

## 2. Modellbildung an elektrohydraulischen Anlagen

### 2.1. Theoretische Modellbildung

Grundlage einer jeden Systembetrachtung bildet ein Modell, das die für die Untersuchung wesentlichen Eigenschaften des realen Systems möglichst echt widerspiegelt.

Für die hydraulischen Systeme gelten einige Besonderheiten, die eine Modellbildung erschweren.

#### 1. Nichtlinearitäten

Zuerst wäre dabei die laminare oder turbulente Strömung zu nennen. In Abhängigkeit von Strömungsgeschwindigkeit und geometrischen Aufbau ist der Ölstrom einmal direkt proportional dem Druckabfall, im Falle der turbulenten Strömung ist der Ölstrom proportional der Quadratwurzel des Druckabfalls.

Die nächste Nichtlinearität ist der Einfluß der Reibung. Für Hydraulikzylinder ist die Stribek-Reibung typisch. Sie besitzt einen Bereich mit negativem Anstieg, der zu Slip-Stick-Effekten führen kann.

Auch die unterschiedlichen Kolbenflächen des Arbeitszylinders stellen eine Nichtlinearität dar.

Weitere Nichtlinearitäten betreffen vor allem die Ventile. Sie besitzen Kennlinien mit Hysterese, Sättigungs- und Totzonen.

#### 2. keine Rückwirkungsfreiheit

Während man z.B. bei einer elektrischen Konstantstromquelle davon ausgehen kann, daß die Höhe der durch die Last bestimmten Abschlußspannung keinen Einfluß auf die Stromstärke der Quelle hat, muß man in der Hydraulik davon ausgehen, daß sich die Fördermenge einer Konstantstrompumpe mit zunehmendem Druck durch innere Leckverluste verringert.

Genauso beeinflußt der sich aufbauende Druck die Kennlinien der meisten Ventile.

Die klassische Regelungstechnik geht davon aus, daß die Übertragungsglieder linear und voneinander unabhängig sind. Auch das Regelkonzept, das ich hier vorstellen möchte, geht von dieser Grundlage aus.

Vorher möchte ich aber versuchen, ein ausreichendes Modell der elektrohydraulischen Anlage zu schaffen, mit dem ich in der Simulation die reale Strecke genügend nachbilden kann.

### 2.2. Simulation

Im vorigen Abschnitt ist schon das Wort *Simulation* gefallen. In der *Simulation* versuche ich, mit dem *Modell* der elektrohydraulischen Anlage einige typische Situationen durchzuspielen, ohne dabei an der realen Regelstrecke zu arbeiten.

Der Vorteil dabei liegt in der Zeit- und Kostenersparnis. Weiterhin ist es möglich, Prozeßgrößen, die nie meßbar sein würden, in der Simulation zu verfolgen. Grundvoraussetzung ist natürlich ein ausreichend genaues Modell.

Als Simulationssoftware verwende ich das Softwarepaket *SimuLINK*, daß eine Erweiterung der Matrix-Analyse-Software *MatLAB* darstellt. Alle Simulationsbeispiele und auch sämtliche andere Kurven wurden mit dieser Software erstellt. Der Vorteil liegt in der besonders einfachen Eingabe von Blockschaltbildern. Per „Drag & Drop“ können aus einer Bibliothek mit großer Auswahl an fertigen Blöcken eigene Simulationsmodelle zusammengestellt werden. Es ist auch möglich, eigene Blöcke und Bibliotheken zu erstellen.

Alle in dieser Diplomarbeit verwendeten Modelle sind erprobt und lauffähig. Ich habe sie in die Bibliothek *STF\_LIB.M* aufgenommen.

Für die Erarbeitung dieser Arbeit verwendete ich die Version *MatLAB 4.0 /SimuLINK 1.2c*.

### 2.2.1. Simulationsmodell

Für die Modellbildung mußte ich zuerst folgende Festlegungen treffen :

1. Die Ursache ist immer ein fließender Ölstrom, ein Druckaufbau ist nur die Wirkung eines Ölstroms, der auf einen Widerstand trifft.
2. Die elektrohydraulische Anlage wird in die Baugruppen
  - leistungsgeregelte Pumpe
  - elastische Druckübertragung zum Zylinder /Ventilblock
  - Einbau-Propventil-Einheit mit Vorsteuerstufe und elektrischer Kolbenstellungsregelung
  - Arbeitszylindereingeteilt.
3. Jede Baugruppe wirkt auf die vorhergehende zurück.

Der Darstellung der Nichtlinearitäten kommt in der Simulation eine besondere Rolle zu. Als erstes Beispiel sei hier die *Stribek-Reibung* genannt, die bei jedem Hydraulikkolben auftritt.

Die *Stribek-Reibung* ist die Summe aus Haft-, Coulombscher- und Geschwindigkeitsreibung.

$$F_R = F_{rh} * \left( 1 - e^{-\frac{|v|}{\tau_v}} \right) * \text{sign}(v) + F_{rc} * \text{sign}(v) + F_{rv} * v \quad (\text{Gln. 2.1})$$

Der Haftreibungsanteil  $F_{rh}$  fällt nach einer e-Funktion mit der Zeitkonstante  $\tau_v$  ab, die Coulombsche Reibung  $F_{rc}$  ist konstant und richtungsabhängig und die Geschwindigkeitsreibung nimmt proportional um den Faktor  $F_{rv}$  mit der Geschwindigkeit  $v$  zu. In MatLAB übernimmt die Funktion **REIBUNG.M** die Berechnung der Stribek-Reibung. Ein Beispiel mit

$$\begin{aligned} F_{rh} &= 20 \text{ N} \\ F_{rc} &= 5 \text{ N} \\ F_{rv} &= 1 \text{ N/(mm/s)} \\ \tau_v &= 0,1 \text{ mm/s} \end{aligned}$$

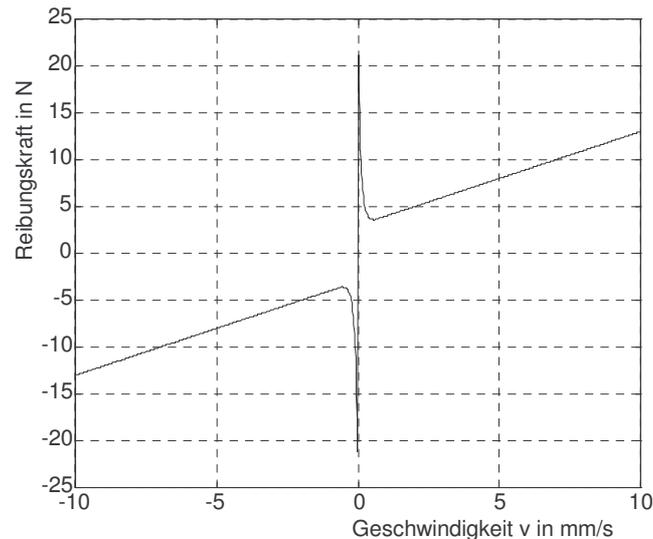


Abb. 2.1 Beispiel für eine Stribek-Reibung mit `STFREIB1.M` berechnet

Ganz deutlich zu sehen ist bei geringen Geschwindigkeiten der Bereich mit negativem Anstieg, der zu Slip-Stick-Bewegungen führen kann.

Um die Stribek-Reibung in mein Modell einfügen zu können, mußte ich den Block „MatLAB-Funktion“ einsetzen, in dem die Funktion **REIBUNG.M** aufgerufen wird. Diese Funktion berechnet die aktuelle Reibkraft entsprechend (Gln. 2.1). Ein Listing befindet sich in Anhang B.

Eine weitere Nichtlinearität ist die turbulente Strömung an den Steuerschieberkanten eines hydraulischen Regelventils. Um diese darstellen zu können verwende ich folgende Beziehung :

$$Q = G \cdot \sqrt{|\Delta p|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad (\text{Gln. 2.2})$$

wobei  $Q$  den Ölstrom,  $\Delta p$  den Druckabfall über die Steuerkante und  $G$  den Leitwert der Steuerkante darstellen.

Auch hier mußte ich wieder den Block „MatLAB-Funktion“ einsetzen. Diesmal jedoch mit der Funktion **TURBULNT.M**, die eine Berechnung entsprechend (Gln. 2.2) durchführt.

### 2.2.1.1. Verwendete Größen

Um das Modell auch praktisch anwenden zu können, werden im Modell die üblichen technischen Einheiten verwendet. Dadurch sind einige Umrechnungsfaktoren nötig.

Verwendete Größen :

Steuerspannung :	$[U_{\text{st}}]$	= 1 V
Kolbenweg :	$[x]$	= 1 mm
Kolbengeschwindigkeit :	$[v]$	= 1 mm/s

Kolbenbeschleunigung :	[a]	= 1 mm/s <sup>2</sup>
Kolbenflächen :	[A]	= 1 mm <sup>2</sup>
Volumina :	[V]	= 1 mm <sup>3</sup>
Masse :	[m]	= 1 kg
Kräfte :	[F]	= 1 kN
Drücke :	[p]	= 1 bar
Ölströme :	[Q]	= 1 l/min
Leitwert turbulent :	[G]	= 1 l/(min*(bar) <sup>0,5</sup> )
Leitwert laminar :	[G]	= 1 l/(min*bar)

Damit diese Einheiten durchweg verwendet werden können, machen sich an folgenden Stellen entsprechende Umrechnungen erforderlich. Die Umrechnungen werden zu einem Faktor zusammengefaßt.

1. Umsetzung der Kraft im Zylinder in die Kolbenbeschleunigung :

$$a / [mm / s^2] = \frac{F / [kN]}{m / [kg]} \cdot K_{Fa} / \left[ \frac{kg \cdot mm}{kN \cdot s^2} \right] \quad \text{siehe (Gln 2.31)}$$

$$K_{Fa} = 10^6 \frac{kg \cdot mm}{kN \cdot s^2}$$

2. Beim Integrieren des Druckanstiegs erfolgt die Umrechnung von *min* nach *sec* :

$$\frac{dp}{dt} / [bar / s] = \frac{dp}{dt} / [bar / min] \cdot K_{pp} / [min / s]$$

$$K_{pp} = \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

3. Umsetzung der Kolbengeschwindigkeit in den Verdrängungsstrom :

$$Q / [l / min] = v / [mm / s] \cdot A / [mm^2] \cdot K_{AQ} / \left[ \frac{l \cdot s}{min \cdot mm^3} \right] \quad \text{siehe (Gln. 2.26)}$$

$$K_{AQ} = 6 \cdot 10^{-5} \frac{l \cdot s}{min \cdot mm^3}$$

4. Hydraulische Kapazität, die in einem Volumen besteht :

$$C_{hydr} / [l / bar] = V / [mm^3] \cdot \beta / [1 / bar] \cdot K_{VV} / [l / mm^3] \quad \text{siehe (Gln. 2.12)}$$

$$K_{VV} = 10^{-6} \frac{l}{mm^3}$$

5. Bestimmung der Kraft aus dem Druck :

$$F / [kN] = p / [bar] \cdot A / [mm^2] \cdot K_{AF} / \left[ \frac{kN}{bar \cdot mm^2} \right]$$

$$K_{AF} = 10^{-4} \frac{kN}{bar \cdot mm^2}$$

### 2.2.1.2. Die Ölstromquelle

Ursache für jegliche Bewegung in einer hydraulischen Anlage ist ein fließender Ölstrom. Dieser Ölstrom wird im Pumpenaggregat erzeugt.

Eine Pumpe wird von einem Motor mit konstanter Drehzahl angetrieben. Bei jeder Umdrehung wird ein pumpentypisches Ölvolumen, das *geometrische Verdrängungsvolumen*  $V_g$ , gefördert. Zusammen mit der Nenndrehzahl  $n$  des Motors ergibt sich die theoretische Fördermenge  $Q_{th}$  der Pumpe :

$$Q_{th} = V_g * n \quad (\text{Gln. 2.3})$$

Bei konstanter Drehzahl ergibt sich also auch immer eine konstante Fördermenge. Die Pumpe ist also eine *Konstantstromquelle*.

In der Hydraulik werden aber nicht konstante Ströme sondern meist konstante Drücke benötigt. Der Strom sollte sich lastabhängig anpassen. Also muß der zuviel gelieferte Strom kurzgeschlossen werden.

Das geschieht mit einem Druckbegrenzungsventil.

#### 2.2.1.2.1. Das Druckbegrenzungsventil

Das Druckbegrenzungsventil arbeitet wie eine Z-Diode in der Elektrotechnik. Wird eine bestimmte Spannung (Druck) überschritten, dann erfolgt ein nahezu Kurzschluß über einen kleinen differentiellen Widerstand, bis die Spannung wieder unter den Sollwert sinkt.

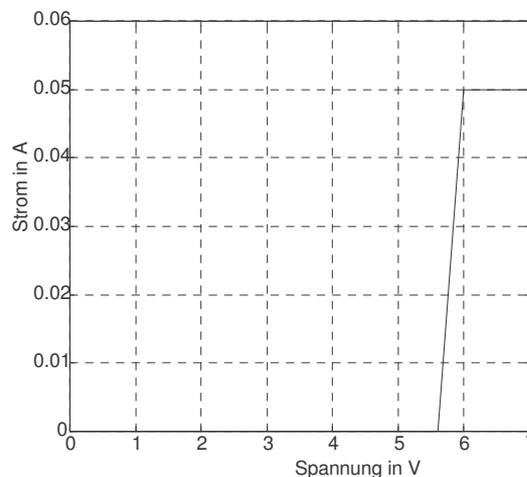


Abb. 2.2. Kennlinie einer Z-Diode

Die Z-Diode mit der obigen Kennlinie hat folgende Werte :

$$\begin{aligned} U_Z &= 5,6 \text{ V} \\ r_{diff} &= 8 \text{ Ohm} \\ I_{Zmax} &= 50 \text{ mA} \end{aligned}$$

Die Kennlinie berechnet sich nach der Formel :

$$I = \frac{U - U_z}{r_{diff}} \quad (\text{Gln. 2.4})$$

$r_{diff}$  ist also ein Maß für die Steilheit des Stromanstiegs.

Nach dieser Analogie zur Elektrotechnik kehre ich jetzt wieder zur Hydraulik zurück. Die Spannung wird hier durch den Druck  $p$ , der elektrische Strom durch den Ölstrom  $Q$  und der differentielle Widerstand durch den differentiellen hydraulischen Leitwert  $G$  ersetzt werden.

Am Druckbegrenzungsventil gilt jedoch der Umstand, daß über den Öffnungsspalt der volle Istdruck abfällt. Es gilt also :

$$Q_{Ventil} = \sqrt{p} * G \quad (\text{Gln. 2.5})$$

Die Wurzel entsteht aus der turbulenten Strömung, die immer an Steuerkanten, wie z.B. bei einem Druckbegrenzungsventil auftreten.

Der differentielle Leitwert ist nicht konstant. Er ist proportional der Öffnungsfläche. Im einfachsten Fall ist diese proportional der anliegenden Druckdifferenz. Es gilt dann :

$$G = G_{max} * \frac{(p - p_{soll})}{p_{dpmax}} \quad (\text{Gln. 2.6})$$

$p_{dpmax}$  ist der Druck, bei dem das Ventil maximal geöffnet ist.

Bei hydraulischen Ventilen handelt es sich um mechanisch bewegte Teile. Daraus schlußfolgernd gibt es auch eine Hysterese. Diese Druckhysterese muß im Simulationsmodell beachtet werden.

Um diese Hysterese zu simulieren, verwende ich das folgende Modell :

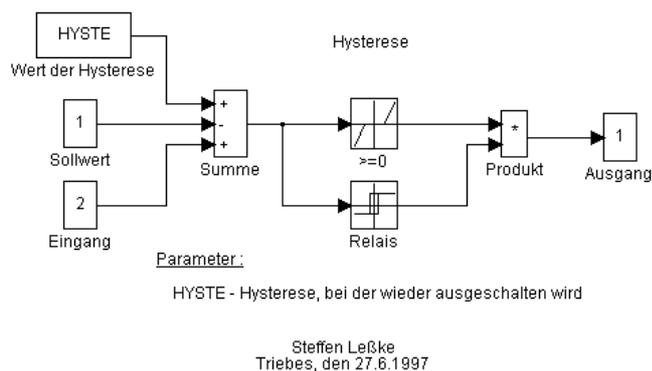


Abb. 2.3. Modell einer Hysterese für ein Druckbegrenzungsventil

Die Hysterese bildet einen Block mit zwei Eingängen, einem Ausgang und einem Parameter.

Eingangssignale :

- 1 - Solldruck  $p_{soll}$  in bar
- 2 - Istdruck  $p_{last}$  in bar

Ausgangssignale :

1 - Druckdifferenz  $p_{ist}-p_{soll}$ , die mit einer Hysterese versehen ist.

Parameter :

*Hyste* - Hysterese in bar

Funktion :

Erst, wenn der Istdruck wieder unter den Solldruck minus die Hysterese gesunken ist, wird das Ausgangssignal wieder Null.

Auch der maximal mögliche Ölstrom durch das Ventil muß begrenzt werden. Dazu verwende ich den Block „Begrenzer“, der folgendes Innenleben hat :

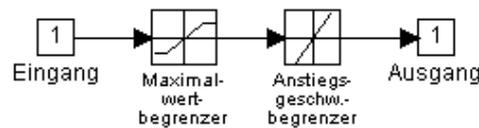


Abb. 2.4. Modell eines Begrenzers

Eingangssignale :

1 - Eingangsgröße, die begrenzt werden soll (z.B. Ölstrom)

Ausgangssignale :

1 - Ausgangsgröße

Parameter :

$X_m$  - obere und untere Grenze (z.B. maximaler Ölstrom)

$V_m$  - maximaler Anstieg (z.B. Anstiegsgeschwindigkeit des Ölstroms)

Funktion :

Der Ölstrom wird entsprechend den Ventilparametern auf ein Maximum begrenzt. Um unrealistische Ölstrom- und damit Geschwindigkeitssprünge zu vermeiden, wird auch die Ölstromanstiegsgeschwindigkeit begrenzt.

Um allen Anwendungsfällen Rechnung zu tragen, bekommt das Modell jedem seiner hydraulischen Anschlüsse entsprechend einen Druck und einen Ölstrom zugeordnet. Sowohl in /NOSE/ als auch bei meinen eigenen Untersuchungen hat sich dieses Vorgehen als erfolgreich erwiesen.

Da hier zufließender gleich abfließender Strom ist, verwende ich nur einen Ausgang für den Ölstrom.

Die Ventildynamik für den Öffnungsvorgang nehme ich mit einem  $PT_S$ -Glieder an.

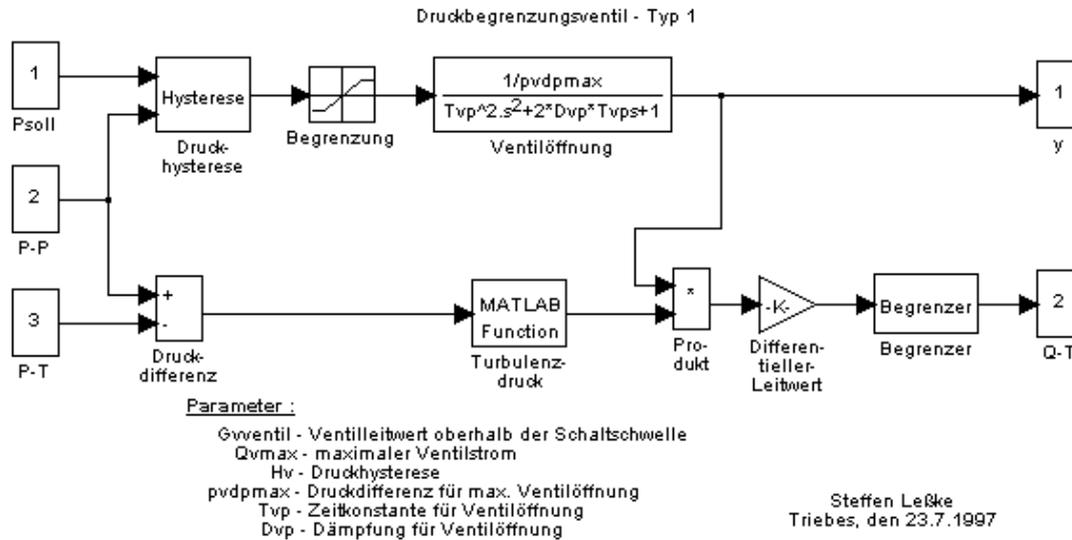


Abb. 2.5. Simulationsmodell eines Druckbegrenzungsventils

In diesem Modell sind alle genannten Eigenschaften enthalten.

Eingangssignale :

- 1 - Solldruck  $p_{\text{soll}}$  in bar
- 2 - Istdruck  $p_{\text{last}}$  in bar am Anschluß **P**
- 3 - Ablaufdruck in bar am Anschluß **T**

Ausgangssignale :

- 1 - Weg des Ventilkolbens normiert auf 1
- 2 - abfließender Ölstrom in l/min (positiv)

Parameter :

- $G_{\text{ventil}}$  - differentieller Ventilleitwert in  $l/(\text{bar})^{0,5} \cdot \text{min}$
- $Q_{\text{vmax}}$  - maximaler Ventilstrom in l/min
- $H_v$  - Abfalldruckhysterese in bar
- $p_{\text{vdpmax}}$  - Druck, der für die max. Ventilöffnung nötig ist in bar
- $T_{\text{pv}}$  - Zeitkonstante für die Ventilöffnung in s
- $D_{\text{pv}}$  - Dämpfung für die Ventilöffnung

**2.2.1.2.2. Die Konstantdruckquelle**

Um eine Konstantdruckquelle zu erhalten, benötigt man eine Konstantstromquelle und ein Druckbegrenzungsventil. Weiterhin ist meistens ein Rückschlagventil vorgesehen, um einen druckfreien Anlauf der Pumpe zu ermöglichen.

Bisher sind wir vom theoretischen Fördervermögen der Pumpe ausgegangen. Druckabhängig besitzt jede Pumpe aber innere Leckverluste. Diesen inneren Leckstrom berechne ich mit der Gleichung :

$$Q_{leck} = p_{last} * G_{leck} \quad (\text{Gln. 2.7})$$

Damit ergibt sich für den abgegebenen Strom folgende Beziehung :

$$Q_{ab} = Q_{pumpe} - Q_{ventil} - Q_{leck} \quad (\text{Gln. 2.8})$$

Das entsprechende Simulationsmodell hat also folgendes Aussehen :

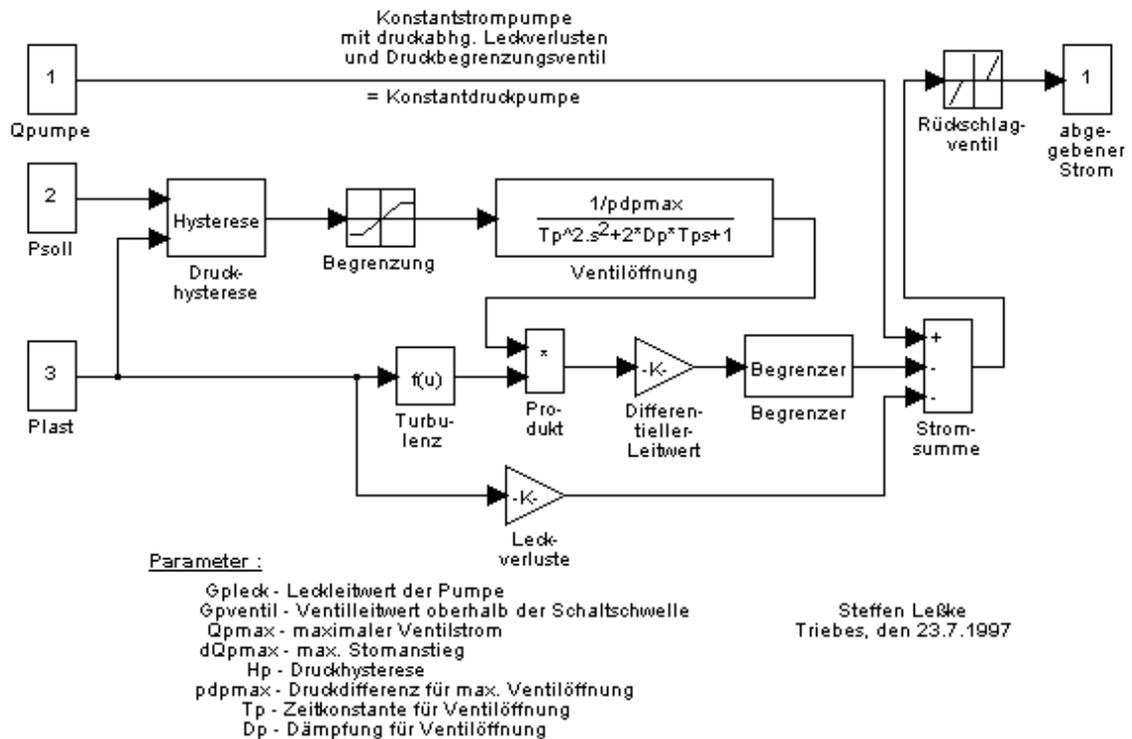


Abb. 2.6. Simulationsmodell einer Konstantdruckpumpe

Eingangssignale :

- 1 - konstanter Förderstrom  $Q_{pumpe}$  der Pumpe in l/min
- 2 - Solldruck  $p_{soll}$  in bar
- 3 - Istdruck  $p_{last}$  in bar

Ausgangssignale :

- 1 - abgegebener Strom der Konstantdruckquelle  $Q_{ab}$  in l/min

Parameter :

- $G_{pleck}$  - laminarer Leckleitwert der Pumpe in l/bar\*min
- $G_{pventil}$  - turbulenter differentieller Leitwert des Ventils in l/(bar)<sup>0,5</sup>\*min
- $Q_{pmax}$  - maximaler Ventilstrom in l/min
- $dQ_{pmax}$  - maximaler Ventilstromanstieg in (l/min)/s
- $H_p$  - Druckhysterese des Ventils in bar
- $p_{dpmax}$  - Druck, der für die max. Ventilöffnung nötig ist in bar
- $T_p$  - Zeitkonstante für die Ventilöffnung in s
- $D_p$  - Dämpfung für die Ventilöffnung

Die statische Kennlinie einer Konstantstrompumpe mit einem Druckbegrenzungsventil könnte so aussehen :

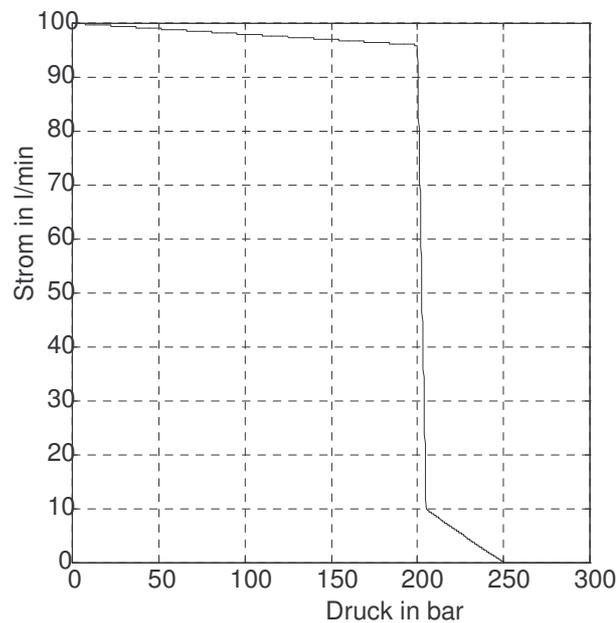


Abb. 2.7. Kennlinie einer Konstantdruckpumpe

verwendete Parameter :

$$\begin{aligned} Q_{max} &= 100 \text{ l/min} \\ p_{soll} &= 200 \text{ bar} \\ G_{leck} &= 0,02 \text{ l/bar*min} \\ G_{diff} &= 6 \text{ l/(bar)}^{0,5} \text{*min} \\ p_{dpmax} &= 10 \text{ bar} \end{aligned}$$

Im Bereich (1) fällt die Fördermenge leicht ab, da die inneren Leckverluste mit steigendem Druck zunehmen. Im Bereich (2) erfolgt ein starker Fördermengenrückgang, der nur durch die Öffnungscharakteristik und den maximalen Ventilstrom begrenzt wird (Gln. 2.6). Im Bereich (3) erfolgt der Fördermengenrückgang gemäß (Gln. 2.5).

### 2.2.1.2.3. Die Konstantleistungsquelle

Bei der Belastungseinrichtung wird eine sogenannte Konstantleistungspumpe eingesetzt. Zum Schutz von Motor und Pumpe sowie zur Energieeinsparung (bei der Konstantdruckpumpe wird der nicht benötigte Ölstrom im Druckbegrenzungsventil in Wärme umgewandelt) wird bei dieser Pumpensteuerung nicht der Druck sondern das *Produkt aus Druck und Ölstrom* also die *Leistung* konstant gehalten.

Um das zu erreichen, muß das Verdrängungsvolumen der Pumpe veränderbar sein. Das ist z.B. möglich, indem die Exzentrizität einer Radialkolbenpumpe und somit der Hub der einzelnen Kolben verändert wird.

Die bei der Belastungseinrichtung eingesetzte Pumpe stellt sowohl Druck als auch Menge

über die Exzentrizität. Zur übersichtlicheren Darstellung werde ich die gleiche Schaltung wie bei der Konstantdruckpumpe verwenden. Der Unterschied besteht im variablen Pumpenstrom, der sich aus Solleistung  $W_{soll}$  und Istdruck  $p_{last}$  ergibt :

$$Q_{soll} = \frac{W_{soll} * K_{EH}}{p_{last}} \quad (\text{Gln. 2.9})$$

$K_{EH}$  ist der Umrechnungsfaktor vom  $kW$  nach  $l \cdot \text{bar}/\text{min}$ . Es muß beachtet werden, daß im Simulationsmodell der Förderstrom immer kleiner als die maximale Fördermenge ist.

Um ein zu schnelles Reagieren auf eventuelle Druckspitzen zu vermeiden, wird der errechnete Stromsollwert noch über ein Verzögerungsglied 1. Ordnung (Tiefpaß) geleitet.

Das entsprechende Blockschaltbild sieht so aus :

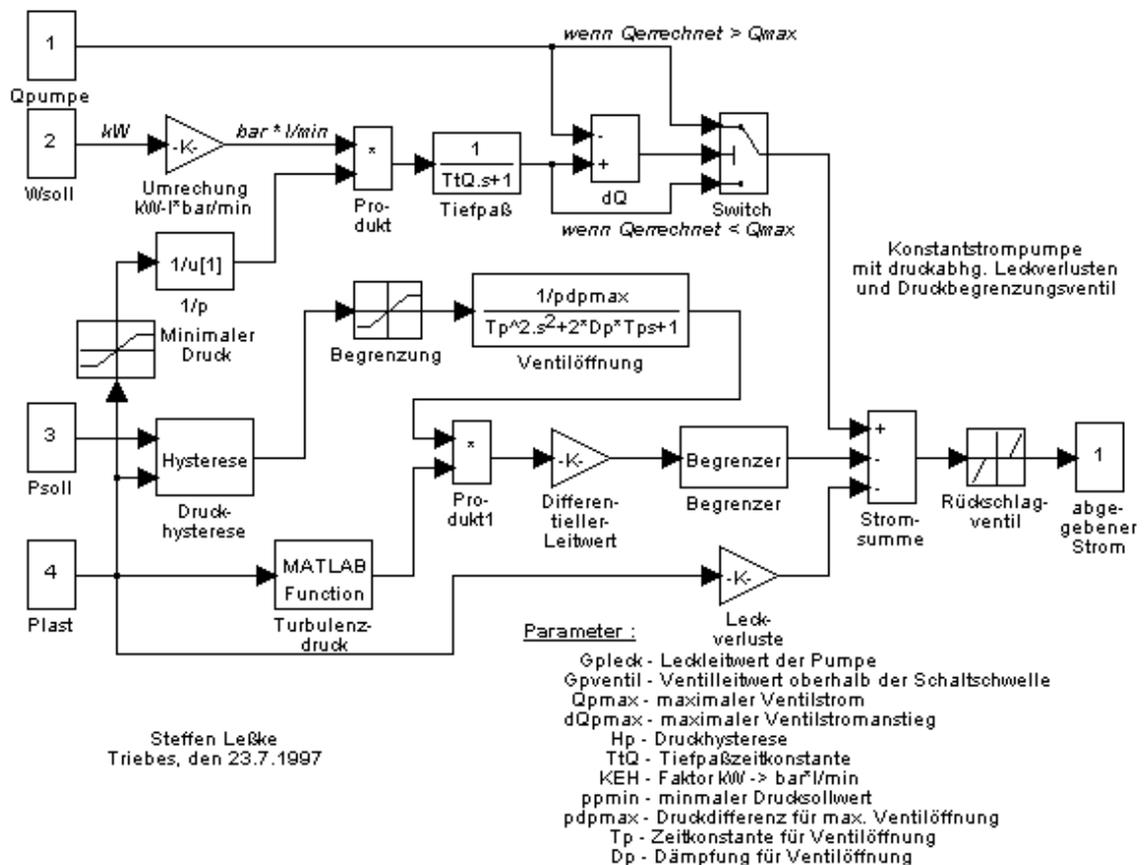


Abb. 2.8. Simulationsmodell einer Konstantleistungspumpe

Eingangssignale :

- 1 - maximale Fördermenge  $Q_{max}$  in  $l/\text{min}$
- 2 - maximale Leistung  $W_{soll}$  in  $kW$
- 3 - Solldruck  $p_{soll}$  in  $\text{bar}$
- 4 - Istdruck  $p_{last}$  in  $\text{bar}$

Ausgangssignale :

- 1 - Pumpenausgangsstrom  $Q_{ab}$  in  $l/\text{min}$

Parameter :

- $G_{pleck}$  - laminarer Leckleitwert der Pumpe in l/bar\*min
- $G_{pventil}$  - turbulenter differentieller Leitwert des Ventils in l/(bar)<sup>0,5</sup>\*min
- $Q_{pmax}$  - maximaler Ventilstrom in l/min
- $dQ_{pmax}$  - maximaler Ventilstromanstieg in (l/min)/s
- $H_p$  - Druckhysterese des Ventils in bar
- $p_{dpmax}$  - Druck, der für die max. Ventilöffnung nötig ist in bar
- $p_{pmin}$  - minimaler Druck, der immer anliegt in bar
- $T_p$  - Zeitkonstante für die Ventilöffnung in s
- $D_p$  - Dämpfung für die Ventilöffnung
- $T_{tQ}$  - Zeitkonstante des Tiefpasses in s
- $K_{EH}$  - Umrechnungsfaktor von kW nach bar\*l/min

Eine typische Druck-Mengen-Kennlinie einer Konstantleistungspumpe zeigt die folgende Abbildung. Es wurden die gleichen Werte verwendet wie bei der Konstantdruckpumpe. Zusätzlich wurde eine maximale Leistung von 10 kW vorgegeben.

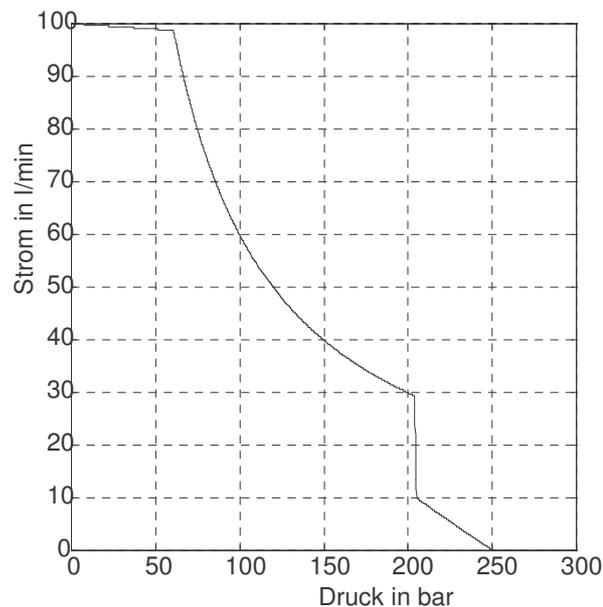


Abb. 2.9. Kennlinie einer Konstantleistungspumpe

Es ist die typische Begrenzung der Fördermenge zu sehen, wie sie durch ein konstantes Produkt erreicht wird.

### 2.2.1.3. Die elastische Übertragungsleitung

Eine weitere hydraulische Baugruppe, die simuliert werden soll, ist die Übertragungsleitung vom Hydraulikaggregat zum Ventilblock. Bei der Belastungseinrichtung erfolgt dies durch Hydraulikschläuche.

Jedes Volumen stellt eine Kapazität gegen Masse (hier die Umwelt) dar. Zuerst muß ein Ölstrom fließen und das Volumen füllen. Wenn es voll ist, und es wird noch weiteres Öl in das Volumen hineingepumpt, dann beginnt sich dort ein Druck aufzubauen. Die dabei hineingepumpte Menge Öl wird gespeichert wie bei einer Feder. Das Hineinpumpen (die Federwirkung) ist nur möglich, weil das Öl gering kompressibel ist. Auch hier gelten die Analogien zur Elektrotechnik.

$$U_c = \frac{1}{C} * \int i_c dt \quad (\text{Gln. 2.10})$$

Auf die Hydraulik angewendet lautet die Beziehung :

$$p = \frac{1}{C} * \int Q_c dt \quad (\text{Gln. 2.11})$$

mit  $Q_c$  - Ölstrom, der das Volumen „aufpumpt“  
 $C$  - hydraulische Kapazität

Der Strom  $Q_c$  ist die Differenz aus zu- und abfließendem Ölstrom. Die Kapazität  $C$  berechnet sich aus dem Volumen  $V$  und dem Kompressibilitätsfaktor  $\beta$ .

$$C = \beta * V * K_{VV} \quad (\text{Gln. 2.12})$$

Um mit hydraulisch sinnvollen Größen zu arbeiten, setze ich Faktoren ein. Da der Ölstrom in l/min angegeben wird, das Volumen aber in mm<sup>3</sup> wird mit dem Faktor  $K_{VV}$  die Kapazität in l/bar\*min umgerechnet.

Da in MatLAB die Integration in Sekunden erfolgt, ich aber mit Minuten rechne, muß auch bei der Integration eine Umrechnung erfolgen. Der Faktor  $K_{pp}$  rechnet von Minuten auf Sekunden um.

$$p = \int \frac{(Q_{zu} - Q_{ab})}{C} * K_{pp} * dt \quad (\text{Gln. 2.13})$$

Nun gilt es noch, den Schlauch zu betrachten. Er bildet durch seine Elastizität eine zusätzliche Feder, die es ermöglicht, noch mehr Öl in die Leitung zu pumpen. Um diese zusätzliche Kapazität in die Berechnungen eingehen zu lassen, benutzte ich folgende Beziehung :

$$\beta = \beta_0 + \beta_s \quad (\text{Gln. 2.14})$$

mit  $\beta_0$  - Kompressibilitätsfaktor des Öls  
 $\beta_s$  - zusätzlicher Kompressibilitätsfaktor des Schlauchs

Die Druckabhängigkeit des Kompressibilitätsfaktors des Schlauchs lasse ich außer Betracht.

Eine weitere Eigenschaft einer Leitung ist deren Widerstand. Er bewirkt einen Druckabfall vom Beginn der Leitung bis zum Ende. Diesen Widerstand nehme ich als turbulent an. Üblicherweise wird in der Hydraulik nicht mit Widerständen sondern mit Leitwerten gerechnet.

Alles zusammen führt zum folgenden Blockschaltbild :

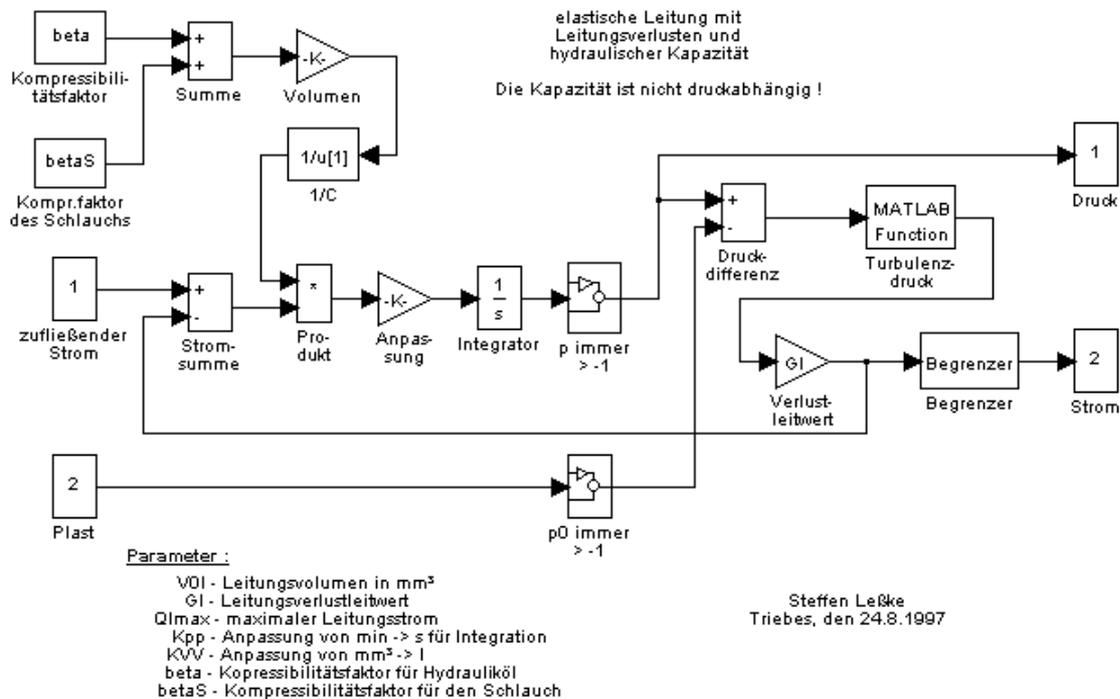


Abb. 2.10. Simulationsmodell einer elastischen Leitung

Eingangssignale :

- 1 - zufließender Strom (wenn er positiv ist)  $Q_{zu}$  in l/min
- 2 - Druck am Ausgang  $p_{last}$  in bar

Ausgangssignale :

- 1 - abfließender Strom (wenn er positiv ist)  $Q_{ab}$  in l/min
- 2 - in der Leitung entstandener Druck  $p$  in bar

Parameter :

- $V_{0l}$  - Leitungsvolumen in  $\text{mm}^3$
- $G_l$  - Leitungsverlustleitwert in  $\text{l}/\text{bar} \cdot \text{min}$
- $Q_{lmax}$  - maximaler Ölstrom durch die Leitung in l/min
- $K_{pp}$  - Umrechnung von  $\text{min} \rightarrow \text{s}$   $K_{pp} = 1/60$
- $K_{VV}$  - Umrechnung von  $\text{mm}^3 \rightarrow \text{l}$   $K_{VV} = 10^{-6}$
- $\beta$  - Kompressibilitätsfaktor für das Hydrauliköl in 1/bar
- $\beta_{\text{Schlauch}}$  - Kompressibilitätsfaktor für den Schlauch in 1/bar
- $p_{anf}$  - Anfangswert für den Integrator in bar

Mit dem Parameter  $p_{anf}$  kann der Integrator mit einem Anfangswert geladen werden, um den Einschwingvorgang in den Arbeitspunkt nicht bei jedem Simulationslauf durchführen zu müssen (siehe auch 2.2.1.6).

### 2.2.1.4. Das Servoventil

Das Servoventil arbeitet nach dem Prinzip des Vier-Kanten-Steuerschiebers. In der Analogie zur Elektrotechnik kann man sich eine Widerstandsbrücke aus 4 Widerständen vorstellen.

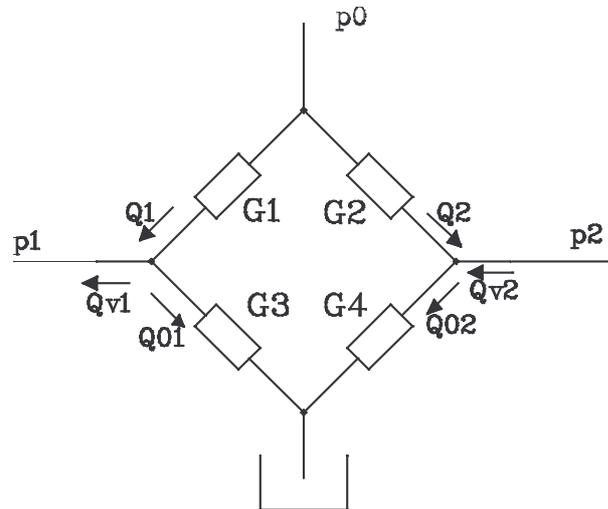


Abb. 2.11. Brückenschaltung des Servoventils

Aus dieser Schaltung lassen sich die Gleichungen für die Berechnung des Ventils ableiten :

$$Q_{v1} = Q_1 - Q_{01} = \sqrt{p_0 - p_1} * G_1 - \sqrt{p_1} * G_3 \quad (\text{Gln. 2.15})$$

und  $Q_{v2} = Q_2 - Q_{02} = \sqrt{p_2} * G_4 - \sqrt{p_0 - p_2} * G_2 \quad (\text{Gln. 2.16})$

Weiterhin muß die Zuordnung der einzelnen Leitwerte zur Kolbenstellung  $y$  festgelegt werden, wobei  $y=0$  die Mittellage ist. Es gilt :

Bei steigendem  $y$  werden  $G_1$  und  $G_4$  kleiner,  $G_2$  und  $G_3$  größer !

Weiterhin ist noch zu beachten, welche Überdeckung  $y_0$  das Ventil besitzt.  $y_0 < 0$  entspricht der positiven Überdeckung,  $y_0 > 0$  entspricht der negativen Überdeckung, wie sie für die Regelung meistens benötigt wird.  $y_0$  ist auf 1 normiert.

Wenn  $y$  ebenfalls auf 1 normiert ist, dann gilt für  $G_{max} = G_{(y=1)}$ :

$$G_1 = \begin{cases} 0, & \text{wenn } (y_0 + y) > 0 \\ (y_0 + y) * G_{max} & \end{cases} \quad (\text{Gln. 2.17})$$

$$G_2 = \begin{cases} 0, & \text{wenn } (y_0 - y) > 0 \\ (y_0 - y) * G_{max} & \end{cases} \quad (\text{Gln. 2.18})$$

$$G_3 = \begin{cases} 0, & \text{wenn } (y_0 - y) > 0 \\ (y_0 - y) * G_{max} & \end{cases} \quad (\text{Gln. 2.19})$$

$$G_4 = \begin{cases} 0, & \text{wenn } (y_0 + y) > 0 \\ (y_0 + y) * G_{\max} & \end{cases} \quad (\text{Gln. 2.20})$$

Für die Vorstufe nehme ich ein Schwingglied 2. Ordnung an. Es normiert gleichzeitig die Kolbenstellung entsprechend der maximalen Steuerspannung.

$$\frac{Y(p)}{U_{st}(p)} = \frac{1}{U_{st \max}} * \frac{1}{T_{ser}^2 p^2 + 2 \cdot D_{ser} T_{ser} p + 1} \quad (\text{Gln. 2.21})$$

$U_{st}$  muß vorher natürlich auf  $\pm U_{st \max}$  begrenzt werden.

Das entstandene Simulationsmodell zeigt die folgende Abbildung :

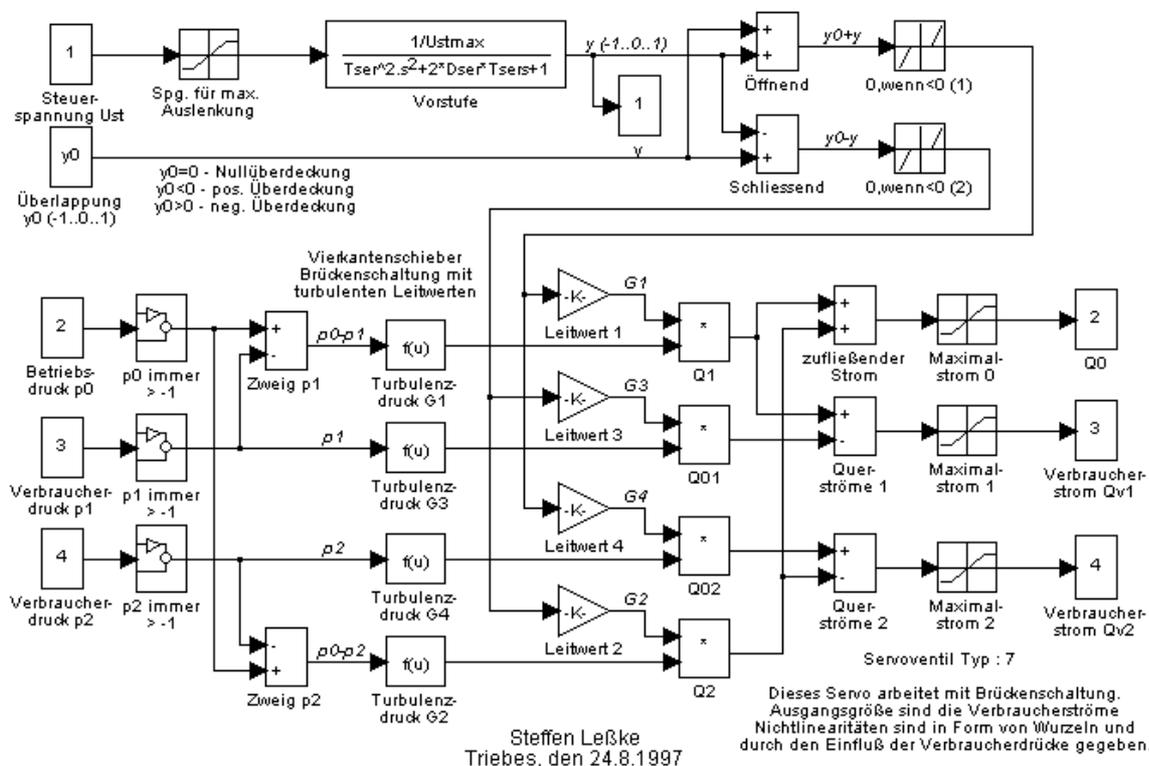


Abb. 2.12. Simulationsmodell eines Servoventils

Eingangssignale :

- 1 - Steuerspannung  $U_{st}$  in V
- 2 - Betriebsdruck  $p_0$  in bar
- 3 - Verbraucherdruck  $p_1$  in bar
- 4 - Verbraucherdruck  $p_2$  in bar

Ausgangssignale :

- 1 - Kolbenlage normiert auf 1
- 2 - zufließender Ölstrom  $Q_0$  in l/min am Anschluß **P** (positiv)
- 3 - Verbraucherstrom  $Q_{v1}$  in l/min am Anschluß **A** (positiv)
- 4 - Verbraucherstrom  $Q_{v2}$  in l/min am Anschluß **B** (positiv)

Parameter :

- $U_{stmax}$  - Steuerspannung, die für eine Maximalauslenkung nötig ist in V
- $T_{ser}$  - Zeitkonstante der Vorstufe in s
- $D_{ser}$  - Dämpfung der Vorstufe
- $y_0$  - Überlappung normiert,  $y_0 < 0$  für positive Überlappung
- $G_{1max}$  - maximaler Leitwert für den Zweig 1 in  $l/(bar)^{0,5} * min$
- $G_{2max}$  - maximaler Leitwert für den Zweig 2 in  $l/(bar)^{0,5} * min$
- $G_{3max}$  - maximaler Leitwert für den Zweig 3 in  $l/(bar)^{0,5} * min$
- $G_{4max}$  - maximaler Leitwert für den Zweig 4 in  $l/(bar)^{0,5} * min$
- $Q_{max}$  - maximaler Ventilstrom in  $l/min$

### 2.2.1.5. Das Prop-Einbauventil

Bei der Belastungseinrichtung wird ein sogenanntes Prop-Einbauventil verwendet. Es hat nur einen Ausgang, deshalb verwende ich eine Halbbrücke des Servoventils. Bei diesem Prop-Einbauventil erfolgt die Bewegung des Hauptkolbens vorgesteuert über ein Servoventil. Dieses Servoventil wird wiederum von einer Servo-Ansteuer-Karte gespeist.

Diese Karte besitzt für die Stellung des Hauptkolbens einen Lageregler. Servo-Ansteuer-Karte, Servoventil und Hauptkolben bilden also einen geschlossenen Regelkreis, der üblicherweise ein Schwingglied 2.Ordnung ist.

Im Simulationsmodell wird das berücksichtigt.

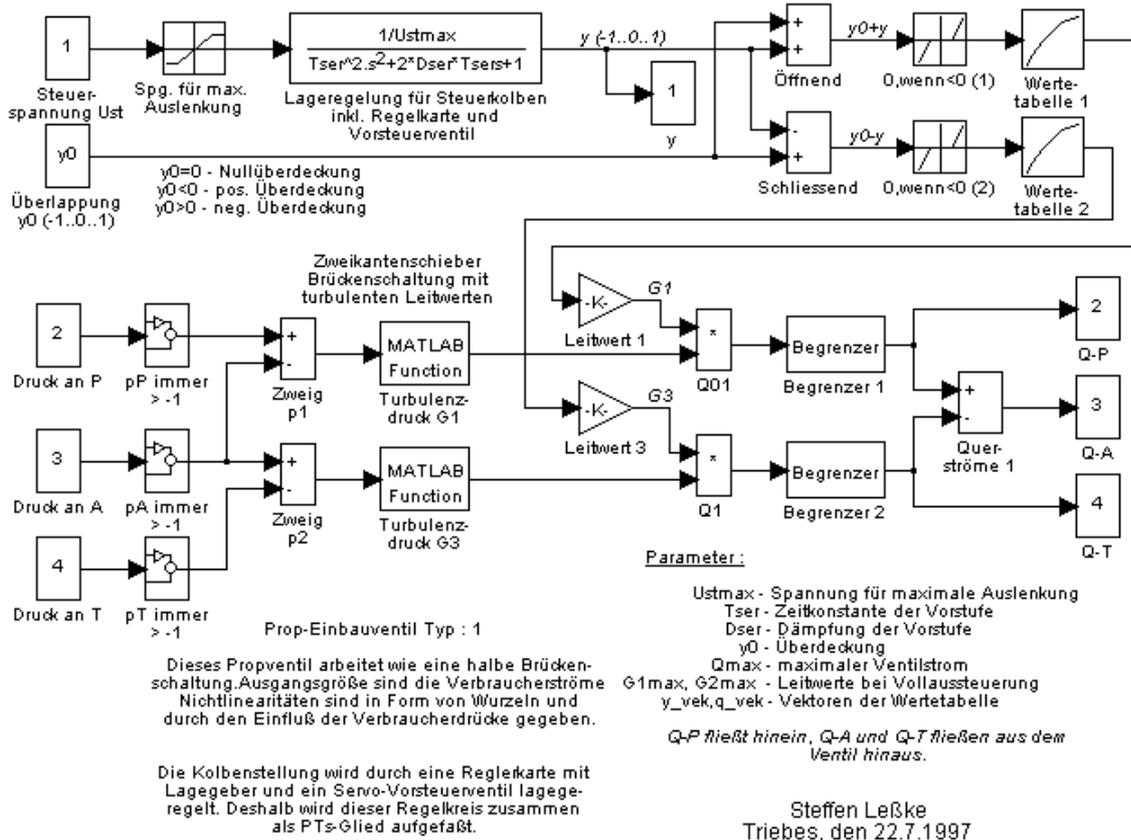


Abb. 2.13. Simulationsmodell eines Prop-Einbauventils

Eingangssignale :

- 1 - Steuerspannung  $U_{st}$  in V
- 2 - Betriebsdruck  $p_0$  in bar
- 3 - Verbraucherdruck  $p_1$  in bar
- 4 - Ablaufdruck  $p_T$  in bar

Ausgangssignale :

- 1 - Kolbenlage normiert auf 1
- 2 - zufließender Strom  $Q_P$  in l/min am Anschluß **P** (positiv)
- 3 - Verbraucherstrom  $Q_A$  in l/min am Anschluß **A** (positiv)
- 4 - abfließender Strom  $Q_T$  in l/min am Anschluß **T** (positiv)

Parameter :

- $U_{stmax}$  - Steuerspannung, die für eine Maximalauslenkung nötig ist in V
- $T_{ser}$  - Zeitkonstante der Vorstufe in s
- $D_{ser}$  - Dämpfung der Vorstufe
- $y_0$  - Überlappung normiert,  $y_0 < 0$  für positive Überlappung
- $G_{1max}$  - maximaler Leitwert für den Zweig 1 in  $l/(bar)^{0,5} \cdot min$
- $G_{3max}$  - maximaler Leitwert für den Zweig 3 in  $l/(bar)^{0,5} \cdot min$
- $Q_{max}$  - maximaler Ventilstrom in l/min
- $dQ_{max}$  - maximaler Ventilstromanstieg in  $(l/min)/s$
- $y_{vek}$  - Vektor der Einträge für  $y$  in der Wertetabelle (normiert auf 1)
- $q_{vek}$  - Vektor der Einträge für  $G$  in der Wertetabelle (normiert auf 1)

Eine Besonderheit gegenüber dem Servoventil ist in diesem Modell noch vorhanden. Mit einer Wertetabelle kann eine beliebige Zuordnung zwischen Kolbenstellung  $y$  und dem dazugehörigen Leitwert  $G$  eingestellt werden. Die Tabelle ist am besten aus den Ventildatenblättern herauszulesen. Sie gilt für einen konstanten Druckabfall, ist also damit druckunabhängig.

Als Beispiel möchte ich das in der Belastungseinrichtung eingebaute Prop-Einbauventil 3WRC32L002-12/Sg24/1 anführen. Für einen Differenzdruck von  $\Delta p = 5$  bar ist folgende Kurve angegeben :

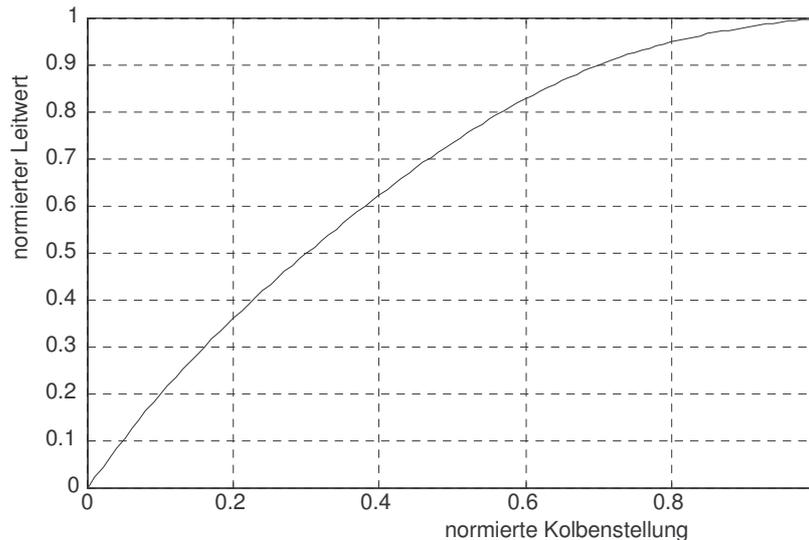


Abb. 2.14. Zuordnung Leitwert /Kolbenstellung eines Prop-Einbauventils

Aus dieser Kurve lese ich die folgenden Wertepaare ab :

$y_{vek}$	0	0,1	0,3	0,7	0,9	1
$q_{vek}$	0	0,2	0,5	0,9	0,98	1

Die Felder dieser Tabelle können in die Vektoren  $y_{vek}$  und  $q_{vek}$  geschrieben werden.

Eine weitere Besonderheit liegt im großen Leitwert solcher Propventile. Eigentlich sind sie für eine geringe Druckdifferenz ausgelegt (Servoventile für eine große).

Liegt nun über dem geschlossenen Propventil eine große Druckdifferenz und wird mit einem Sollwert das Ventil angesteuert, dann gibt es einen sehr großen Ölstrom, der nur durch den Maximalstrom  $Q_{max}$  begrenzt wird.

Entsprechend würde auch ein großer Geschwindigkeitssprung entstehen. Um diese unrealistischen Werte zu reduzieren wird im Begrenzer auch die Stromanstiegsgeschwindigkeit begrenzt. In der Realität entsteht das durch die Masse des Öl's, das erst beschleunigt werden muß.

Der dem Stromanstieg folgende Druckanstieg bewirkt eine Verringerung der Druckdifferenz, was wiederum eine Verringerung des Ölstroms bewirkt.

### 2.2.1.6. Der Arbeitszylinder

Der Arbeitszylinder ist das komplizierteste Modell aus dieser Anordnung. Wie auch bei der elastischen Leitung wird hier das Prinzip „erst fließt das Öl, dann baut sich der Druck auf“ verwirklicht.

Es gelten folgende Definitionen :

1. Das Ausfahren des Kolbens ist die positive Bewegungsrichtung (wachsende  $x$ -Werte, positive Geschwindigkeit).
2. Ein positiver Ölstrom  $Q_{v1}$  bewirkt einen Druckaufbau  $p_1$  und eine positive Kraft  $F_1$ . Diese Kraft bewirkt die positive Bewegung.
3. Ein Verfahren in positiver Richtung bewirkt einen positiven Ölstrom  $Q_{v2}$ .
4. Ein Druck muß immer  $>-1$  bar sein. 0 bar entsprechen dem Luftdruck, -1 bar dem Vakuum.
5. Der innere Leckstrom  $Q_{leck}$  ist proportional dem Differenzdruck  $p_1-p_2$ .
6.  $x=0$  ist die Mittellage des Kolbens.

Für den Druckaufbau gilt auch hier (Gln. 2.13). Allerdings gibt es zwei Erweiterungen. Zum einen ist die Kapazität, eigentlich das Volumen, durch die Kolbenverschiebung veränderlich, zum zweiten setzt sich die Stromsumme wie folgt zusammen :

$$Q_{zu1} = Q_{v1} - Q_{leck} - Q_{verdr1} \quad (\text{Gln. 2.22})$$

bzw.  $Q_{zu2} = -Q_{v2} + Q_{leck} + Q_{verdr2} \quad (\text{Gln. 2.23})$

mit  $Q_{leck} = (p_1 - p_2) * G_{leck} \quad (\text{Gln. 2.24})$

Durch die Bewegung des Kolbens wird ein Ölstrom erzeugt, der seiner Ursache entgegenwirkt. Diesen Ölstrom nenne ich Verdrängungsstrom  $Q_{verdr}$ . Er kann für beide Seiten unterschiedlich sein, wenn die Kolbenflächen unterschiedlich sind.

$$Q_{verdr1} = A_1 * \frac{dx}{dt} * K_{AQ} \quad (\text{Gln. 2.26})$$

und  $Q_{verdr2} = A_2 * \frac{dx}{dt} * K_{AQ} \quad (\text{Gln. 2.27})$

Bei einer Bewegung in die positive Richtung in  $Q_{verdr2}$  negativ.  $A_1$  und  $A_2$  sind die Kolbenflächen.  $K_{AQ}$  ist der Faktor, mit dem von  $\text{mm}^3/\text{s}$  auf  $\text{l}/\text{min}$  umgerechnet wird.

Für die Berechnung der Kapazität gilt (Gln. 2.13). Das Volumen ist veränderlich. Es berechnet sich mit der folgenden Beziehung :

$$V_{01} = V_{001} + A_1 * (x + x_{max}) \quad (\text{Gln. 2.28})$$

und  $V_{02} = V_{002} + A_2 * (x - x_{max}) \quad (\text{Gln. 2.29})$

$x_{max}$  ist die maximale Kolbenamplitude.  $V_{001}$  und  $V_{002}$  sind die jeweiligen Grundvolumen, die immer vorhanden sind.  $V_{01}$  wächst also mit steigender Kolbenposition,  $V_{02}$  sinkt.

Damit ist die hydraulische Seite abgeschlossen. Nun werde ich noch die mechanische Seite erläutern.

Grundlage des Kolbens ist das Kräftegleichgewicht.

$$F_a = F_1 - F_2 - F_{last} - F_{reib} - F_{anschlag} \quad (\text{Gln. 2.30})$$

Bei meinem Simulationsmodell werden alle Kräfte in kN gerechnet.

$F_a$	- Beschleunigungskraft, resultierende Kraft
$F_1, F_2$	- Kräfte, die durch die Drücke auf die beiden Kolbenflächen entstehen
$F_{last}$	- äußere angehängte Last
$F_{reib}$	- Stribek-Reibung gemäß (Gln. 2.1)
$F_{anschlag}$	- Kraft, die die mechanischen Anschläge aufbringen

Aus der Beschleunigungskraft  $F_a$  entsteht die Beschleunigung  $a$  :

$$a = \frac{F_a * K_{Fa}}{m} \quad (\text{Gln. 2.31})$$

Der Faktor  $K_{Fa}$  dient zur Anpassung von kN auf mm/s<sup>2</sup>. Durch Integration entstehen Geschwindigkeit und Weg des Kolbens.

Die Anschlagkraft berechne ich aus numerischen Gründen über folgende Beziehung :

$$F_{anschlag} = F_{an} * (|x| - x_{max}) \quad (\text{Gln. 2.32})$$

Das Modell hat nun insgesamt folgendes Aussehen :

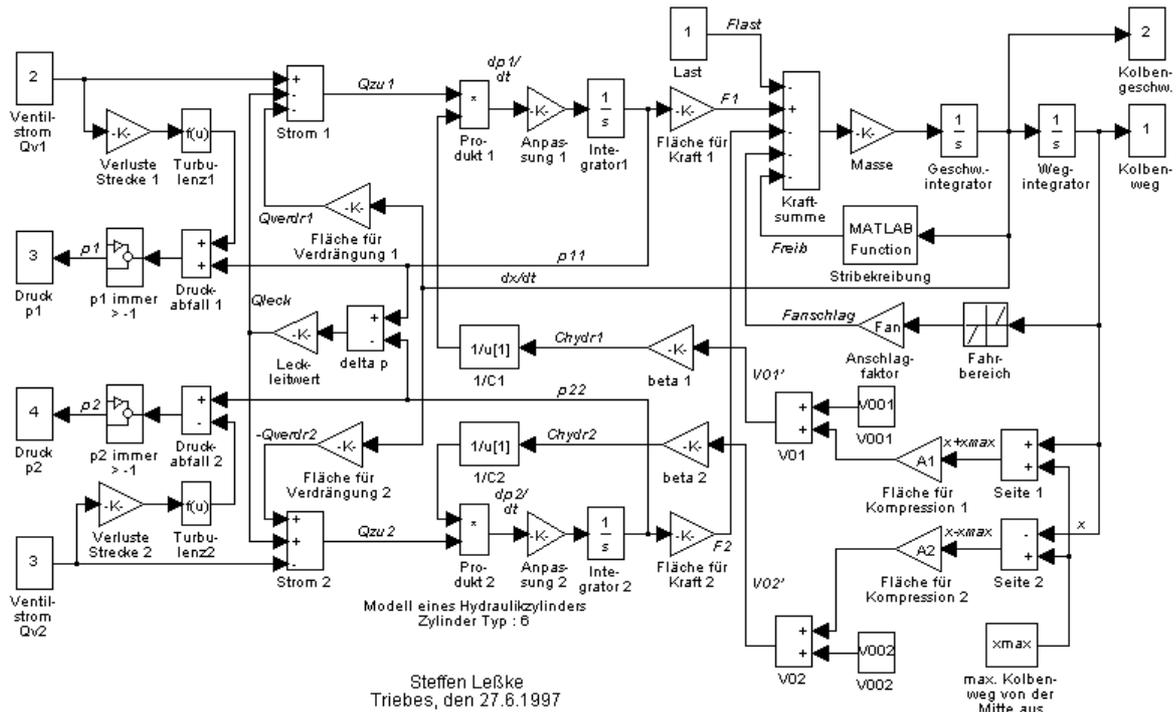


Abb. 2.15. Simulationsmodell eines Hydraulikzylinders

Eingangssignale :

- 1 - Last  $F_{last}$  in kN
- 2 - Eingangsstrom  $Q_{v1}$  in l/min am Anschluß A (positiv)
- 3 - Eingangsstrom  $Q_{v2}$  in l/min am Anschluß B (negativ)

Ausgangssignale :

- 1 - Kolbenweg  $x$  in mm
- 2 - Kolbengeschwindigkeit in mm/s
- 3 - aufgebaute Druck in Zylinderkammer 1  $p_1$  in bar
- 4 - aufgebaute Druck in Zylinderkammer 2  $p_2$  in bar

Parameter :

- $A_1$  - Kolbenfläche 1 in  $mm^2$
- $A_2$  - Kolbenfläche 2 in  $mm^2$
- $beta$  - Kompressibilitätsfaktor in 1/bar
- $F_{an}$  - Anschlagfaktor in kN/mm
- $F_{ch}$  - Abklingzeitkonstante für die Haftreibung in s
- $F_{rc}$  - Coulombsche Reibung in kN
- $F_{rh}$  - Haftreibung in kN
- $F_{rv}$  - Geschwindigkeitsreibung in kNs/mm
- $G_1$  - Verlustleitwert in Strecke 1 in  $l/(bar)^{0.5} \cdot min$
- $G_2$  - Verlustleitwert in Strecke 2 in  $l/(bar)^{0.5} \cdot min$
- $G_{leck}$  - innerer Leckleitwert in  $l/bar \cdot min$
- $K_{AF}$  - Umrechnung von  $bar/mm^2$  nach kN
- $K_{AQ}$  - Umrechnung von  $mm^3/s$  nach l/min
- $K_{Fa}$  - Umrechnung von kN nach  $kg \cdot mm/s^2$

$K_{pp}$	- Umrechnung von bar/min nach bar/s
$K_{VV}$	- Umrechnung von mm <sup>3</sup> nach l
$m$	- Masse in kg
$p_{1anf}$	- Anfangsdruck für Integrator 1 in bar
$p_{2anf}$	- Anfangsdruck für Integrator 2 in bar
$V_{001}$	- Mindestvolumen auf Strecke 1 in mm <sup>3</sup>
$V_{002}$	- Mindestvolumen auf Strecke 2 in mm <sup>3</sup>
$x_{max}$	- maximale Kolbenamplitude in mm

Wie schon bei der elastischen Leitung können auch hier die Integratoren mit den Werten  $p_{1anf}$  und  $p_{2anf}$  geladen werden. Das führte ich ein, nachdem ich mit den Programmen *STF\_HY46.M* und *STF\_H462.M* folgende Übergangsfunktion gemessen hatte :

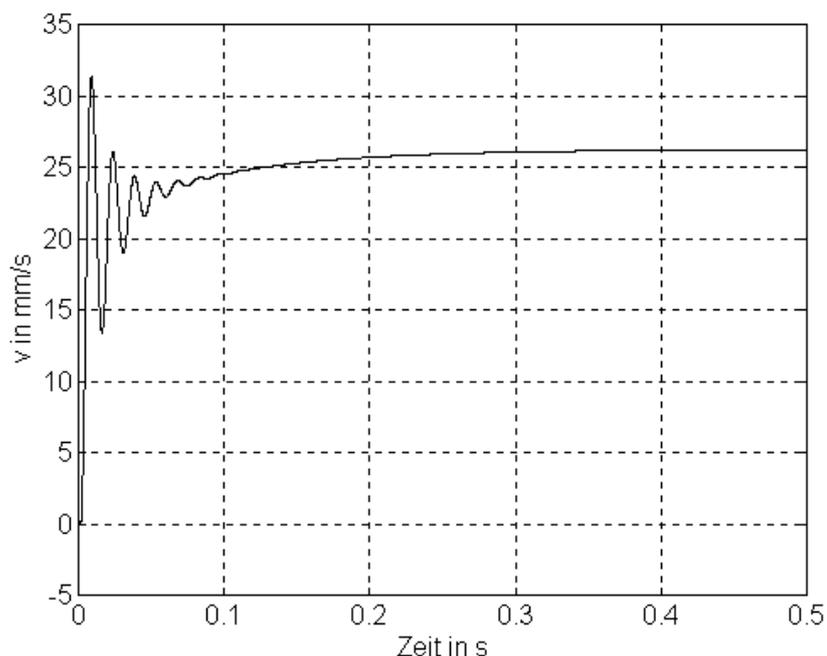


Abb. 2.16. Übergangsfunktion für einen Sollwertsprung von 0 auf 1V

Man erkennt ein Schwingglied, das einem PT<sub>1</sub>-Glied überlagert ist. Für das PT<sub>1</sub>-Glied hatte ich bisher keine Erklärung. Mein Ansatzpunkt war die **negative Überdeckung**, die ja zu einem Strom führen mußte, der im Zylinder einen Druck aufbauen sollte. Ich berechnete also diesen Strom wie folgt :

mit  $y=0$ ,  $y_0=0.005$ ,  $x(t=0)$ ,  $G_{max} = 3.38 \text{ l/min} \cdot \text{bar}^{0.5}$ ,  $p_0=200 \text{ bar}$ ,  $p_1(t=0)=0$   
und  $p_2(t=0)=0$  folgt :

$$Q_{v1} = y_0 \cdot G_{max} \cdot \sqrt{p_0 - p_1}$$

$$Q_{v1}(t=0) = 0,24 \text{ l/min}$$

Da  $dx/dt(t=0) = 0$  gilt :  $Q_{c1} = Q_{v1}$

Mit  $1/C_{\text{hydr1}} = 12827 \text{ l/bar}$  folgt :

$$\frac{dp_1}{dt} = Qc_1 * \frac{1}{C_{\text{hydr1}}}$$

$$\underline{dp/dt = 3078,48 \text{ bar/min} = 51,3 \text{ bar/s}}$$

D.h., nach ca. 2 Sekunden müßte sich der Druck  $p_0/2$  aufgebaut haben.

Damit wurden mir folgende Erkenntnisse klar :

1. Das System benötigt erst eine gewisse Anlaufzeit, in der die Zustandsgrößen in ihren Arbeitspunkt laufen müssen.
2. Diese Anlaufzeit entspricht dem  $PT_1$ -Glied, das meinen bisherigen Messungen überlagert war.
3. **Für dynamische Messungen muß das System erst in den Arbeitspunkt gefahren werden (eine Grundregel der AT, die ich mißachtet hatte).**

Bei meinen nun folgenden Messungen bemerkte ich, daß der Arbeitspunkt entscheidend vom Leckleitwert abhängt. Also korrigierte ich diesen auf einen realistischen Wert von  $G_{\text{leck}} = 0.001 \text{ l/min*bar}$ .

Mit diesem und einem Sollwert  $U_{\text{st}} = 0V$  zeichnete ich folgende Kurve auf (Programme *STF\_H47.M* und *STF\_HY47.M*) :

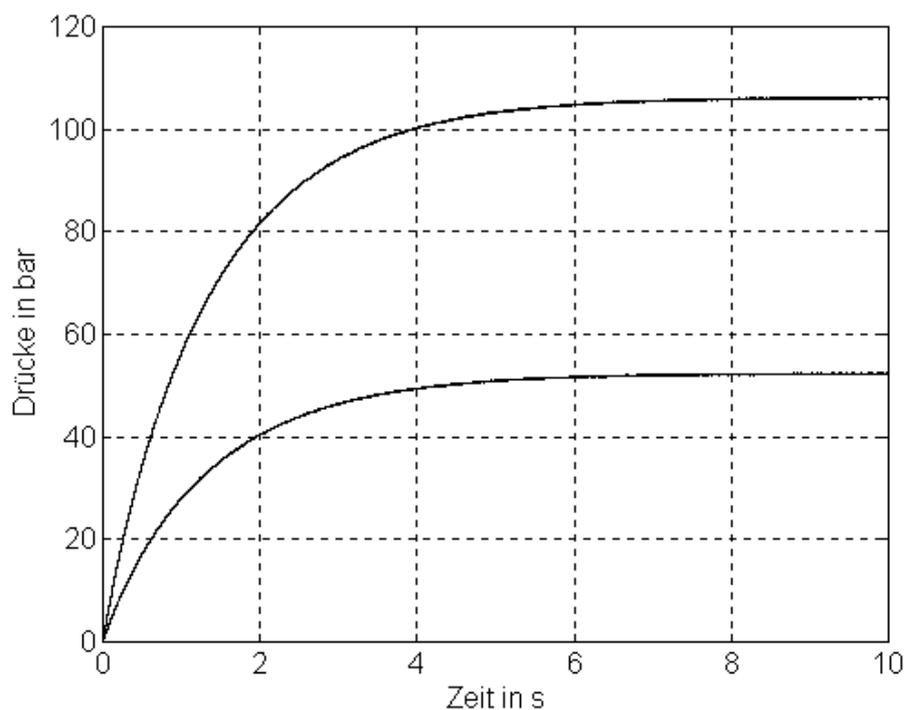


Abb. 2.17. Einschwingvorgang des Systems

Das System erreicht nach ca. 7s seinen Arbeitspunkt.

$$\begin{aligned} p_1 &= 52,32 \text{ bar} \\ p_2 &= 106,17 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}x &= 6,3 \text{ mm} \\ dx/dt &= 0,5 \text{ mm/s}\end{aligned}$$

Der Unterschied zwischen  $p_1$  und  $p_2$  entsteht durch die unterschiedlichen Kolbenflächen :

$$p_1/p_2 = A_2/A_1$$

Nun müßte die Simulationszeit eigentlich um 7 Sekunden verlängert werden. Um das zu umgehen, entwickelte ich den „**Zylinder-6**“. Bei ihm ist es möglich, dem System die Anfangsdrücke  $p_{1anf}$  und  $p_{2anf}$  vorzugeben.

Damit kann die Simulation sofort im eingeschwungenen Zustand (der Arbeitspunkt ist erreicht) beginnen.

### 2.2.1.7. Die Zusammenschaltung entsprechend der Belastungseinrichtung

Nachdem nun die einzelnen Komponenten vorgestellt sind und für jede ein Simulationsmodell erarbeitet wurde, müssen diese noch zur gesamten elektro-hydraulischen Anlage zusammenschalten werden.

Ursache für jegliche Bewegung ist der Ölstrom  $Q_{pumpe}$  aus der Pumpe. Er fließt durch die elastische Leitung und in den Zylinderraum 2.

Da der Zylinderstrom  $Q_{v2}$  negiert (durch das Modell bedingt) angesetzt wird, gilt für ihn die folgende Beziehung :

$$Q_{v2} = - (Q_{pumpe} - Q_{propv} - Q_{druckbegrv2}) \quad (\text{Gln. 2.33})$$

Der Strom, der durch das Propventil in den Zylinderraum 1 fließt, steht also nicht mehr für Zylinderraum 1 zur Verfügung. Umgekehrt kann der Ölstrom, der bei einer negativen Bewegung aus dem Zylinderraum 1 durch das Propventil fließt, auch in den Zylinderraum 2 gelangen.

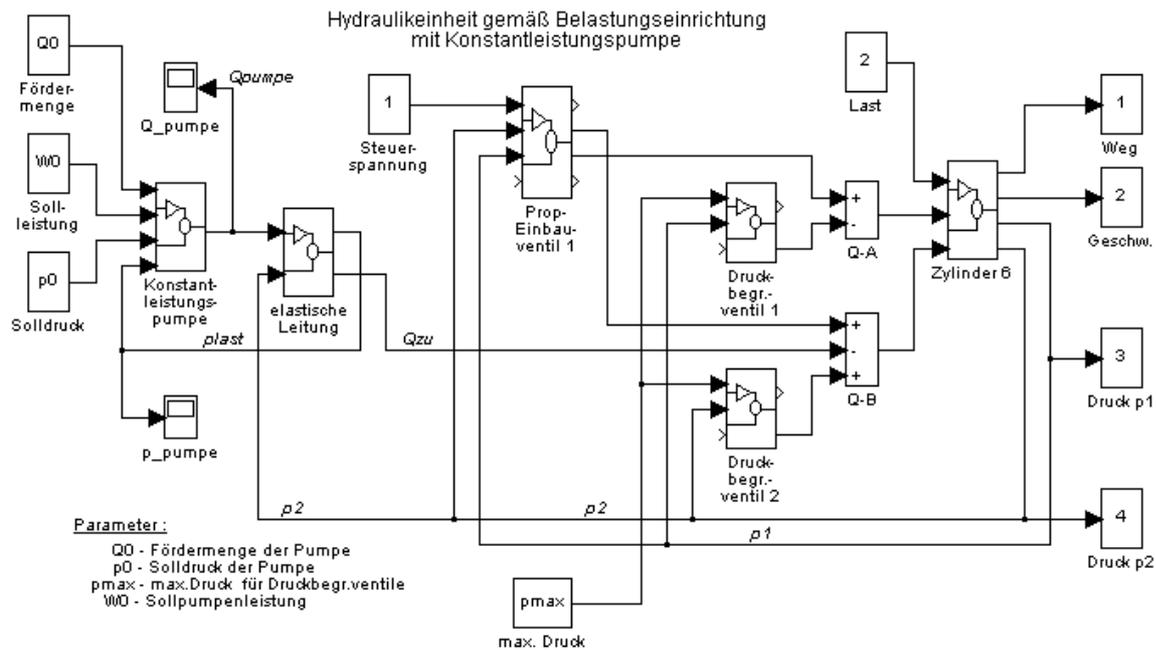
Für den Zylinderstrom  $Q_{v1}$  gilt die folgende Beziehung :

$$Q_{v1} = Q_{propv} - Q_{druckbegrv1} \quad (\text{Gln. 2.34})$$

Der in den Zylinderraum 2 fließende Strom bewirkt einen Druckaufbau  $p_2$ . Dieser Druck ist gleichzeitig der Betriebsdruck für das Prop-Einbauventil.

Durch diesen Druck wird der Fluß durch die elastische Leitung verringert. Dort baut sich jetzt der Druck  $p_{last}$  auf. Dieser Druck wirkt auf die Pumpe zurück und begrenzt dort eventuell die Fördermenge.

Hier nun das dazugehörige Simulationsmodell :



Steffen Leßke  
Triebes, den 24.8.1997

Abb. 2.18. Simulationsmodell der Belastungseinrichtung

Eingangssignale :

- 1 - Steuerspannung  $U_{st}$  für das Ventil in V
- 2 - Last  $F_{last}$  in kN

Ausgangssignale :

- 1 - Kolbenweg  $x$  in mm
- 2 - Kolbengeschwindigkeit in mm/s
- 3 - aufgebauter Druck in Zylinderkammer 1  $p_1$  in bar
- 4 - aufgebauter Druck in Zylinderkammer 2  $p_2$  in bar

Parameter :

- $Q_0$  - maximale Fördermenge der Pumpe in l/min
- $W_0$  - Pumpenleistung in kW
- $p_0$  - Pumpendruck in bar
- $p_{max}$  - Sollwert für die Druckbegrenzungsventile in bar

Weiterhin sind im Modell der Belastungseinrichtung zwei Speicheroszilloskope zum Aufzeichnen von Pumpendruck und Fördermenge vorgesehen.

2.2.1.8. Weitere benötigte Modelle

Für die komplette Simulation werden außer der elektro-hydraulischen Anlage noch weitere Komponenten benötigt.

Das sind unter anderem die Meßsysteme für Weg und Druck sowie die Ausgabe der analogen Sollwerte.

In beiden Fällen erfolgt sowohl eine Quantisierung einer analogen Größe als auch das Halten der Werte für eine bestimmte Tastzeit (Halteglied 0. Ordnung).

Für die Meßsysteme habe ich ein Modell mit den folgenden Eigenschaften entwickelt :

1. Verzögerung gemäß einem  $PT_1$ -Gliedes
2. Quantisierung des analogen Meßsignals
3. Sample-and-Hold (Halteglied 0. Ordnung)

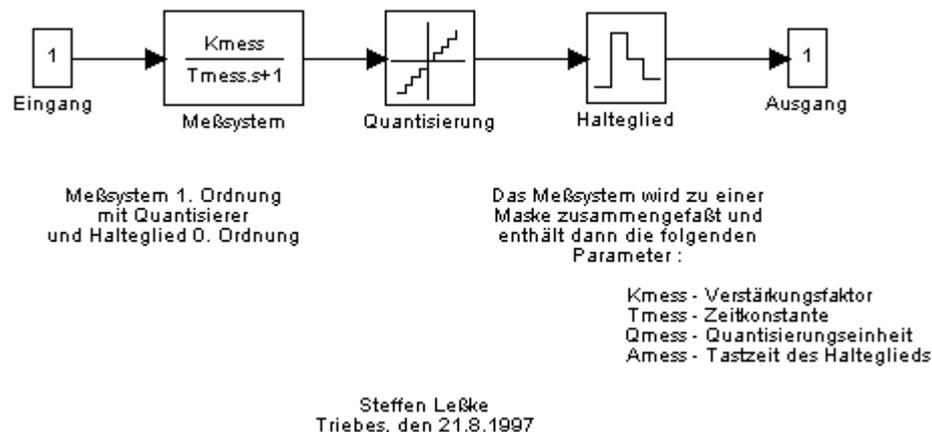


Abb. 2.19. Modell eines Meßsystems

Eingangssignale :

- 1 - beliebiges analoges Meßsignal

Ausgangssignale :

- 1 - getastetes Signal (Halteglied 0. Ordnung)

Parameter :

- $K_{mess}$  - Verstärkungsfaktor des Meßsystems
- $T_{mess}$  - Zeitkonstante für die Verzögerung 1. Ordnung in s
- $Q_{mess}$  - Quantisierungseinheit (Auflösung) des Meßsystems
- $A_{mess}$  - Tastzeit für das Halteglied 0. Ordnung in s

Für die analoge Ausgabe der Stellsignale verwende ich ein Modell mit folgenden Eigenschaften :

1. Begrenzung der maximal ausgebenen Signalamplitude
2. Quantisierung des auszugebenden Signals
3. Sample-and-Hold (Halteglied 0. Ordnung)

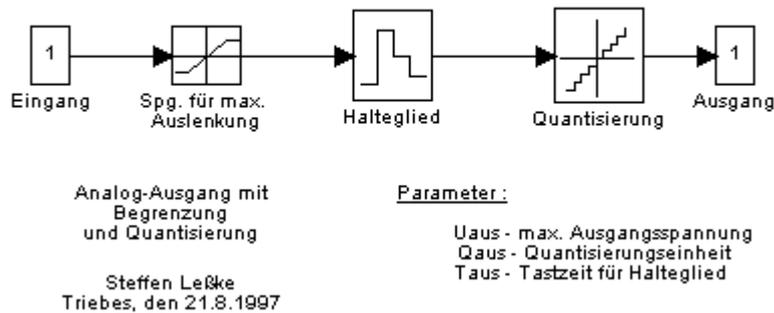


Abb. 2.20. Modell einer Analogausgabe

Eingangssignale :

1 - beliebiges analoges Signal

Ausgangssignale :

1 - getastetes und quantisiertes Signal (Halteglied 0. Ordnung)

Parameter :

- U<sub>aus</sub> - maximale Ausgangsamplitude
- T<sub>aus</sub> - Tastzeit für das Halteglied 0. Ordnung in s
- Q<sub>mess</sub> - Quantisierungseinheit (Auflösung) des Analogausgangs

### 2.2.2. Der Einfluß der Öltemperatur auf das Streckenmodell

Nachdem nun alle Komponenten zusammengestellt sind, möchte ich erläutern, wie sich die Öltemperatur auf die einzelnen Komponenten auswirkt, und wie ich das in mein Modell eingehen lasse.

Den Einfluß der Temperatur möchte ich hier auf zwei Punkte beschränken :

1. Viskosität  $\nu$
2. Kompressibilitätsfaktor  $\beta$

In beiden Fällen besteht eine nichtlineare Abhängigkeit von der Temperatur. Sie kann nur aus Kennlinien abgelesen werden. Die Viskosität sinkt mit steigender Temperatur während der Kompressibilitätsfaktor steigt /WILL/.

Die Viskosität beeinflusst alle Leitwerte im hydraulischen System.

1. über die Reynoldszahl

$$R_e = \frac{\omega \cdot d_h}{\nu} \quad (\text{Gln. 2.35})$$

d.h., mit steigender Temperatur und entsprechend sinkender Viskosität steigt

auch die Reynoldszahl. Wird dabei die kritische Reynoldszahl  $Re_{krit}$  überschritten, dann schlägt laminare in turbulente Strömung um. Diesen Punkt vernachlässige ich in meinem Simulationsmodell.

2. über die Leckleitwerte im Zylinder und in der Pumpe /TÖKR/

$$G_{leck} = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \nu \cdot \zeta \cdot l} \quad (\text{Gln. 2.36})$$

d.h., mit steigender Temperatur und dabei sinkender Viskosität erhöht sich der Leitwert umgekehrt proportional zur Viskosität.

3. über laminare Widerstände

- in meiner Schaltung sind jedoch keine laminaren Widerstände enthalten

4. über turbulente Widerstände **nicht**

d.h., bei Widerständen, die überwiegend durch turbulente Wirbel entstehen, besteht keine Abhängigkeit von der Viskosität /WILL/.

Da in der Regelung Fließgeschwindigkeiten  $0 < \omega < \omega_{max}$  auftreten können, und damit auch die Reynoldszahl zwischen einem minimalem und maximalem Wert liegen kann (Gln. 2.36), wird es immer Überlagerungen von turbulenter und laminarer Strömung geben.

Deshalb ist der Einfluß der Viskosität auf turbulente Widerstände nicht auszuschließen.

Der Kompressibilitätsfaktor beeinflusst alle Kapazitäten im System (siehe Gln. 2.12).

Um nun beide Einflüsse in die Simulation einfließen zu lassen, werde ich die beiden Faktoren  $G_{Faktor}$  und  $\beta_{Faktor}$  einführen, mit denen ich die Leitwerte und Kapazitäten temperaturabhängig beeinflussen kann. Es soll dabei gelten :

$$G = G_{Faktor} * G_0 \quad (\text{Gln. 2.37})$$

$$\beta = \beta_{Faktor} * \beta_0 \quad (\text{Gln. 2.38})$$

Wobei  $G_0$  und  $\beta_0$  die Werte bei einer Temperatur von  $T = 50^\circ\text{C}$  darstellen.

Meine Vorgehensweise ist dabei folgende :

1. Ich lege drei prägnante Temperaturen fest, bei denen ich die Simulation durchführen werde. Diese Temperaturen sind  $20^\circ\text{C}$ ,  $50^\circ\text{C}$  und  $70^\circ\text{C}$ .
2. Aus der Kennlinie von HLP46 ermittle ich die entsprechenden Viskositäten.

$$\nu_{20^\circ\text{C}} = 120 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\nu_{50^\circ\text{C}} = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\nu_{70^\circ\text{C}} = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$$

3. Unter den Bedingungen, daß  $50^\circ\text{C}$  der Normalfall sind und daß der Leitwert umgekehrt proportional zur Viskosität ist, ergeben sich folgende Faktoren :

$$G_{Faktor}(T=20^\circ\text{C}) = 1/3,33$$

$$G_{Faktor}(T=50^\circ\text{C}) = 1/1$$

$$G_{Faktor}(T=70^\circ\text{C}) = 1/0,53$$

4. Aus /WILL/ ermittelte ich die Kompressibilitätsfaktoren für die drei Temperaturen :

$$\beta_{20^{\circ}\text{C}} = 5,4 \cdot 10^{-4} \text{ bar}^{-1}$$

$$\beta_{50^{\circ}\text{C}} = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ bar}^{-1}$$

$$\beta_{70^{\circ}\text{C}} = 6,6 \cdot 10^{-4} \text{ bar}^{-1}$$

5. Damit ergeben sich diese Faktoren :

$$\beta_{\text{Faktor}}(T=20^{\circ}\text{C}) = 0,87$$

$$\beta_{\text{Faktor}}(T=50^{\circ}\text{C}) = 1$$

$$\beta_{\text{Faktor}}(T=70^{\circ}\text{C}) = 1,06$$

Durch diese Faktoren werden, ohne Änderungen an den eigentlichen Parametern durchzuführen, die Simulationsmodelle an die unterschiedlichen Öltemperaturen angepaßt.

### 2.2.3. Ermittlung der Parameter für das Simulationsmodell

Da das entwickelte Simulationsmodell auf physikalischen Grundlagen beruht, werden eine Menge Kenngrößen benötigt. Die entsprechenden Parameter sind zu ermitteln und in das Modell einzufügen. Die Parameter gehen zum Teil aus den technischen Daten der einzelnen Bauteile hervor. Wo dies nicht möglich ist, müssen durch sinnvolle Experimente die entsprechenden Werte ermittelt werden. Fehlen nun immer noch Parameter, dann können diese nur noch durch Probieren oder Schätzen eingesetzt werden. Es ist allerdings auch zu überlegen, welche Parameter überhaupt nötig sind.

Nach diesen Vorbetrachtungen werde ich nun zuerst die vorgegebenen technischen Kenngrößen festlegen.

1. Wegmeßsystem :

$$\begin{aligned} K_{\text{mess}} &= 1 \\ T_{\text{mess}} &= < 0,5 \text{ ms (vernachlässigbar)} \\ Q_{\text{mess}} &= 0,01 \text{ mm} \\ A_{\text{mess}} &= 15 \text{ ms} \end{aligned}$$

2. Drucksensoren :

$$\begin{aligned} K_{\text{mess}} &= 1 \\ T_{\text{mess}} &= < 0,15 \text{ ms (vernachlässigbar)} \\ Q_{\text{mess}} &= 400 \text{ bar}/2^{12} \\ A_{\text{mess}} &= 15 \text{ ms} \end{aligned}$$

3. Analogausgabe :

$$\begin{aligned} T_{\text{aus}} &= 15 \text{ ms} \\ Q_{\text{aus}} &= 10 \text{ V}/2^{15} \\ U_{\text{aus}} &= 10 \text{ V} \end{aligned}$$

4. Belastungseinrichtung

$$\begin{aligned} Q_0 &= 208 \text{ l/min} \\ W_0 &= 17,37 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_0 &= 260 \text{ bar} \\ p_{max} &= 250 \text{ bar} \end{aligned}$$

#### 5. Druckbegrenzungsventil 1

$$\begin{aligned} G_{vventil} &= 25 \text{ l}/(\text{bar})^{0,5} \cdot \text{min} \\ Q_{vmax} &= 350 \text{ l}/\text{min} \end{aligned}$$

Für die dynamischen Eigenschaften des Ventils existieren keine technischen Daten. Deshalb können hier nur angenommene Werte für  $H_v$ ,  $p_{vdpmax}$ ,  $T_{pv}$  und  $D_{pv}$  eingesetzt werden. Gleiches gilt für Druckbegrenzungsventil 2.

#### 6. Druckbegrenzungsventil 2

$$\begin{aligned} G_{vventil} &= 12 \text{ l}/(\text{bar})^{0,5} \cdot \text{min} \\ Q_{vmax} &= 120 \text{ l}/\text{min} \end{aligned}$$

#### 7. elastische Leitung

$$\begin{aligned} V_{0l} &= 2010700 \text{ mm}^3 \\ \beta &= 10^{-4} \text{ bar}^{-1} \\ \beta_{tS} &= 3,5 * \beta \text{ (Laut /WILL/)} \end{aligned}$$

#### 8. Prop-Einbauventil

$$\begin{aligned} U_{stmax} &= 10 \text{ V} \\ y_0 &= -0,025 \\ G_{1max} &= 143 \text{ l}/(\text{bar})^{0,5} \cdot \text{min} \\ G_{3max} &= 143 \text{ l}/(\text{bar})^{0,5} \cdot \text{min} \\ Q_{max} &= 1450 \text{ l}/\text{min} \end{aligned}$$

Für  $dQ_{max}$  muß ein angenommener Wert eingesetzt werden. Um numerische Schwierigkeiten zu verhindern, habe ich  $dQ_{max} = 15000 \text{ (l}/\text{min})/\text{s}$  festgelegt.

#### 9. Arbeitszylinder

$$\begin{aligned} A_1 &= 49087 \text{ mm}^2 \\ A_2 &= 7540 \text{ mm}^2 \\ \beta &= 10^{-4} \text{ l}/\text{bar} \\ K_{AF} &= 10^{-4} \text{ kN}/(\text{bar} \cdot \text{mm}^2) \\ K_{AQ} &= 6 \cdot 10^{-5} \text{ (l}/\text{min})/(\text{mm}^3/\text{s}) \\ K_{Fa} &= 10^6 \text{ (kg} \cdot \text{mm})/(\text{kN} \cdot \text{s}^2) \\ K_{pp} &= 1/60 \text{ min}/\text{s} \\ K_{VV} &= 10^{-6} \text{ l}/\text{mm}^3 \\ m &= 133 \text{ kg (Kolbenmasse)} \\ V_{001} &= 339292 \text{ mm}^3 \text{ (Bohrungen im Ventil /Zylinderblock)} \\ V_{002} &= 57241 \text{ mm}^3 \text{ (-''-)} \\ x_{max} &= 77,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Bei den folgenden Experimenten sollen weitere Werte bestimmt werden :

1. Aggregat einschalten und mit maximalem Druck- und Mengensollwert laufen lassen. Dabei können die Anfangswerte für die Integratoren -  $p_{1anf}$ ,  $p_{2anf}$  und  $p_{lanf}$  - ermittelt werden.

2. Leitwerte lassen sich am besten bei den größtmöglichen Ölströmen ermitteln. Dazu wird mit maximaler Geschwindigkeit nach oben gefahren und der Druckabfall zwischen Aggregat und Zylinder (Meßstelle am Zylinderraum 2) gemessen.

$$G_l = \frac{v \cdot (A_1 - A_2) \cdot K_{A\Omega}}{\sqrt{(p_{pumpe} - p_2)}} \quad (\text{Gln. 2.39})$$

Diese Messung setzt voraus, daß  $G_1$  und  $G_2$  auf null gesetzt werden.

$$\begin{aligned} G_1 &= 0 \text{ l/(bar)}^{0,5} \cdot \text{min} \\ G_2 &= 0 \text{ l/(bar)}^{0,5} \cdot \text{min} \end{aligned}$$

3. Das Übertragungsverhalten der Kolbenlageregelung des Prop-Einbauventils -  $T_{ser}$  und  $D_{ser}$  - wird durch einen Schwingungsversuch ermittelt.
4. Der Leckleitwert des Zylinders kann mit folgendem Versuch ermittelt werden. Der Kolben wird nach oben gegen einen Anschlag gefahren (z.B. Zylinderrand). Nun wird bei maximaler Kraft (maximale Differenz  $p_1-p_2$ ) die nötige Auslenkung des Propventils und daraus der fließende Ölstrom ermittelt. Dieser Strom muß ja durch die inneren Leckwiderstände entstehen. Es muß also möglich sein, damit den Leckleitwert -  $G_{leck}$  - zu ermitteln.

Eine Schwierigkeit besteht darin, die Komponenten der Stribek-Reibung -  $F_{an}$ ,  $F_{ch}$ ,  $F_{rc}$ ,  $F_{rh}$  und  $F_{rv}$  - zu ermitteln. Sie können nur durch experimentelle direkte Messung der Kräfte am Zylinder bei einer „Bewegung von Hand“ aufgenommen werden.