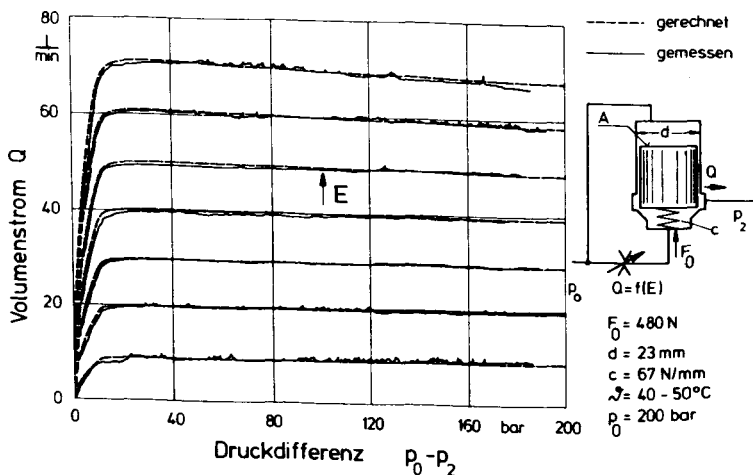


Bild 3/6: Statisches Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ eines am Institut gefertigten Stromregelventils

linien gestrichelt, die gemessenen Kennlinien durchgezogen dargestellt. Zur Volumenstromerfassung diente hierbei ein handelsüblicher Zahnradmeßmotor. Im übrigen entspricht der Versuchsaufbau dem in Abschnitt 2.2.2. vorgestellten.

Da die Abweichungen zwischen Messung und Rechnung gering sind, kann mit Hilfe des mathematischen Modells der Einfluß der Konstruktionsdaten auf das statische Kennfeld ohne konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand auf einfache Weise bestimmt werden.

Außerdem ist in Bild 3/6 gezeigt, wie sich durch eine verbesserte Auslegung des Ventils das statische Verhalten - im Vergleich zu Bild 3/4 - erheblich verbessern läßt. Hierzu wurde - außer der Federvorspannung - auch die Kolbenfläche des Einbauventils vergrößert.

Einfluß der Konstruktionsdaten auf das
statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$

Einfluss der Federsteifigkeit c

Das gerechnete statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$,
in dem die Abhängigkeit des Volumenstroms Q von der
Druckdifferenz $p_0 - p_2$ am Stromregelventil gezeigt
ist, wird in Bild 3/7 vorgestellt. Parameter ist der
Einstellwert E der Meßblende, der hier so gewählt wurde,
daß unabhängig von der eingesetzten Federsteifigkeit c
ein festgelegter Volumenstromwert Q ($p_0 - p_2 = 200$ bar,
 E) erreicht wird.

Die durchgezogenen Linien zeigen das Kennfeld des
Stromregelventils, dessen Federsteifigkeit $c = 25$ N/mm
beträgt. Die gestrichelten Linien gelten für das Ventil

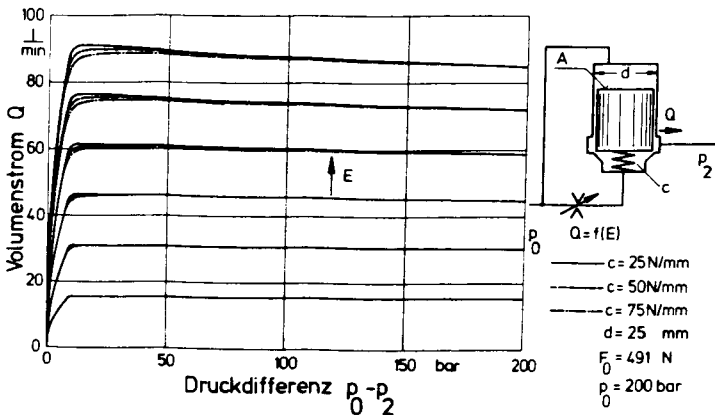


Bild 3/7: Einfluß der Federsteifigkeit c auf
das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$

mit der Federsteifigkeit $c = 50 \text{ N/mm}$, während die strichpunktierten Linien dem Verhalten eines Stromregelventils mit einer Federsteifigkeit $c = 75 \text{ N/mm}$ entsprechen.

Der Vergleich dieser Kennfelder zeigt, daß insbesondere bei kleinen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ und großen Volumenstromswerten sich bei einer Vergrößerung der Federsteifigkeit c ein geringerer negativer Gradient

$$\lambda = -\frac{\partial Q}{\partial p_2} \text{ ergibt.}$$

Für kleine und mittlere Werte des Volumenstroms sowie bei großen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ am Stromregelventil ist der Einfluß der Federsteifigkeit in Bild 3/7 gering. Ursache hierfür ist die hohe Durchflußverstärkung des 2-Wege-Einbauventils. Bei einer Verringerung der Verstärkung des Stromregelventils nimmt der Einfluß der Federsteifigkeit - besonders bei kleinen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ und großen Volumenstromwerten - zu.

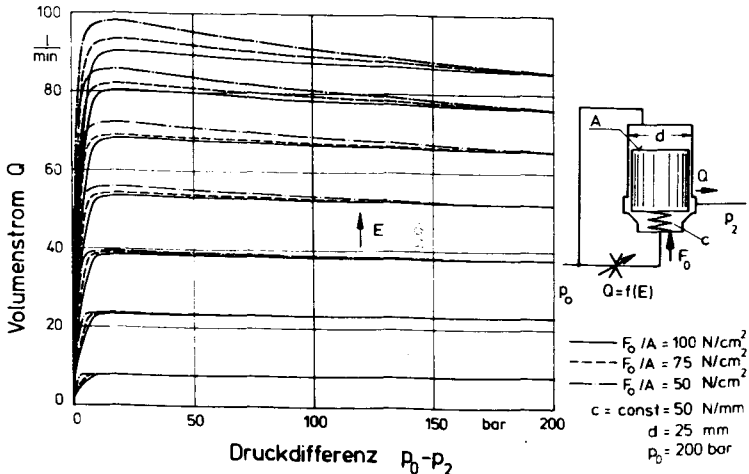


Bild 3/8: Einfluß der Federvorspannung F_0 auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$

Einfluß der Federvorspannung F_0

Für ein Ventil, dessen Konstruktionsdaten den in Tabelle 3 gegebenen Werten entsprechen, zeigt Bild 3/8 den Einfluß der Federvorspannung F_0 auf das gerechnete Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$. Die durchgezogenen Linien gelten für ein Stromregelventil, dessen Federvorspannung $F_0 = 491 \text{ N}$ bzw. $F_0/A = 100 \text{ N/cm}^2$ beträgt. Die gestrichelten Linien zeigen das Verhalten des Ventils bei $F_0 = 368 \text{ N}$ bzw. $F_0/A = 75 \text{ N/cm}^2$. Die geringste Federvorspannung $F_0 = 245 \text{ N}$ bzw. $F_0/A = 50 \text{ N/cm}^2$ besitzt das Ventil, dessen Kennfeld durch strichpunktierte Linien gekennzeichnet ist. Der Querschnitt der Meßblende wurde für jede Kennlinie jeweils so eingestellt, daß sich bei einer Druckdifferenz $p_0 - p_2 = 200 \text{ bar}$ ein vorgegebener Volumenstrom einstellte.

Zwei Tendenzen lassen sich in Bild 3/8 erkennen. Erstens steigt mit der Vergrößerung der Federvorspannung die Mindestdruckdifferenz Δp_{min} , die zum Erreichen des geregelten Volumenstroms Q erforderlich ist.

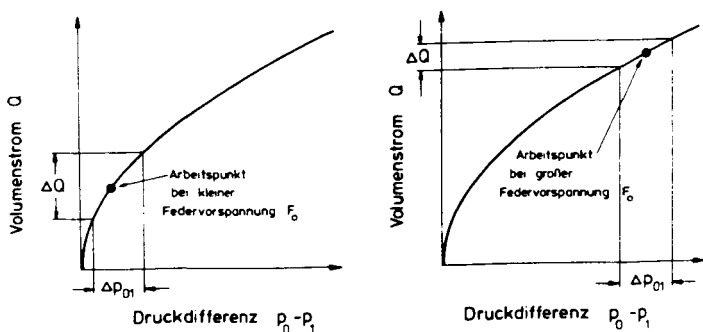


Bild 3/9: Einfluß des Arbeitspunktes eine hydraulischen Widerstands auf den Gradienten

$$\frac{\partial Q}{\partial (p_0 - p_1)}$$

Zweitens stellt sich, besonders bei großen Volumenstromwerten Q eine Verringerung des Lastgradienten $\lambda = \partial Q / \partial p_2$ mit steigender Federvorspannung ein. Ursache hierfür ist die nichtlineare Kennlinie der Meßblende. Wie Bild 3/9, in dem die Abhängigkeit des Volumenstroms Q über die Meßblende von der Druckdifferenz $p_0 - p_1$ gezeigt ist, veranschaulicht, ergibt sich bei einer kleinen Federvorspannung F_0 ein Arbeitspunkt, der bei einer geringen Änderung der Druckdifferenz Δp_{01} eine relativ große Änderung des Volumenstroms ΔQ hervorruft. Dagegen stellt sich bei einer großen Federvorspannung F_0 ein Arbeitspunkt ein, der - bei gleicher Änderung der Druckdifferenz Δp_{01} - eine geringere Volumenstromänderung ΔQ ergibt.

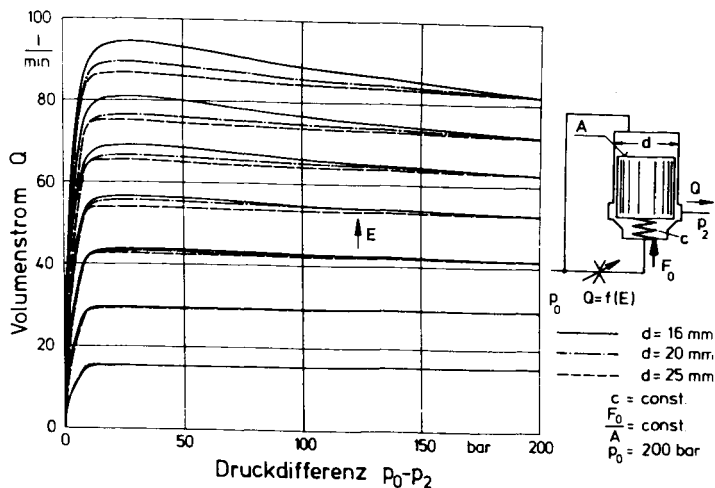


Bild 3/10: Einfluß des Durchmessers des Einbauventils auf das statische Kennfeld
 $Q = f(p_0 - p_2, E)$

Einfluß des Kolbendurchmessers d des Einbauventils

Das berechnete statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ das sich bei der Variation des Durchmessers des Einbauventils ergibt, ist im Bild 3/10 gezeigt. Die durchgezogenen Linien entsprechen einem Stromregelventil mit einem NG 16 Einbauventil, die strichpunktieren Linien zeigen das Kennfeld bei einem Kolbendurchmesser $d = 20$ mm. Für einen Stromregler, dessen Kolbenfläche $d = 25$ mm beträgt, ist das Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ durch die gestrichelten Linien gegeben. Der Querschnitt der Meßblende ist so gewählt, daß sich für jede Kennlinie ein vorgegebener Volumenstrom Q bei einer Druckdifferenz $p_0 - p_2 = 200$ bar einstellt. Wie bei 2-Wege-Einbauventilen üblich, nimmt die Durchflußverstärkung dQ/dx linear mit dem Kolbendurchmesser d zu. Zusätzlich wurde das Verhältnis $F_0/A = 100 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$ konstant gehalten, um die Mindestdruckdifferenz ΔP_{\min} unabhängig vom Durchmesser d zu erhalten.

Der Vergleich der Kennfelder zeigt, daß der Volumenstromgradient $\lambda = \partial Q / \partial p_2$ mit der Vergrößerung der Kolbenfläche A verringert wird. Der Grund hierfür ist, daß mit der Vergrößerung der Kolbenfläche A der Einfluß der steuernden Druckkräfte auf die Druckwaage gegenüber den Störkräften Feder-Strömungs- und Klemmkräften zunimmt.

3.3.4. Untersuchung des dynamischen Verhaltens

Bei der Untersuchung des dynamischen Verhaltens von 2-Wege-Stromregelventilen mit Stufenkolben (Abschnitt 2.3) wurde gezeigt, daß das dynamische Verhalten von Einflussgrößen abhängt, die in 3 Gruppen gegliedert werden können:

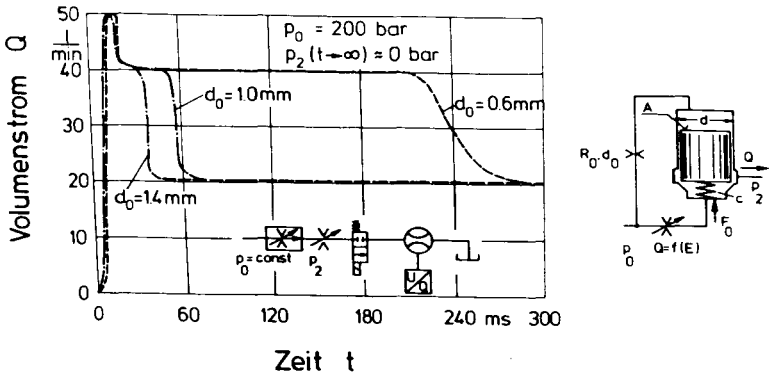


Bild 3/11: Abhängigkeit der Antwortfunktion $Q = f(t)$ von dem Blendendurchmesser des Dämpfungswiderstands R_0

- Konstruktionspezifische Größen
- Betriebsspezifische Größen und
- Anlagespezifische Größen.

Für die konstruktionspezifischen Größen gilt - wie für das Stromregelventil mit Stufenkolben -, daß das dynamische Verhalten hauptsächlich durch die Auswahl der Dämpfungsblenden bestimmt wird, weshalb hier nur der Einfluß der Dämpfungsblende auf die Antwortfunktion $Q = f(t)$ vorgestellt wird.

Für einen Anfahrspung mit der Vorgabe $Q_{\text{soll}} = 20 \text{ l/min}$ zeigt Bild 3/11 das im Versuchsfeld gemessene Volumenstromsignal $Q = f(t)$ über der Zeit t . Parameter ist der Durchmesser d_0 der Dämpfungsblende, der hier zu $d_0 = 0.6 \text{ mm}$, $d_0 = 1.0 \text{ mm}$ und $d_0 = 1.4 \text{ mm}$ eingesetzt wurde. Deutlich ist das Ansteigen der Einschwingzeit t_{ein} mit der Verkleinerung des Durchmessers d_0 der Dämpfungsblende zu erkennen.

Planimetriert man die Fläche, die dem absoluten Fehlerintegral

$$\int_0^{\infty} |Q_{\text{soll}} - Q_{\text{ist}}(t)| \cdot dt$$

zugeordnet ist, so entspricht das Ergebnis Bild 2/25, wo - für einen konstanten Volumenstrom $Q_{\text{soll}} = f(E)$ - mit der Verminderung des Durchmessers der Dämpfungsblende ein exponentielles Ansteigen des Fehlerintegrals zu finden ist.

Da der Einfluß der übrigen Konstruktionsgrößen den in Abschnitt 2.3.6. für das Stromregelventil mit Stufenkolben aufgewiesenen Tendenzen entspricht, sei hierauf nicht nochmals eingegangen.

Gleiches gilt für die betriebsspezifischen Größen. Da die Annahmen, die zur Bestimmung der Abhängigkeit der Stromüberhöhung $Q_{\text{ü}}$ und der Einschwingzeit t_{ein} von den Variablen

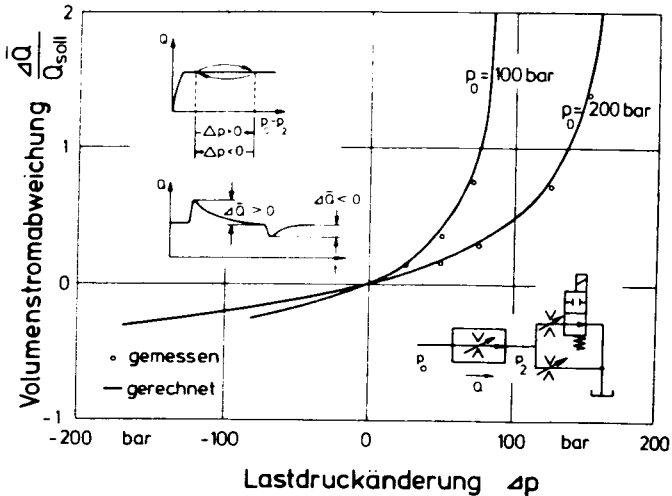


Bild 3/12: Abhängigkeit der Stromüberhöhung $\frac{\Delta Q}{Q_{\text{soll}}}$ bei sprungförmiger Lastdruckänderung Δp

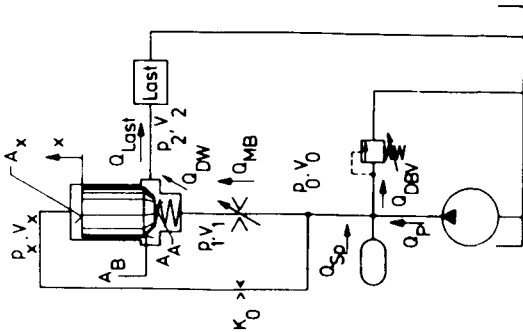
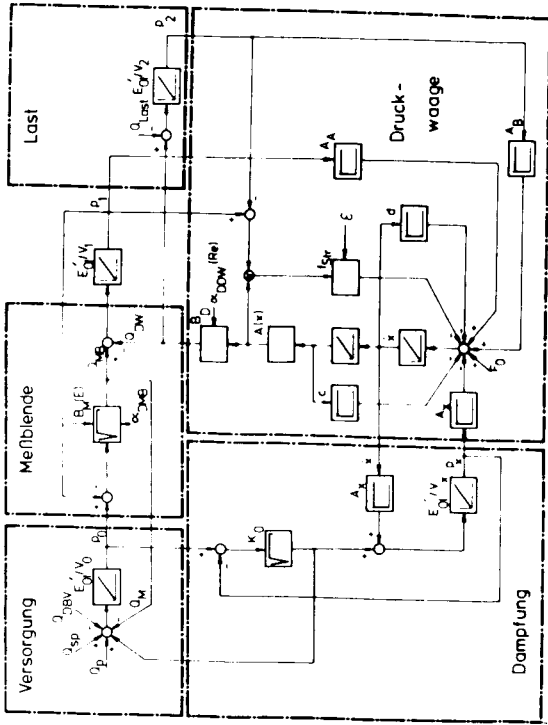


Bild 3/13: Signalfußplan des direktwirkenden 2-Wege-Stromregelventils mit vorgeschalteter Meßblende

- Volumenstromvorgabe $Q_{\text{soll}} = f(E)$
- Versorgungsdruck p_0
- Lastdruck p_2

erforderlich waren, ebenso für direktwirkende und vorgesteuerte 2-Wege-Stromregelventile mit barometrischer Ansteuerung gelten, lassen sich die Ergebnisse des Abschnitts 2.3.7. auf diese Bauformen übertragen. Den Nachweis hierzu liefert Bild 3/12, das die Abhängigkeit des Fehlersignals ΔQ des Volumenstroms $Q(t)$ von der Lastdruckänderung $\Delta p = p_2(t < 0) - p_2(t \rightarrow \infty)$ für ein 2-Wege-Stromregelventil, dessen Druckwaage ein Schließer NG 16 bildet, aufweist.

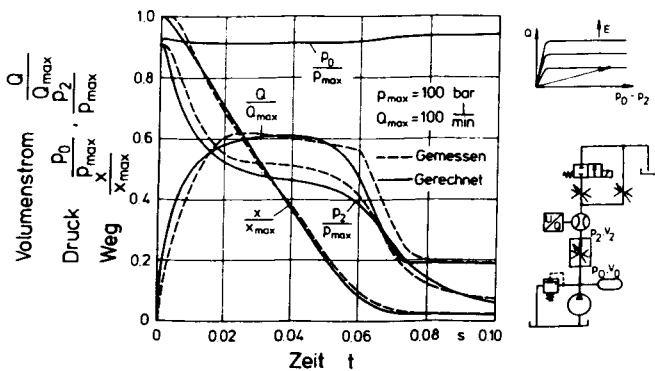


Bild 3/14: Vergleich einer gemessenen und einer gerechneten Sprungantwort des 2-Wege-regelventils mit vorgeschalteter Meßblende

Die durchgezogenen Linien entsprechen gerechneten, die eingetragenen Kreise gemessenen Werten des Fehlersignals $\Delta\bar{Q}$. Da mit dem im Bild 3/12 skizzierten Prüfstand keine sprungförmige negative Lastdruckänderung Δp erzielt werden konnte, ist hierfür nur die berechnete Abhängigkeit des Fehlersignals $\Delta\bar{Q}$ von der Lastdruckänderung Δp eingetragen.

Für weitergehende Untersuchungen des dynamischen Verhaltens direktwirkender Stromregelventile mit 2-Wege-Einbauventilen als Steuerelement kann analog zu Abschnitt 2.3.5. ein mathematisches Modell erstellt werden. Für die Bauform mit vorgeschalteter Meßblende zeigt Bild 3/13 den Signalfußplan. Den Vergleich einer gemessenen und einer gerechneten Antwortfunktion für einen Anfahrspung stellt Bild 3/14 vor.

4. Untersuchung vorgesteuerter Stromregelventile mit 2-Wege-Einbauventilen als Steuerelemente

Für direktwirkende Stromregelventile erfüllt die Druckwaage die Funktionen des Fühlers, des Vergleichers und des Stellgliedes. Hierzu werden die Kolbenflächen der Druckwaage mit der Druckdifferenz an der Meßblende beaufschlagt, und die hieraus resultierende Druckkraft mit der Federkraft verglichen. Ausgangssignal des Vergleichers ist ein der Regelabweichung entsprechendes Wegsignal. Dieses dient zur Verstellung eines hydraulischen Widerstands, wobei die Wegsignale des Vergleichers und des Stellgliedes wegen der mechanischen Kopplung beider Elemente in der Druckwaage gleich sind.

Bei vorgesteuerten Stromregelventilen sind dagegen die Funktionen des Vergleichers und des Stellgliedes einzelnen Bauelementen zugeordnet.

Hierbei wird das an der Meßblende in eine Druckdifferenz umgeformte Volumenstromsignal durch die Kolbenflächen der im Signalzweig angeordneten Druckwaage gefühlt und diese Druckkraft mit der Federkraft der Vorsteuerstufe verglichen. Das hieraus resultierende Wegsignal der Druckwaage dient - verstärkt durch eine hydraulische Verstärkerschaltung - zur Ansteuerung des im Leistungszweig angeordneten Stellglieds, das als 2-Wege-Einbauventil ausgeführt ist.

Der Vorteil dieser Konstruktion gegenüber dem direkt wirkenden Stromregelventil besteht darin, daß die am Einbauventil wirksame Strömungskraft durch die Vorsteuerung weitgehend ausgeregelt werden kann. Deshalb finden vorgesteuerte Stromregelventile besonders bei mittleren und großen Volumenströmen Einsatz. Eine Übersicht der Bauformen sowie das Verhalten vorgesteuerter 2-Wege-Stromregelventile stellt der folgende Abschnitt vor.

4.1. Systematik vorgesteuerter 2-Wege-Stromregelventile

Einen Überblick über die Bauformen vorgesteuerter Stromregelventile mit barometrischer Ansteuerung der Hauptstufe, deren Versteuerung mit einer Konstant-Druck-Versorgung und einem externen Tankanschluß ausgeführt ist, zeigt Bild 4/1. Als Variable sind in der Systematik die Eigenschaften

- Anordnung der Meßblende (der Hauptstufe vor- oder nachgeschaltet)
- Öffner oder Schließer sowie
- Strömungsrichtung im 2-Wege-Einbauventil von A → B oder von B → A

berücksichtigt.

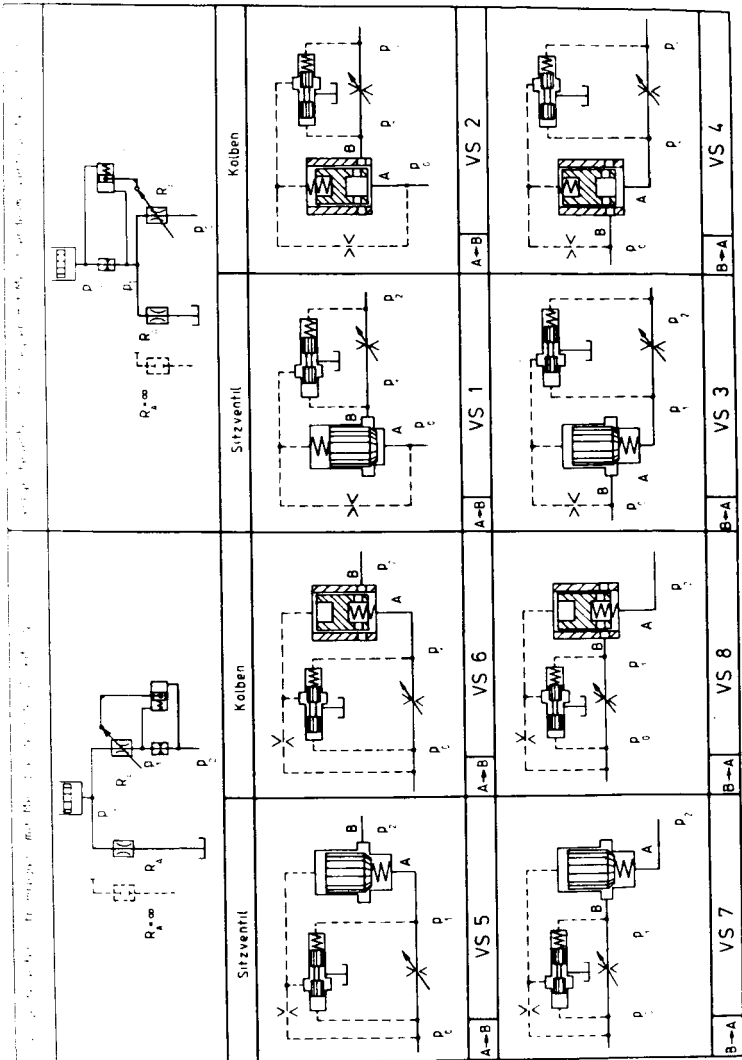


Bild 4/1: Schaltungssystematik vorgesteuerter 2-Wege-Stromregelventile

Die hier gezeigten Bauformen sind ohne Ausnahme funktionsfähig, unterscheiden sich jedoch in ihrem Betriebsverhalten.

Bevor hierauf näher eingegangen wird, sei die zugeordnete Vorsteuersystematik vorgestellt. So sind weitere Varianten vorgesteuerter Stromregelventile realisierbar, indem anstelle der in Bild 4/1 verwendeten konstant-Druck-Versorgung der Vorsteuerstufe eine konstant-Strom-Versorgung eingesetzt wird. In der Praxis wird hierzu anstelle der Blende zwischen Versorgungsanschluß und Steuerraum ein 2-Wege-Stromregelventil zwischen Leistungsweig und Vorsteuerweig des als Stellglied eingesetzten 2-Wege-Einbauventils geschaltet.

Außerdem besteht die Möglichkeit, den Steuerölstrom der Vorsteuerstufe in den Leistungsweig zu leiten. Hierdurch kann ein separater Tankanschluß des 2-Wege-Stromregelventils, der in manchen Einsatzfällen unerwünscht ist, vermieden werden. Erfolgt die Zuleitung des Steuerölstroms in den Leistungsweig vor der Nebblende, so wird dieser Volumenstrom in den geregelten Volumenstrom aufgenommen. Dagegen ergibt sich - sofern der Steuerölstrom nach der Nebblende in den Leistungsweig geleitet wird - ein Volumenstromanteil zusätzlich zum geregelten Volumenstrom. Besonders für die Bauform VS 1, bei der sich der Steuerölstrom im statischen Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ nur geringfügig ändert, wird das Gleichstromverhalten hierdurch nicht nennenswert beeinflusst.

Die Auswahl eines vorgesteuerten 2-Wege-Stromregelventils kann - ein gutes Betriebsverhalten vorausgesetzt - durch folgende Gesichtspunkte mitbestimmt werden:

- besteht die Möglichkeit, eine hermetische Absperrung zwischen Versorgungs- und Lastseite zu erzielen?
- besteht die Möglichkeit, eine separate Tankleitung für den Signalzweig einzusparen, indem der Steuerölstrom vor oder nach der Meßblende dem Leistungszweig zugeführt wird? Bei einer elektrisch angesteuerten Meßblende, die neben der Einstellung des Volumenstroms $Q_{\text{soll}} = f(U_e)$ auch die Wegfunktion realisieren kann, muß der Steuerölstrom dagegen vor der Meßblende in den Leistungszweig geleitet oder extern zum Tank abgeführt werden.
- besteht die Möglichkeit, als Stellglied ein Schließerelement, bei dem der Steuerdruck p_x zum Schließen des Steuerquerschnitts $A_D(x)$ führt, anstelle eines Öffners zu verwenden, da der Schließer in der Fertigung kostengünstiger ist?

Die folgenden Ausführungen beschränken sich auf die Bauformen VS 1 - VS 4 mit nachgeschalteter Meßblende. Der Vergleich des Betriebsverhaltens dieser vier Ventile zeigt, daß unabhängig von der Bauform des Stellgliedes als Öffner oder Schließer ein gutes Gleichstromverhalten erzielt werden kann. Dagegen stellt sich bei einer Konstant-Druckversorgung im Anschluß A für die Bauformen VS 1 und VS 2 ein besseres Gleichstromverhalten als bei den Varianten VS 3 und VS 4 ein.

Da für die beiden ersten Ausführungen das Einbauventil zwischen dem konstanten Versorgungsdruck p_0 und dem Steuerdruck im Signalzweig eingespannt ist, ist hier zum Ausregeln des Volumenstroms nur eine geringe Änderung des Steuerdrucks notwendig, so daß auch der Vorsteuerkolben (die Druckwaage) nur geringe Positionsänderungen ausführen muß.

Dagegen ist das Einbauventil bei den Bauformen VS 3 und VS 4 von dem Druck p_1 und dem Steuerdruck eingespannt. Dies erfordert, daß der Steuerdruck ebenso wie der Druck p_1 dem Lastdruck p_2 folgt. Weil der Lastdruck zu $0 \leq p_2 \leq p_0$ vorgegeben ist, ergeben sich hieraus große Änderungen des Vorsteuerdrucks über dem Arbeitsbereich. Hierzu sind große Hubänderungen des Vorsteuerkolbens notwendig, die sich ungünstig auf das Gleichstromverhalten auswirken, da zur Lageänderung des Vorsteuerkolbens eine entsprechende Druckdifferenz und damit eine Volumenstromänderung an der Meßblende erforderlich ist.

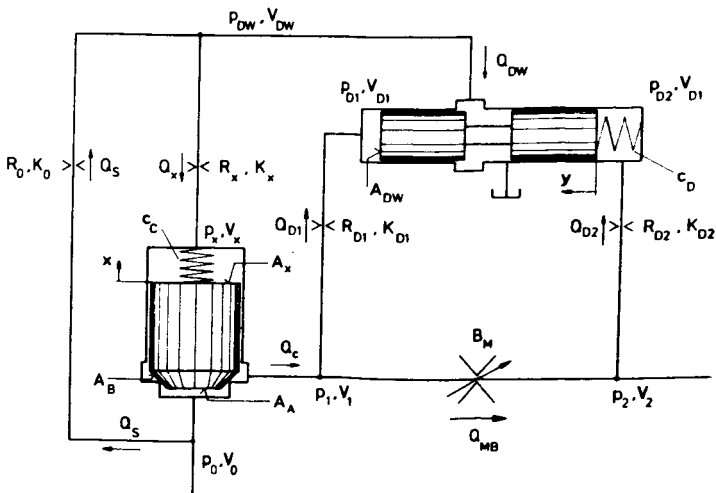


Bild 4/2: Schematische Darstellung des Versuchsobjekts

4.2. Untersuchung des statischen Verhaltens

Nachdem die möglichen Bauformen vorgesteuerter 2-Wege-Stromregelventile mit barometrischer Ansteuerung der Druckwaage vorgestellt sind, folgt nun anhand der Bauform VS 1 die Untersuchung des statischen Verhaltens. Bild 4/2 zeigt den Ventilaufbau sowie die bei der Beschreibung verwendeten Zeichen.

Für ein vorgesteuertes 2-Wege-Stromregelventil, dessen Stellglied als Schließer der Nenngröße 16 ausgeführt ist, zeigt Bild 4/3 das gemessene Kennlinienfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$.

Zum Vergleich ist - gestrichelt eingetragen - das mit dem im folgenden Abschnitt vorgestellten mathematischen Modell berechnete Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ eingetragen. Während für kleine bis mittlere Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ am Stromregelventil eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung ersichtlich ist, sind für große Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ zwischen Ventileingang und Ventilausgang Abweichungen ersichtlich, die jedoch höchstens 2 - 5 % des eingestellten Volumenstroms betragen. Sowohl die gemessenen wie auch die gerechneten Kennlinien $Q = f(p_0 - p_2, E)$ weisen einen negativen Volumenstromgradienten $\lambda = \partial Q / \partial p_2$ auf, wobei das gemessene Volumenstromsignal einen größeren Gradienten aufweist als das gerechnete Volumenstromsignal. Dies deutet auf höhere Strömungskraft an der Hauptstufe als Ursache der Abweichungen gegenüber der Annahme im Rechnermodell.

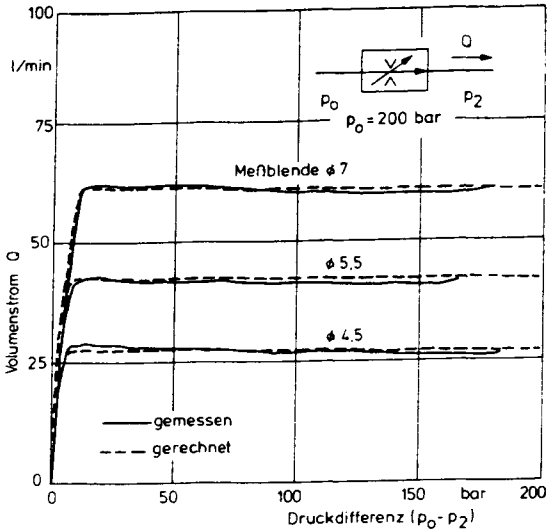


Bild 4/3: Vergleich Messung - Rechnung des statischen Kennfelds $Q = f(p_0 - p_2, E)$

 Mathematisches Modell des statischen Verhaltens

Zur Bestimmung des Einflusses der Konstruktionsdaten auf das statische Verhalten $Q = f(p_0 - p_2, E)$ wird folgendes mathematische Modell verwendet.

Für das 2-Wege-Einbauventil, das als Schließer ausgeführt ist, ergibt sich das Kräftegleichgewicht zu

$$A_A \cdot p_0 + A_B \cdot p_1 - A_X \cdot p_X - c_C \cdot x - F_{OC} - F_{str\ x} = 0$$

wobei

$$F_{str\ x} = f_{str\ x} \cdot A_D(x) \cdot (p_0 - p_1)$$

gilt.

Der Strömungskraftkoeffizient $f_{str\ x}$ wurde anhand der in /43/ gemessenen Strömungskraft am 2-Wege-Einbauventil bestimmt.

Für die Druckwaage lautet das Kräftegleichgewicht

$$- A_{DW} (p_1 - p_2) + F_{OD} - c_D \cdot y - F_{str\ y} = 0$$

mit

$$F_{str\ y} = f_{str\ y} \cdot A_D(y) \cdot p_x$$

Die Bestimmung des Strömungskraftkoeffizienten $f_{str\ y}$ erfolgte aus dem im Versuchsfeld gemessenen Kennfeld $Q_{DW} = f(p_1, p_{DW})$ und $y = f(p_1, p_{DW})$.

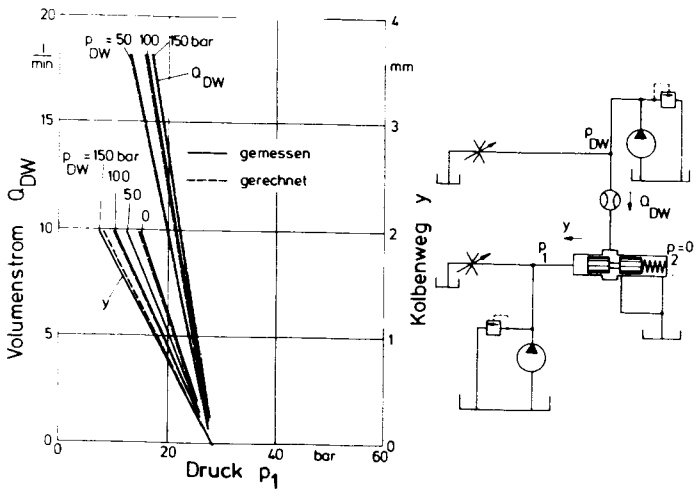


Bild 4/4: Einfluß der Strömungskraft auf den Volumenstrom Q_{DW} und den Hub y der Druckwaage

Für das 2-Wege-Einbauventil ergibt sich der Volumenstrom zu

$$Q_C = \alpha_{DC} \cdot A_D(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_0 - p_1)}$$

Über die Meßblende stellt sich der Volumenstrom Q_{MB} ein

$$Q_{MB} = \alpha_{DMB} \cdot A_D(E) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}$$

Die Bestimmung des Volumenstroms im Vorsteuerzweig erfolgt durch die Gleichung

$$Q_S = K_0 \cdot \sqrt{p_0 - p_{DW}}$$

Der Volumenstrom über die Druckwaage ist

$$Q_{DW} = \alpha_{DDW} \cdot A_D(y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{DW}}$$

Außerdem gilt für das statische Verhalten

$$Q_{DW} = Q_S$$

und

$$Q_{MB} = Q_C$$

Durch Umformen dieses nichtlinearen Gleichungssystems kann das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ mit Hilfe iterativer Berechnung bestimmt werden. Den Signalflußplan des vorgesteuerten Stromregelventils mit Schließer als Stellglied zeigt

Bild 4/5.

Mit Hilfe dieses mathematischen Modells soll nun der Einfluß der folgenden Konstruktionsdaten auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$ bestimmt werden:

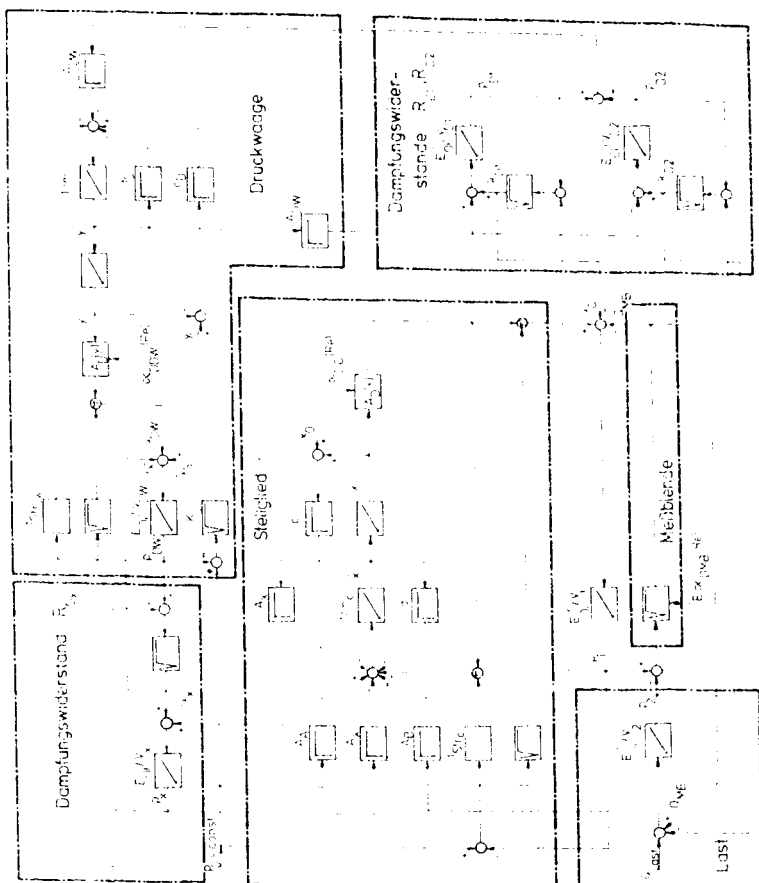


Bild 4/5: Signalflußplan des vorgesteuerten Stromregelventils mit Schließer als Stellglied

- Widerstand R_0 zwischen Versorgung und Steuerraum
- Durchflußverstärkung $\partial Q_{DW} / \partial y$ der Druckwaage
- Kolbenfläche A_{DW} sowie
- Federsteifigkeit c_D der auf die Druckwaage wirkenden Feder.

Einfluß des Widerstands R_0

Bild 4/6 zeigt die Abhängigkeit des statischen Kennfelds $Q = f(p_0 - p_2, E)$ von dem Durchmesser der Blende R_0 , die zwischen dem Versorgungsanschluß und dem Steuerraum angeordnet ist.

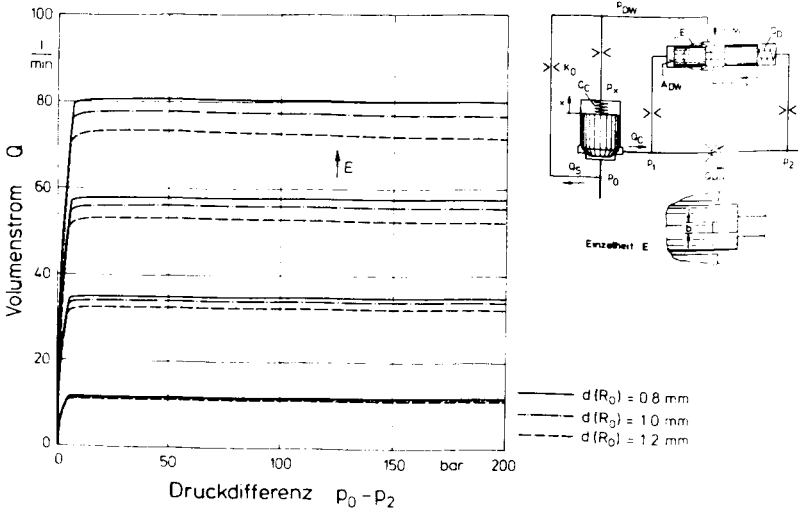


Bild 4/6: Einfluß des Blendendurchmessers $d(R_0)$ und des Widerstands R_0 auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$

Der Durchmesser der Blende ist zu $d_o = 0.8$ mm; 1.0 mm; 1,2 mm angenommen. Als Ergebnis dieses Vergleichs ist festzustellen, daß sich das Gleichstromverhalten bei einer Verringerung des Blendendurchmessers d_o - insbesondere bei mittleren und großen Volumenströmen ist dies deutlich zu erkennen - verbessert. Ursache hierfür ist die bei einer Verringerung des Blendendurchmessers d_o (R_o) sich ergebende Verlagerung des Arbeitspunktes der Druckwaage zu geringeren Öffnungshüben y .

Es gilt:

$$y = \frac{K_o}{B_{DW}} \sqrt{\frac{p_o}{p_{DW}} - 1}$$

bzw., da $p_o/p_{DW} \approx \text{const}$, ist

$$y \sim K_o$$

Hierbei bedeuten

K_o Leitwert des Widerstands R_o

B_{DW} Leitwert der Druckwaage

Zugleich ergibt sich für einen kleinen Öffnungshub, daß nur geringfügige Positionsänderungen der Druckwaage relativ große Steuerdruckänderungen bewirken. Hieraus folgt, daß Arbeitspunkte der Vorsteuerstufe mit großen Öffnungshüben der Druckwaage relativ große Volumenstromänderungen an der Meßblende erfordern, um die zur Regelung erforderliche Kraft aufzubringen.

Einfluß der Durchflußverstärkung der Druckwaage

Die Durchflußverstärkung der Druckwaage $B_{DW} = \partial Q_{DW} / \partial y$ kennzeichnet die Änderung des Steuerölstroms Q_{DW} als Funktion der Positionsänderung y der Druckwaage. Um den Einfluß der Durchflußverstärkung der Vorsteuerstufe auf das statische Kennfeld $Q = f(p_o, p_2, E)$

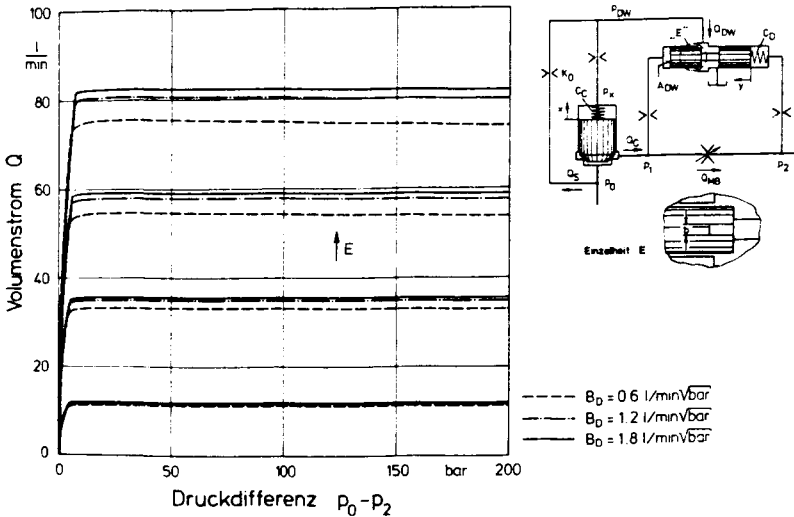


Bild 4/7: Einfluß der Durchflußverstärkung der Druckwaage auf das Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$

zu bestimmen, werden zwei um 180° versetzte Rechteckquerschnitte, deren Breite zu $b = 0.5 \text{ mm}$; $b = 1.0 \text{ mm}$ und $b = 1.5 \text{ mm}$ beträgt, angenommen. Den Vergleich der Kennfelder $Q = f(p_0 - p_2, E)$ zeigt **Bild 4/7**. Zum einen ist hier ersichtlich, daß mit zunehmender Durchflußverstärkung B_{DW} das Gleichstromverhalten - besonders für große Volumenströme - verbessert wird. Zum anderen ergibt sich mit der Vergrößerung der Durchflußverstärkung B_{DW} bei unveränderter Einstellung der Meßblende eine Verlagerung des Arbeitspunktes der Druckwaage zu geringeren Hüben y . So muß, um in die Regelposition zu gelangen, die Druckwaage mit einer großen Durchflußverstärkung einen größeren Hub y in Schließrichtung ausführen als mit kleiner Durchflußverstärkung.

Hierzu ist ein entsprechend vergrößertes Volumenstromsignal an der Meßblende erforderlich. Hinzu kommt, daß zum Ausregeln des gleichen Fehlersignals die Druckwaage mit größerer Durchflußverstärkung eine kleinere Hubänderung vornehmen muß als eine Druckwaage mit geringerer Durchflußverstärkung, so daß die größere Durchflußverstärkung zu einem besseren Gleichstromverhalten führt.

Einfluß der Kolbenfläche A_{DW} der Vorsteuerstufe

Ebenso wie die Vergrößerung der Durchflußverstärkung wirkt sich die Vergrößerung der Kolbenfläche A_{DW} der Vorsteuerstufe günstig auf das Gleichstromverhalten aus.

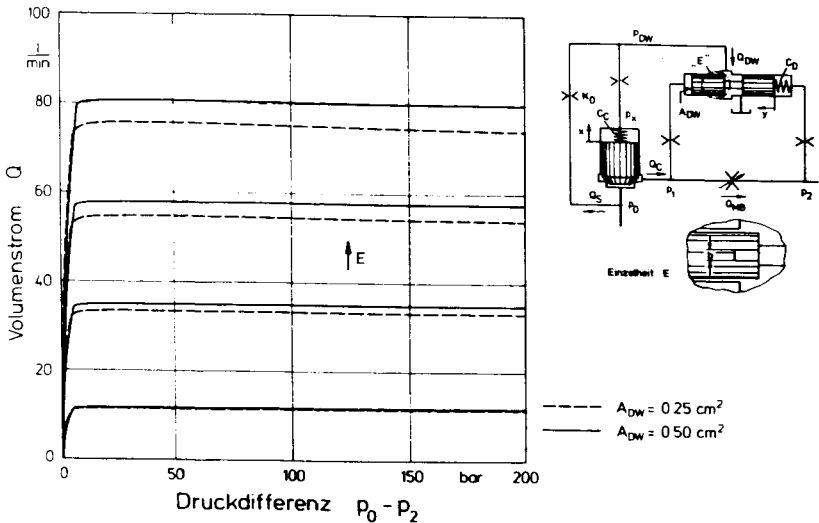


Bild 4/8: Einfluß der Kolbenfläche A_{DW} der Druckwaage auf das statische Kennfeld $Q = f(p_0 - p_2, E)$

In Bild 4/8, das den Vergleich des statischen Kennfelds $Q = f(p_0 - p_2, E)$ bei einem Kolbendurchmesser $d = 6 \text{ mm}$ und $d = 8 \text{ mm}$ - was einer Verdoppelung der Kolbenfläche entspricht - zeigt, ist dies besonders für große Volumenströme zu erkennen. Um die Mindestdruckdifferenz Δp_{\min} konstant zu halten, wurde hierbei das Verhältnis Federvorspannung zu Kolbenfläche der Druckwaage konstant gehalten. Daß sich bei gleicher Einstellung der Meßblende für die größere Kolbenfläche ein größerer Volumenstrom einstellt als bei einer kleineren Kolbenfläche A_{DW} , ist durch die Verminderung des Einflusses der Strömungskraft, die wie die Druckdifferenz an der Meßblende in Schließrichtung des Vorsteuerkolbens wirkt, bedingt.

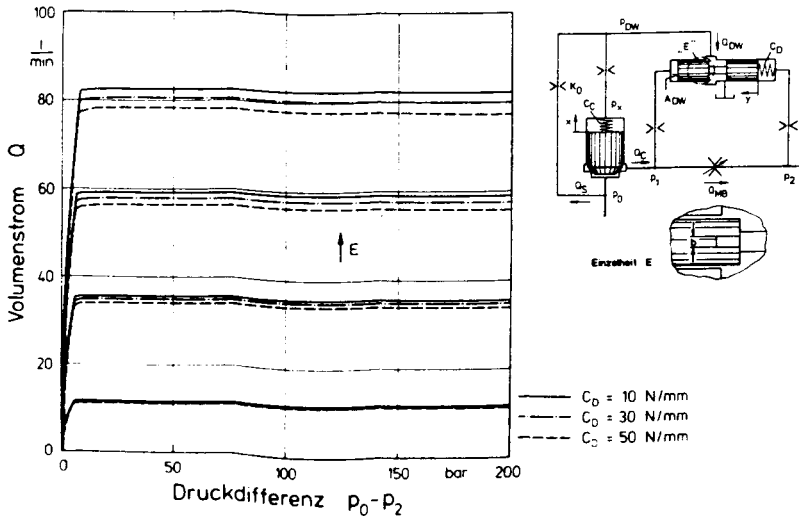


Bild 4/9: Einfluß der Federsteifigkeit C_D auf das statische Kennfeld
 $Q = f(p_0 - p_2, E)$

Einfluss der Federsteifigkeit c_D der Vorsteuerstufe

Bild 4/9 zeigt den Vergleich des statischen Kennfelds $Q = f(p_0 - p_2, E)$ vorgesteuerter Stromregelventile, deren Federsteifigkeit der Vorsteuerfeder $c_D = 10 \text{ N/mm}$; $c_D = 50 \text{ N/mm}$ und $c_D = 50 \text{ N/mm}$ aufweist. Hierin ist ersichtlich, daß sich mit einer Vergrößerung der Federsteifigkeit c_D - besonders für große Volumenströme - eine geringfügige Verschlechterung des Gleichstromverhaltens einstellt. Der Grund hierfür ist, daß mit der Vergrößerung der Federsteifigkeit c_D die zum Ausregeln des Fehlersignals erforderliche Druckdifferenz an der Meßblende zunimmt.

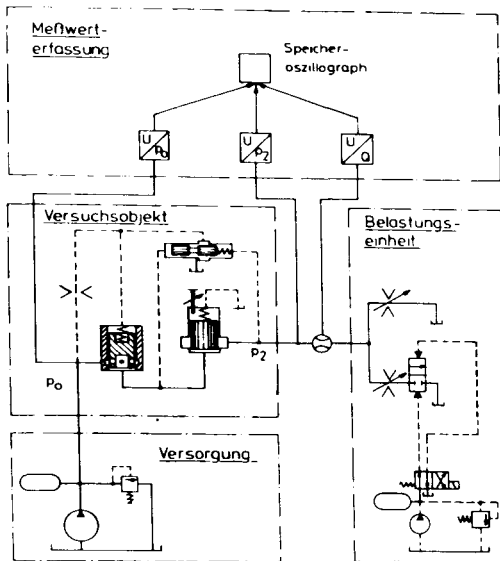
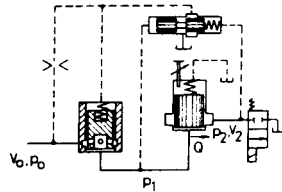
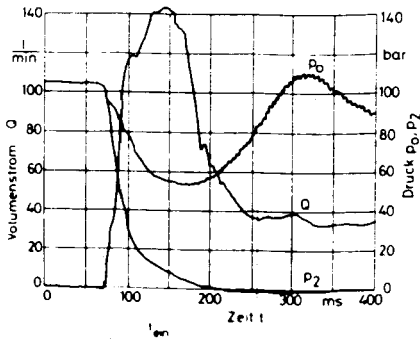


Bild 4/10: Prüfstands-aufbau zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens vorge-steuerter Stromregelventile

4.3. Untersuchung des dynamischen Verhaltens

Zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens vorgesteuerter Stromregelventile dient der in Bild 4/10 skizzierte Prüfstandsaufbau. Der Konstant-Druckversorgung, die aus der Pumpe, dem Druckbegrenzungsventil und dem Speicher gebildet ist, schließt sich das Versuchsobjekt an. Als Last dienen zwei parallel geschaltete Verstellblenden. Ein vorgesteuertes Wegeventil mit sehr kurzer Schaltzeit und eigener Versorgung dient zum Zu- und Abschalten eines Lastwiderstands. Die Messung der Drücke p_0 und p_2 erfolgt mit Dehnungsmeßstreifen-Druckaufnehmern, die Messung des Volumenstroms mit dem in Abschnitt 2. 3. 2 vorgestellten Volumenstromsensors. Mit Hilfe eines Speicheroszillographen oder eines Transientenspeichers werden diese Meßsignale registriert.



$p_0 = 100 \text{ bar}$
 $Q_{\text{soll}} = 35 \text{ l/min}$
 $V_0 = 21$
 $V_2 = 21$

4/11: Gemessene Sprungantwort des Volumenstroms $Q(t)$ für ein vorgesteuertes Stromregelventil mit Öffner als Stellglied

Für einen vorgesteuerten 2-Wege-Stromregler mit Öffner als Stellglied zeigt Bild 4/11 die gemessene Sprungantwort $Q = f(t)$ eines Anfahrungsprungs. Der Volumenstrom ist mit Hilfe der Meßblende, die als 2-Wege-Einbauventil ausgebildet ist, auf $Q_{soll} = 35$ l/min eingestellt. Sobald das Wegeventil schaltet, sinkt der Lastdruck p_2 und es stellt sich - bis die Drosselwirkung des Stellgliedes wirksam wird - ein zu großer Volumenstrom $Q(t)$ ein. Etwa 170 ms nach dem Schalten des Wegeventils wird der eingestellte Volumenstrom $Q_{soll} = 35$ l/min erreicht.

Da für das vorgesteuerte Stromregelventil ebenso wie für direktwirkende Stromregelventile die Voraussetzungen gegeben sind, die zur Bestimmung des maximalen Fehlersignals \bar{Q}_{max} bzw. für die Abschätzung der Stromüberhöhung $Q_{\ddot{u}}$ im Abschnitt 2.3.7. erforderlich waren, sind diese Ergebnisse auch für die vorgesteuerten Stromregelventile mit barometrischer Ansteuerung der Druckwaage gültig.

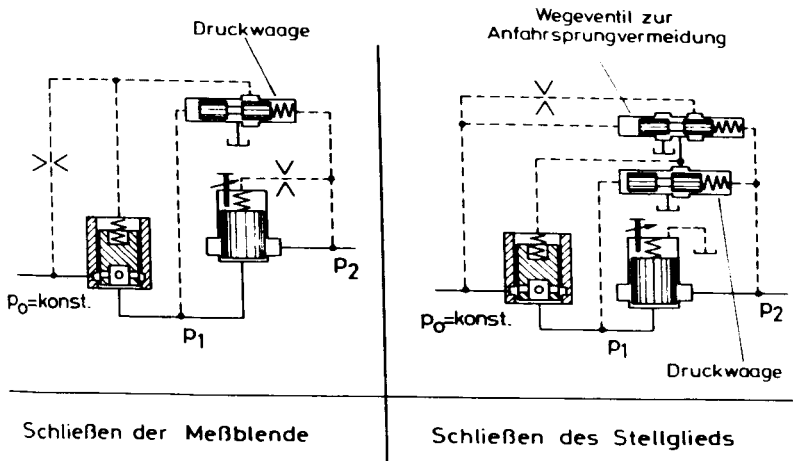


Bild 4/12: Konstruktive Maßnahmen zur Vermeidung des Anfahrungsprungs

Zum Abschluß sei noch gezeigt, wie sich die im Abschnitt 2.3.8. vorgestellten Maßnahmen zur Anfahr-
sprungvermeidung auf vorgesteuerte Stromregelventile übertragen werden können.

Zur Vermeidung des Anfahrspungs ist für Druckdifferenzen $0 \leq p_0 - p_2 \leq \Delta p_{\min}$ ein Schließen des Stellglieds oder der Meßblende erforderlich. Bild 4/12 zeigt zwei Ausführungen des vorgesteuerten 2-Wege-Stromregelventils, die dieser Anforderung entsprechen.

Das in der linken Bildhälfte gezeigte Stromregelventil schließt bei geringen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ die Meßblende, da hierbei die auf den Kolben der Meßblende wirksame Federkraft die Druckkräfte übersteigt.

Wird die Mindestdruckdifferenz überschritten, verschieben die Druckkräfte den Kolben der Meßblende gegen die Feder bis zum Anschlag. Mit Hilfe der im Signalzweig angeordneten Blende kann hierbei die Geschwindigkeit, mit der der Meßkolben der Meßblende ausfährt, beeinflusst werden.

Die rechte Bildhälfte zeigt ein Stromregelventil, das bei Druckdifferenzen $0 \leq p_0 - p_2 \leq \Delta p_{\min}$ das Stellglied schließt. Hierzu wird im Signalzweig der Druckwaage ein 3/2-Wegeventil vorgeschaltet. Dieses ermöglicht bei kleinen Druckdifferenzen am Stromregelventil die Druckentlastung der Steuerfläche des Stellglieds und sperrt die Verbindung zwischen Versorgung und Druckwaage. Für Druckdifferenzen $p_0 - p_2 > \Delta p_{\min}$ sperrt das 3/2-Wegeventil den Tankanschluß und öffnet den Steuerquerschnitt zwischen Versorgung und Druckwaage.

Die gemessene Sprungantwort eines 2-Wegestromregelventils mit Anfahrspurgvermeidung ist in Bild 4/13 gezeigt. Zum Zeitpunkt t_0 schaltet das Wegeventil und der Lastdruck p_2 sinkt in wenigen Millisekunden auf etwa 20 bar. Zugleich öffnet das Stellglied, so daß sich ein Volumenstrom zum Verbraucher einstellt. Nach etwa 25 ms hat das Stromregelventil den vorgegebenen Volumenstrom Q_{soll} erreicht; eine Stromüberhöhung wie sie in Bild 4/11 auftritt wird durch das 3/2 Wegeventil, welches das Schließen des Stellglieds bei kleinen Druckdifferenzen $p_0 - p_2$ ermöglicht, vermieden.

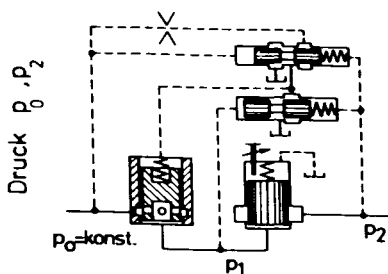
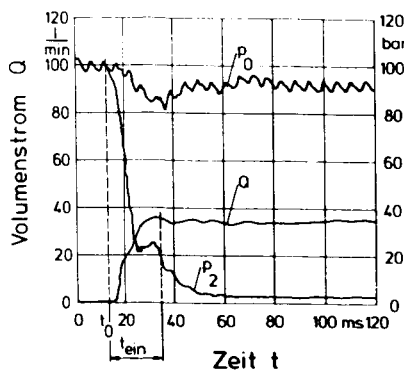


Bild 4/13: Sprungantwort eines vorgesteuerten Stromregelventils mit Anfahrspurgvermeidung

c. Zusammenfassung

Stromregelventile dienen zur lastunabhängigen, stufenlosen Einstellung der Drehzahl oder der Geschwindigkeit hydraulischer Antriebe.

Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist es, das Verhalten und die Einflußfaktoren für 2-Wege-Stromregelventile, die für große Volumenströme ausgelegt sind, zu bestimmen.

Zunächst werden Kriterien zur Beurteilung des statischen und dynamischen Verhaltens vorgestellt. Das statische Verhalten charakterisieren insbesondere die Kennwerte Gleichstromverhalten und Mindestdruckdifferenz; zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens dienen die Eigenschaften Stromüberhöhung und Einschwingzeit. Als Stromüberhöhung wird hierbei die bei einer Sprungantwort auftretende maximale Abweichung zwischen Soll- und Istwert des Volumenstroms bezeichnet.

Den untersuchten Bauformen entsprechend gliedert sich die Arbeit in drei Teile. Die ersten beiden Kapitel sind direktwirkenden Stromregelventilen, deren Druckwaage zum einen ein Stufenkolben, zum anderen ein 2-Wege-Einbauventil bildet, gewidmet. Das dritte Kapitel behandelt vorgesteuerte Stromregelventile mit 2-Wege-Einbauventilen als Stellglied.

Für jede Bauform wird anhand eines mathematischen Modells, dessen Gültigkeit durch den Vergleich von Messung und Rechnung überprüft ist, der Einfluß der Konstruktionsdaten auf das Betriebsverhalten ermittelt. Das statische Verhalten wird hierbei hauptsächlich durch die Auslegung der Druckwaage, die durch die Kolbenfläche, die Durchflußverstärkung und die wirksame

Federkraft gekennzeichnet ist, bestimmt. Um für zahlreiche Betriebsfälle ein stabiles Arbeiten der Stromregelventile zu ermöglichen, wird die Druckwaage stark gedämpft. Deshalb ist das dynamische Verhalten bezüglich der konstruktionsspezifischen Größen besonders von der Auslegung der Bauelemente, die die Dämpfung beeinflussen, abhängig.

Werden Laminarwiderstände als Dämpfungs-drossel eingesetzt, verhält sich die Dämpfung der Druckwaage proportional dem Quadrat der Druckwaagefläche und umgekehrt proportional dem Leitwert des hydraulischen Widerstandes.

Nach den konstruktionsspezifischen Größen wird der Einfluß der betriebsspezifischen Größen auf das dynamische Verhalten ermittelt. Zu den betriebsspezifischen Größen zählen der eingestellte Volumenstrom $Q = f(E)$, der Versorgungsdruck p_0 sowie der Lastdruck p_2 . Da sich bei dieser Untersuchung die Nichtlinearitäten des Versuchsobjektes und des Prüfstands besonders auswirken, ergibt sich - wie bei nichtlinearen Systemen üblich - ein von den Anfangsbedingungen und den Störgrößen abhängiges Fehlersignal. Die Analyse der Anfangsbedingungen und der Störgrößen, die als möglichst sprungförmige Lastdruckänderung realisiert werden, führt zu Gleichungen, die eine Abschätzung des maximalen Fehlersignals $\max \{Q_{\text{ist}}(t) - Q_{\text{soll}}\}$ in Abhängigkeit von den Betriebsgrößen und den Lastdruckänderungen ermöglichen. Die Gültigkeit dieser Gleichungen wird durch den Vergleich des maximalen Fehlersignals, das sich aus der Anwendung dieser Gleichung und aus Messungen im Versuchsfeld ergibt, nachgewiesen. Hieran schließt sich die Untersuchung der Wechselwirkung von Stromüberhöhung und Einschwingzeit.

Zum Abschluß werden konstruktions- und schaltungs-
technische Maßnahmen, die eine Verminderung des Feh-
lersignals beim Anfahrtsprung ermöglichen, anhand von
gemessenen Antwortfunktionen vorgestellt.

Bezeichnung	Einheit	Wert		
		Modell A	Modell B	Modell C
D	mm	40.	35.	38.
d	mm	16.	18.	16.
c	N/mm	20.	50.	57.3
F ₀	N	582.	648.	773.
r	mm	-	-	8.
h	mm	-	-	1.25
x _{max}	mm	5.75	4.75	5.2
d _B	mm	-	15.	-
m	kg	0.122	0.125	0.112
V ₁	l	0.045	0.031	0.040
V ₁₁	l	0.001	0.001	0.001
V ₁₂	l	0.006	0.006	0.006
V ₂₂	l	0.075	0.071	0.068
R ₁				
d _{R1}	mm	4.	2.	1.5
l _{R1}	mm	39.	30.	63.
R ₂				
d _{R2}	mm	2.	2.	1.5
l _{R2}	mm	10.	8.	10.
R ₃				
d _{R3}	mm	12.	5.	0.6
l _{R3}	mm	28.	23.	0.

Tabelle 1: Übersicht über die Konstruktionsdaten der untersuchten 2-Wege-Stromregelventile

Bezeichnung	Wert	Einheit
F_o	650	N
c	50	N/mm
d	16	mm
A_{22}	12.5	cm ²
x_{\max}	5.0	mm

Tabelle 2: Konstruktionsdaten des simulierten Stromregelventils mit Stufenkolben

Bezeichnung	Wert	Einheit
F_o	491	N
c	50	N/mm
d	25	mm
A_A	4.91	cm ²
A_B	0.	cm ²
A_x	4.91	cm ²
x_{\max}	5.0	mm

Tabelle 3: Konstruktionsdaten des 2-Wegestromregelventils mit vorgeschalteter Meßblende

Literaturverzeichnis

1. Acél, St.: Ölhydraulische Drosselungen bei Steuerungen von Werkzeugmaschinen
Technische Rundschau 53/1961/33
2. Acél, St.: Mengenregler
Technische Rundschau 57/1965/21
3. Backé, W.: Systematik der hydraulischen Widerstandsschaltungen in Ventilen und Regelkreisen
Mainz 1974
4. Backé, W.;
Hamburger, N.;
Riedel, H.P.: Untersuchungen über das dynamische Verhalten von Stromregelventilen
Opladen 1974
5. Backé, W.: Ein neues Konzept für hydraulische Widerstandssteuerungen
Industrie-Anzeiger
95/1973/53
6. Backé, W.;
Hoffmann, W.: Digitale Simulation hydraulischer Schaltungen
CAD-Bericht 131
Gesellschaft für Kernforschung
Karlsruhe 1979
7. Backé, W.;
Schulz, R.: Digitale Simulation hydraulischer Schaltungen
CAD-Bericht 132
Gesellschaft für Kernforschung
Karlsruhe 1979
8. Blank, K.H.: 2/2-Einbauventilsteuerungen für Spritzgießmaschinen
Ölhydraulik und Pneumatik
19/1975/4
9. Blum, D.: Die neuen Sitzventile
Fluid 7/1973/9
10. Blum, D.: Hydraulische Pressensteuerung
Steuerungstechnik 7/1974/2
11. Blüml, H.: Hydrostatik bei kunststoffverarbeitenden Maschinen
VDI-Bericht Nr. 228
Düsseldorf 1975

12. Bobach, G.: Starten ohne Sprung
Fluid 8/1974/10
13. Feldmann, D.G.: Aufbau von Steuerungen
in Blockbauweise
Ölhydraulik und Pneumatik
19/1975/1 und 2
14. Feldmann, D.G.: Systematik des Aufbaus von
Steuerungen mit 2-Wege-Ein-
bauventilen
3.Preprints zum Aachener Fluid-
technisches Kolloquium
Band 2, Aachen 1978
15. Groß, L.: Bestimmung der Durchflußbei-
werte verschiedener Drossel-
elemente, besonders bei klei-
nen Druckunterschieden
Ölhydraulik und Pneumatik,
12/1968/1
16. Hamburger, N.: Das stationäre und dynamische
Verhalten der 2-Wege-Stromregler
Diss. TH Aachen, 1975
17. Kasperbauer, K.: Stromregelventile
Mainz 1972
18. Krines, G.; Arbeiten mit Widerständen
Hemm, A.: Fluid 7/1973/8
19. Krines, G.; Kunststoffmaschinen - Hydraulik
Hemm, A.: Schneller, leiser, Service-
freundlicher
Fluid 7/1973/10
20. Kühnel, M.: Untersuchungen an hydraulischen
Antriebssystemen und
Druckgefälleregelung über ein
Drosselventil im Bereich kleiner
Geschwindigkeiten
Diss. TH Karl-Marx-Stadt 1970
21. Lichtarowicz, A., Discharge coefficients for
u.a.: incompressible non-cavitating flow
through long orifices
Journal of mechanical and
engineering science
7/1965/2

22. Mises, R.v.: Berechnung von Ausfluß- und Überfallzahlen
Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure
52/1917/21 und 22
23. Nikolaus, H.: Stationäres und dynamisches Verhalten von hydraulischen Zweiwegestromregelventilen
Habilitationsschrift
Universität Karlsruhe 1971
24. N.N. Cardridge - Hydraulisch gesteuerte Widerstände
Fluid 9/1975/9
25. N.N. Regelkreis Eingebaut - Marktbild Stromregler
Fluid 8/1974/11
26. Reuthe, W.: Ölstromregelung zur Erzielung konstanter Arbeitsgeschwindigkeiten bei hydraulischen Antrieben
Ölhydraulik und Pneumatik
33/1959/6 und 7
27. Scheffel, G.: Stationäres und dynamisches Verhalten eines direkt gesteuerten Kegelsitzventils unter dem Einfluß der Ventilgeometrie
Diss. TH Aachen 1977
28. Schlayer, H.: Druck- und Temperaturregelung bei ölhydraulischen Mengenregelventilen
Diss. Stuttgart 1959
29. Ströhl, H.: Vergleichende Betrachtungen über das stationäre und dynamische Verhalten hydraulischer Strom- und Druckbegrenzungsventile
Maschinenbautechnik 23/1974/7
30. Schnitzer, E.: Mengenregler für ölhydraulische Antriebe
Werkstatt und Betrieb 84/1951/8

31. Takenaka, T.:
Urata, E.:
Static and dynamic characteristics of oil-hydraulic control valves
Fluid Power International Conference 1968 Paper 1
32. Trudzinski, R.M.:
Kennwerte für die Beurteilung des statischen und dynamischen Verhaltens von 2-Wege-Stromregelventilen
Ölhydraulik und Pneumatik 33/1979/7
33. Warlemann, K.:
Stromregeln mit vorgesteuerten Ventilen
Ölhydraulik und Pneumatik 19/1975/-
34. Vortberg, K.H.:
Hydrostromregelung mit vorgesteuerten Stromregelventilen
Herion - Informationen 14/1985/2-3
35. Walter, H.:
Elektrisch gesteuerte Proportionaldrosselventile
Fluid 18/1978/10
36. Wanner, K.:
Flüssigkeitsreibung, Betrachtung laminarer Strömung durch Ringspalte
Technische Rundschau 61/1969/28
37. Weis, H.:
Hydroventile; 2. Teil:
Mengenventile
TZ für praktische Metallverarbeitung 58/1964/6
38. Weule, H.:
Eine Durchflußgleichung für den laminar-turbulenten Strömungsbereich
Ölhydraulik und Pneumatik 13/1974/1
39. Willebrand, H.:
Dynamisches Verhalten eines 2-Wege-Einbauventils
Industrie-Anzeiger 99/1977/77
40. Willebrand, H.:
Hydraulische Steuerungen mit 2-Wege-Einbauventilen, Systematik, Entwurf und Untersuchung des Systemverhaltens
Diss. TH Aachen, 1980

41. Witt, P.: Regeln im Tropfenbereich
Fluid 9/1975/74
42. Wobben, D.: Strömungskräfte an 2-Wege-
Einbauventilen
Industrie-Anzeiger
100/1978/34
43. Wobben, D.: Statisches und dynamisches
Verhalten vorgesteuerter
Druckbegrenzungsventile unter
besonderer Berücksichtigung
der Strömungskräfte
Diss. TH Aachen, 1978
44. Zaichenko, I.Z.: Throttle regulation of small
fluid flow
Machines and Tooling
1964/5
45. Zick, J.; Untersuchungen an Regelblen-
den sehr kleiner Öffnung
Ölhydraulik und Pneumatik,
10/1966/5 und 9

Lebenslauf

Persönliches: Reinhard Martin Trudzinski
geb. am 26. 6. 1947
in Dortmund
Eltern: Ing. (grad.)
Alfons Trudzinski und Ehefrau
Maria, geb. Gumpel

Schulbildung:
1954 - 1957 Volksschule in Dortmund
1957 - 1966 Stadtgymnasium Dortmund
Reifeprüfung am 21. 10. 1966

Studium:
WS 1966/67 Universität Bochum
WS 1967/68 - RWTH Aachen
SS 1974 Fakultät Maschinenwesen
Fachrichtung Fertigungstechnik
Diplom-Urkunde vom 17.9.1974

Berufstätigkeit:
1.7.71 - 31.12.74 Hilfsassistent
1.1.75 - 31.1.75 wissenschaftliche Hilfskraft
1.2.75 - 31.3.80 wissenschaftlicher Mitarbeiter
1.4.80 - jetzt wissenschaftlicher Assistent
am Institut für hydraulische
Antriebe und Steuerungen der
RWTH Aachen
Ein halbes Jahr prakti-
sche Tätigkeit bei den
Firmen:
- Holstein & Koppert, Maschinen-
fabrik Phoenix GmbH, Dortmund
- Eisengießerei Willy Daume
Dortmund
- DEW - Deutsche Edelstahlwerke
Dortmund