

2.3. Vereinfachungen für den praktischen Einsatz /Reglerentwurf

Das im Punkt 2.2. beschriebene physikalische Modell ist zwar ausführlich aber auch viel zu umfassend, um danach einen Reglerentwurf durchzuführen. Für diesen Entwurf wird immer ein einfaches Modell, meist ein Schwingglied 2. Ordnung, angesetzt.

Da, wie schon mehrfach gesagt, in der Hydraulik außergewöhnlich viele Nichtlinearitäten vorkommen und diese in einem linearen Modell wie dem eines Schwinggliedes nicht modelliert werden können, gehen bei dieser vereinfachten Modellbildung natürlich einige Eigenschaften verloren bzw. das Modell gilt nur unter ganz bestimmten Bedingungen.

Für die Belastungseinrichtung sind mindestens zwei verschiedene Modelle anzusetzen. Für die Lageregelung, die bei kleinen Druckdifferenzen aber großen Ölströmen arbeitet, wird ein anderes Modell nötig sein wie bei der Kraftregelung, wo mit kleinen Geschwindigkeiten (Ölströmen) aber dafür mit großen Druckdifferenzen gearbeitet wird.

2.3.1. Vereinfachtes Modell für die Lageregelung

Die Lageregelung wurde in der Literatur schon mehrfach untersucht /WEB/, /ZACH/, /WÄLI/. Ich möchte das nur hier noch einmal nachvollziehen, um den Schritt vom physikalischen zum automatisierungstechnischen Modell darzulegen.

Für die Linearisierung sind entscheidende Einschränkungen nötig.

1. Die Reibung enthält nur einen geschwindigkeitsproportionalen Anteil.

2. $A_1 = A_2$

Die Kolbenflächen sollen gleich groß sein. Da bei der Belastungseinrichtung ein Zylinder mit einem Kolbenflächenverhältnis von 1:7 eingesetzt ist, bedeutet das die stärkste Einschränkung.

3. $V_1 = V_2$

Diese Bedingung ist nur im Stillstand zu erfüllen.

4. $Q_{ventil} = K \cdot U_{st}$

Der Ölstrom aus dem Propventil ist proportional zur angelegten Steuerspannung. Auch hier wird stark vereinfacht. Hiermit werden sämtliche Nichtlinearitäten des Propventils überbrückt. Aber das ist die einzige Möglichkeit, zu einem linearen Modell zu gelangen.

Ursachen :

Im vereinfachten Modell arbeite ich nur mit Δp . Für das Propventil gilt aber :

$$Q_{ventil} = \frac{U_{st}}{U_{st \max}} \cdot G_{\max} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{für } U_{st} > 0 \quad (\text{Gln. 2.3.1})$$

$$Q_{ventil} = \frac{U_{st}}{U_{st \max}} \cdot G_{\max} \cdot \sqrt{p_1} \quad \text{für } U_{st} < 0 \quad (\text{Gln. 2.3.2})$$

Sowohl die Wurzeln als auch p_1 können im Modell nicht eingesetzt werden. Deshalb setze ich folgende Beziehung ein :

$$Q_{ventil} = \frac{U_{st}}{U_{st \max}} \cdot Q_m \cdot \frac{1}{T_{ser}^2 p + 2D_{ser} T_{ser} p + 1} \quad (\text{Gln. 2.3.3})$$

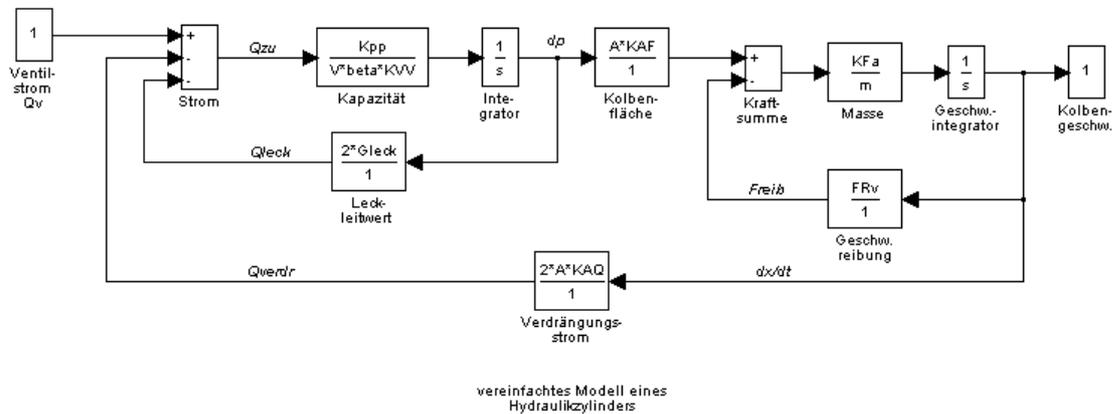
Die Ventildynamik ist bereits beinhaltet.

Mit diesen Einschränkungen ist eine Linearisierung um einen Arbeitspunkt herum möglich.

Vorgehensweise :

Da nur geschwindigkeitsproportionale Reibung zugelassen ist, entfällt die Berechnung der Stribek-Reibung und der Rückführzweig enthält nur einen konstanten Faktor.

Unter den Bedingungen $A_1=A_2$ und $V_1=V_2$ können die beiden Zylinderräume zusammengefaßt werden, p_1 und p_2 entfallen, es wird mit Δp weitergearbeitet.



Steffen Leßke
Triebes, den 26.10.1997

Abb. 2.3.1. Vereinfachtes Modell für die Lageregelung

Als Eingangsgröße verwende ich den Ölstrom, der aus dem Ventil geliefert wird.

Ausgangsgröße ist die Geschwindigkeit des Kolbens.

Wie zu sehen ist, gibt es einen mechanischen Teil und einen hydraulischen Teil. Sie können jeweils weiter zusammengefaßt werden.

$$G_{mech} = \frac{1}{\frac{m}{K_{Fa}} \cdot p + F_{Rv}} \quad (\text{Gln. 2.3.4})$$

$$G_{mech} = \frac{1}{\frac{V\beta K_{VV}}{K_{pp}} \cdot p + 2G_{Leck}} \quad (\text{Gln. 2.3.5})$$

Das entsprechende Modell sieht so aus :

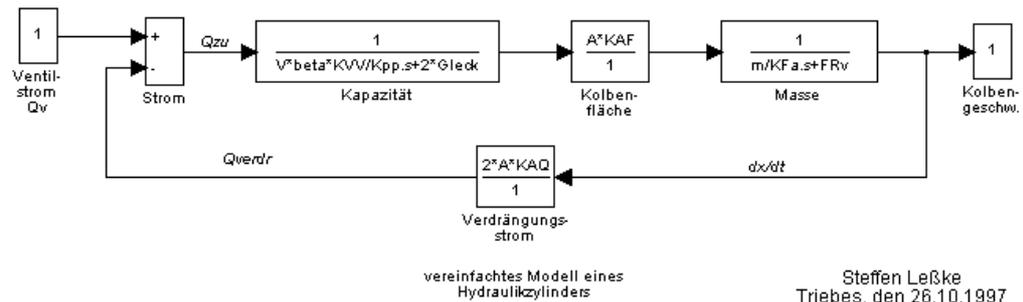


Abb. 2.3.2. Weitere Vereinfachungen für die Lageregelung

Bei weiterer Vereinfachung ergibt sich die folgende Übertragungsfunktion :

$$G = \frac{1}{AK_{AQ}} \cdot \frac{1}{\frac{m}{K_{Fa}} \frac{V\beta K_{VV}}{K_{pp}} Z \cdot p^2 + \left(\frac{m}{K_{Fa}} 2G_{leck} Z + \frac{V\beta K_{VV}}{K_{pp}} F_{Rv} Z \right) p + Z \cdot 2G_{leck} F_{Rv} + 1}$$

mit

$$Z = \frac{1}{2A^2 K_{AF} K_{AQ}} \quad (\text{Gln. 2.3.6})$$

Wenn G_{leck} und F_{Rv} realistische Werte besitzen, dann gilt :

$$\frac{2G_{leck} F_{Rv}}{2A^2 K_{AF} K_{AQ}} \approx 0 \quad (\text{Gln. 2.3.7})$$

Damit vereinfacht sich (Gln. 2.3.6) zu der Übertragungsfunktion eines Schwinggliedes :

$$G = \frac{1}{AK_{AQ}} \cdot \frac{1}{\frac{m}{K_{Fa}} \frac{V\beta K_{VV}}{K_{pp}} Z \cdot p^2 + \left(\frac{m}{K_{Fa}} 2G_{leck} Z + \frac{V\beta K_{VV}}{K_{pp}} F_{Rv} Z \right) p + 1} \quad (\text{Gln. 2.3.8})$$

Daraus können Zeitkonstante und Dämpfung des hydraulisch-mechanischen Systems abgelesen werden :

$$T = \sqrt{\frac{m}{K_{AF}} \frac{V\beta K_{VV}}{K_{pp}} \frac{1}{2A^2 K_{AF} K_{AQ}}} \quad (\text{Gln. 2.3.9})$$

Für die Dämpfung wird (Gln. 2.3.9) in (Gln. 2.3.8) eingesetzt :

$$D = \frac{F_{Rv}}{2A} \sqrt{\frac{V\beta K_{VV}}{K_{pp}} \frac{K_{Fa}}{m} \frac{1}{2K_{AF} K_{AQ}}} + \frac{G_{leck}}{A} \sqrt{\frac{m}{K_{Fa}} \frac{K_{pp}}{V\beta K_{VV}} \frac{1}{2K_{AF} K_{AQ}}} \quad (\text{Gln. 2.3.10})$$

Mit einem Einheitenvergleich soll die Richtigkeit von (Gln. 2.3.8 ... 2.3.10) überprüft werden.

$$T = \sqrt{\frac{kg \cdot kN \cdot s^2}{kg \cdot mm} \frac{mm^3 \cdot s \cdot l}{\min \cdot bar \cdot mm^3} \frac{mm^2 \cdot bar \cdot \min \cdot mm^3}{mm^4 \cdot kN \cdot l \cdot s}} = s$$

$$D = \frac{kN \cdot s}{mm \cdot mm^2} \sqrt{\frac{mm^3 \cdot s \cdot l}{\min \cdot bar \cdot mm^3} \frac{kg \cdot mm}{kg \cdot kN \cdot s^2} \frac{mm^2 \cdot bar \cdot \min \cdot mm^3}{kN \cdot l \cdot s}} +$$

$$+ \frac{l}{\min \cdot bar \cdot mm^2} \sqrt{\frac{kg \cdot kN \cdot s^2}{kg \cdot mm} \frac{\min \cdot bar \cdot mm^3}{mm^3 \cdot s \cdot l} \frac{mm^2 \cdot bar \cdot \min \cdot mm^3}{kN \cdot l \cdot s}} = \text{ohne Einheit}$$

Damit ist bewiesen, daß für die hydraulisch-mechanischen Komponenten ein Schwingglied 2. Ordnung angesetzt werden kann. Zusammen mit den anderen Bedingungen ergibt sich folgendes Gesamtschaltbild :

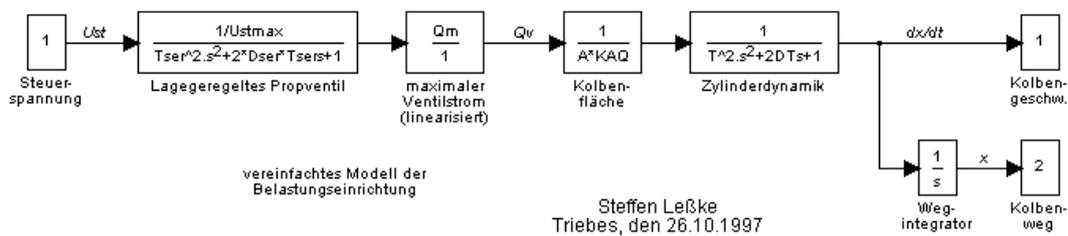


Abb. 2.3.3. Modell der Belastungseinrichtung für die Lageregelung

Bei der Regelstrecke für die Lageregelung handelt es sich also um ein IT_S -Glied.

2.3.2. Vereinfachtes Modell für die Kraftregelung

Bei der Kraftregelung gelten andere Bedingungen. Das resultiert vor allem aus folgender Bedingung :

$$\frac{dx}{dt} \equiv 0!$$

Das heißt, alle Untersuchungen erfolgen bei festgestelltem Kolben (z.B. durch Anfahren an die Ringfläche, ...).

Aus dieser Bedingung ergeben sich nachstehende Schlußfolgerungen :

1. Es gibt keinen Verdrängerstrom Q_{verdr}
2. Es gibt keine Reibungsanteile, da auch keine Bewegung erfolgt
3. Der Einfluß der Druckdifferenz auf die Ventilkennlinie hat entscheidenden Einfluß.

Wie bereits für die Lageregelung, so wird auch hier das Modell aus Abschnitt 2.2. so weit wie möglich vereinfacht. Es gelten zusätzlich zu den bereits genannten Einschränkungen auch die der Lageregelung.

Die Vereinfachung nach (Gln. 2.3.3) ist für die Kraftregelung leider nicht möglich, da hier mit großen Druckdifferenzen gearbeitet wird. Da Kolbenstellung y und Druckdifferenz Δp über eine Multiplikationsstelle miteinander verbunden sind, kann hier nur eine qualitative Linearisierung durchgeführt werden.

Dabei werden die zwei Größen *Strom-* und *Druckverstärkung* (C und E) eingeführt. Das Verfahren ist genau in /WÄLI/ beschrieben. Aus den bereits genannten Gründen (Gln. 2.3.1) ist hier nur ein qualitatives Anwenden möglich. Das ist aber ausreichend, da hier nur der Typ der Regelstrecke zu bestimmen ist.

Das Modell hat damit das folgende Aussehen :

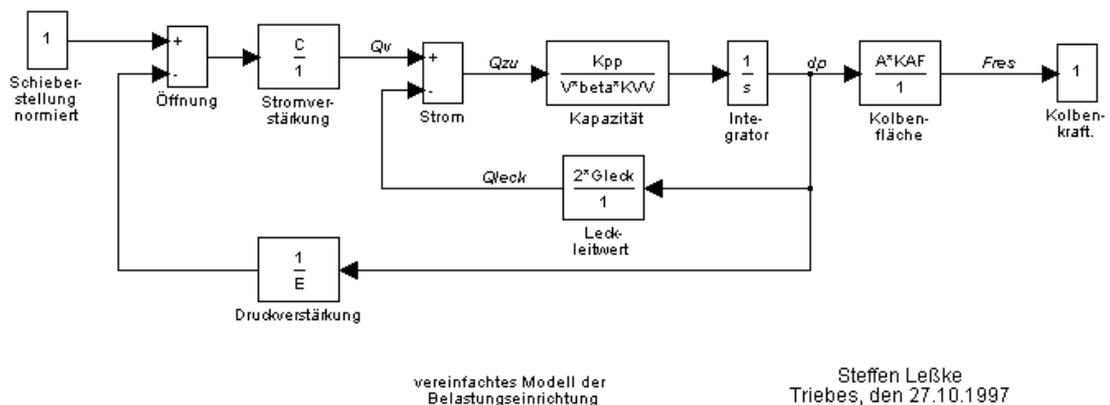


Abb. 2.3.4. Vereinfachtes Modell für die Kraftregelung

Wie bereits bei der Lageregelung, so läßt sich auch hier eine weitere Vereinfachung durchführen.

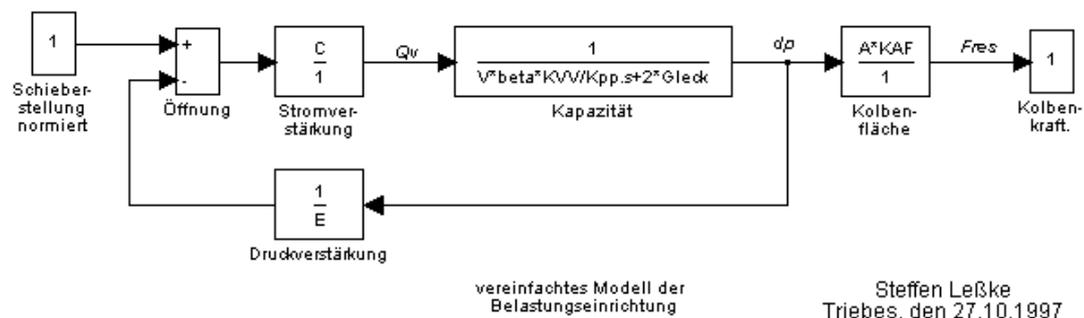


Abb. 2.3.5. weiter vereinfachtes Modell für die Kraftregelung

Aus diesem Schaltbild abgeleitet ergibt sich diese Übertragungsfunktion :

$$G = \frac{F(p)}{y(p)} = \frac{C}{2G_{leck} + \frac{C}{E}} \cdot \frac{V\beta K_{VV}}{K_{pp}} \cdot \frac{1}{2G_{leck} + \frac{C}{E}} \cdot p + 1 \cdot AK_{AF} \quad (\text{Gln. 2.3.11})$$

Das ist die Übertragungsfunktion eines PT₁-Gliedes. Zusammen mit der Kolbenschieberstellung ergibt sich das Gesamtblockbild für die Kraftregelung :

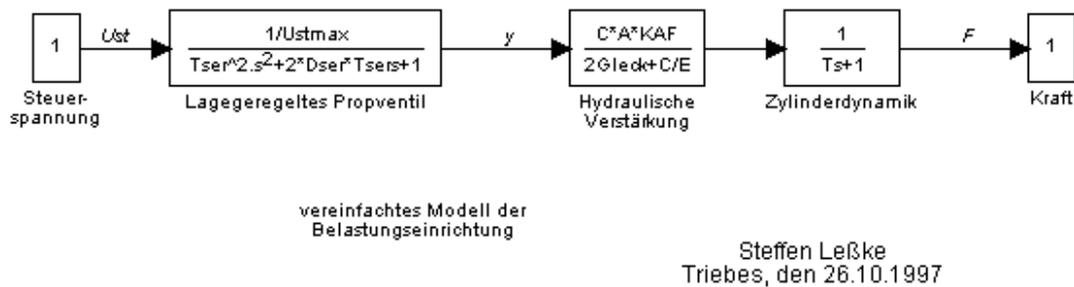


Abb. 2.3.6. Modell der Belastungseinrichtung für die Kraftregelung

2.4. Kennwertermittlung

Für den Reglerentwurf werden die Kennwerte der Regelstrecke benötigt. Kennwerte sind z.B. Übertragungsverhalten, Zeitkonstante, Dämpfung, statische Verstärkung, Drift, Hysterese usw., also im allgemeinen die regelungstechnischen Parameter der Strecke.

Diese Kennwerte können oftmals nicht analytisch bestimmt werden, da viele physikalische Größen (z.B. der Betrag der Haftreibung) nicht genau feststellbar sind. Um diese Kennwerte zu erhalten, müssen mit der Regelstrecke Versuche durchgeführt werden, aus deren Ergebnissen man die gesuchten Parameter ermittelt.

Unter dem Gesichtspunkt der automatischen Inbetriebnahme (hier automatische Kennwertermittlung) werde ich die folgenden zwei Möglichkeiten näher erläutern.

2.4.1. Sprungantwort

Die Sprungantwort ist das am meisten genutzte Experiment zur Ermittlung der Kennwerte einer Regelstrecke. Aus der Sprungantwort können Verstärkung, Drift, Überschwingweite, Einschwingzeiten, etc. abgelesen werden.

Bei diesem Versuch wird auf ein eingeschwungenes System ein Sollwertsprung auf den Eingang gegeben und das Verhalten der Ausgangsgröße (Regelgröße) aufgezeichnet. Die Höhe des Sollwertsprungs liegt meist im Bereich von 10% des maximal zulässigen Sollwertes.

Im Fall dieser Arbeit wird die Sprungantwort nur zur Ermittlung der Streckenverstärkung K_S verwendet.

$$K_S = \frac{x_{\text{ende}} - x_{\text{anfang}}}{u_{\text{sprung}}} \quad (\text{Gln. 2.4.1})$$

Soll die Sprungantwort automatisch vorgenommen werden, so sind einige Punkte zu beachten :

1. x_{anfang} muß vor Beginn ermittelt werden.
2. Die Messung von x_{ende} darf erst beginnen, wenn das System eingeschwungen ist.
3. x_{ende} sollte aus mehreren Messungen gemittelt werden.
4. Der Sprung muß so klein sein, daß bis zum Ende der Messung keine Begrenzungen (Stellglied oder Strecke) erreicht werden.

Für die automatische Verstärkungsmessung sind demzufolge diese Parameter nötig :

- U_{max} - maximale Stellgröße (Ausgangsspannung der Steuerung in V)
- U_{step} - Sprunghöhe in % von U_{max}
- T - Tastzeit für Regler und analoge Ein- /Ausgabe
- N_{ende} - Anzahl der Tast-Zyklen für einen Ablauf
- N_{netz} - Anzahl der Tast-Zyklen, die für die Mittelwertbildung herangezogen werden

Ein Beispiel :

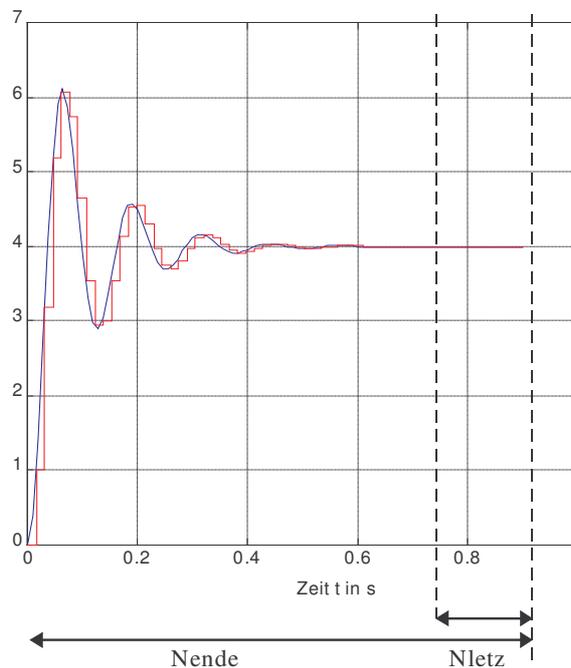


Abb. 2.4.1. Beispiel für eine Sprungantwort

Auf eine Strecke mit den Parametern :

$$\begin{aligned} K_S &= 4 \\ T_S &= 19 \text{ ms} \\ D_S &= 0,2 \end{aligned}$$

wird ein Sprung mit 1V Sollwert geschaltet. Die Tastzeit beträgt 15 ms.

Die empfohlenen Parameter lauten :

$$\begin{aligned}
 U_{max} &= 10V \\
 U_{step} &= 10\% \\
 T &= 15 \text{ ms} \\
 N_{ende} &= 60 \quad (60 \cdot 0,015s = 0,9s) \\
 N_{netz} &= 10 \quad (10 \cdot 0,015s = 0,1s)
 \end{aligned}$$

Für die Lageregelung sollte auf jeden Fall ein sehr kleiner Sollwert (5%) für den Sprungversuch verwendet werden, da der Ölstrom schnell in seine Begrenzungen läuft.

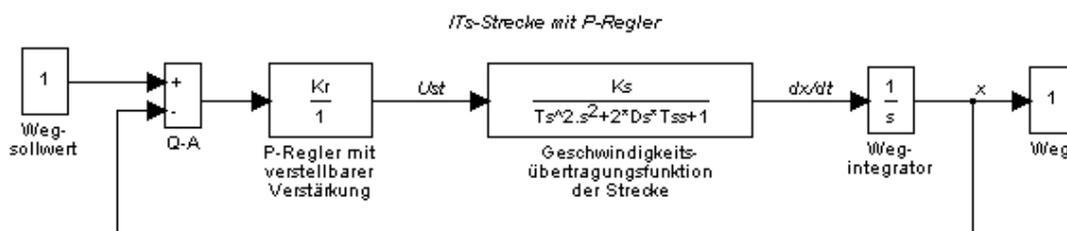
2.4.2. Schwingungsversuch

Zur Ermittlung der Parameter einer IT_S-Strecke (Lageregelung) oder einer PT_S-Strecke (Kraftregelung) gibt es viele Methoden. In /WEB/ wird der Schwingungsversuch als einfache und gut zu automatisierende Methode zur Ermittlung von Zeitkonstante und Dämpfung eines Schwingungssystems empfohlen.

Prinzip des Schwingungsversuches ist es, in einem geschlossenen Regelkreis die Kreisverstärkung von einem Minimum beginnend so weit zu erhöhen, bis der Kreis eine stabile Dauerschwingung ausführt. Der Einsatzpunkt der Schwingung entspricht der kritischen Verstärkung.

Um das Prinzip nutzen zu können, sollte die Regelstrecke ein IT_S-Glied sein. Als Regler kommt nur ein P-Regler in Frage. Wenn die Regelstrecke ein PT_S-Glied ist, dann ist zwischen P-Regler und Regelstrecke ein I-Anteil einzufügen.

Der entsprechende Regelkreis hat folgendes Aussehen :



Steffen Leßke
Triebes, den 28.10.1997

Abb. 2.4.2. IT_S-Regelstrecke mit P-Regler

Die dazugehörige Übertragungsfunktion des offenen Kreises lautet :

$$G_o = \frac{K_R K_S}{p \cdot (T_S^2 p^2 + 2D_S T_S p + 1)} \quad (\text{Gln. 2.4.2})$$

Für die stabile Dauerschwingung muß in der charakteristischen Gleichung gelten :

$$p = j\omega \quad (\text{Gln. 2.4.3})$$

$$1 + G_O(p) = 0 \text{ (charakteristische Gleichung)} \quad (\text{Gln. 2.4.4})$$

Setzt man nun (Gln. 2.4.2) und (Gln. 2.4.3) in (Gln. 2.4.4) ein, dann erhält man die Beziehung :

$$1 + \frac{K_R K_S}{j\omega \cdot (T_S^2 j^2 \omega^2 + 2D_S T_S j\omega + 1)} = 0 \quad (\text{Gln. 2.4.5})$$

Durch Auftrennen in Imaginär- und Realteil erhält man die Lösung für T_S und D_S .

$$T_S = \frac{1}{\omega_0} = \frac{T_0}{2\pi} \quad (\text{Gln. 2.4.6})$$

$$D_S = \frac{K_R K_S}{2T_S \omega_0^2} = \frac{K_R K_S T_S}{2} \quad (\text{Gln. 2.4.7})$$

wobei gilt : $\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0}$ (Gln. 2.4.8)

mit T_0 - Periodendauer der Dauerschwingung
 ω - Kreisfrequenz der Dauerschwingung

Das Verfahren lautet zusammengefaßt :

1. Ermitteln der Streckenverstärkung K_S (Sprungantwort)
2. mit kleiner K_R beginnend die Reglerverstärkung langsam erhöhen
3. Wenn die Dauerschwingung einsetzt, K_R ablesen und die Periodendauer T_0 der Dauerschwingung der Stellgröße ermitteln
4. Mit diesen Werten und den Gleichungen (Gln. 2.4.6) und (Gln. 2.4.7) können nun T_S und D_S berechnet werden.

Mit dieser Methode ist es möglich, auch mit relativ großer Tastzeit gute Ergebnisse bei der Schätzung der Streckenparameter zu erreichen.

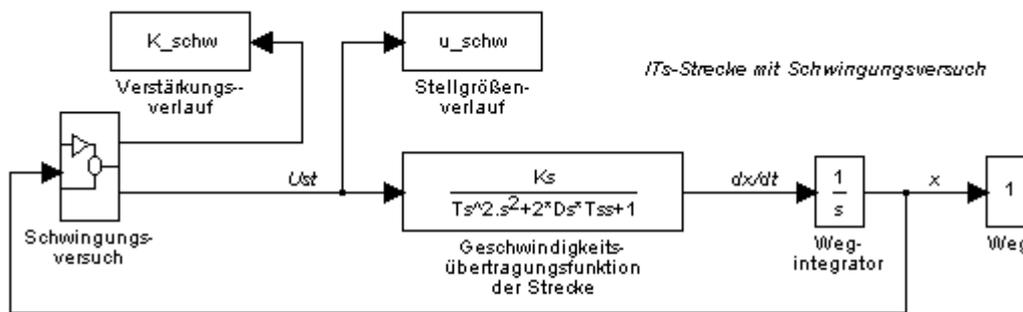
Ein Sollwert muß beim Schwingungsversuch nicht eingesetzt werden. Lediglich bei Strecken mit großem Haftreibungsanteil, o.ä., kann ein Geschwindigkeitssollwert aufgeschaltet werden. Damit ist die Haftreibung wirkungslos. Auf die Schätzergebnisse hat dieser Sollwert keinen Einfluß, wenn er entsprechend niedrig liegt (z.B. 2..5% von der maximal möglichen Geschwindigkeit).

Bei Versuchen in der Simulation hat sich herausgestellt, daß folgende Punkte zu beachten sind :

1. Die Tastzeit spielt eine untergeordnete Rolle.
2. Die Ermittlung der Periodendauer T_0 sollte genau zum Zeitpunkt des

- Aufklingens der Dauerschwingung erfolgen.
Später kann die Periodendauer durch Sättigung unrealistisch groß werden.
3. Die Zeitkonstante T_S wird relativ genau ermittelt.
 4. Die Dämpfung D_S ist stark von der ermittelten Reglerverstärkung K_R abhängig.
 5. Die Reglerverstärkung K_R läßt sich schwierig ermitteln. Sie sollte nur langsam ansteigen und der Anfangswert sollte nahe an der erwarteten Reglerverstärkung liegen.
 6. Bei Strecken mit Offset ist die Einschwingphase zu beachten.

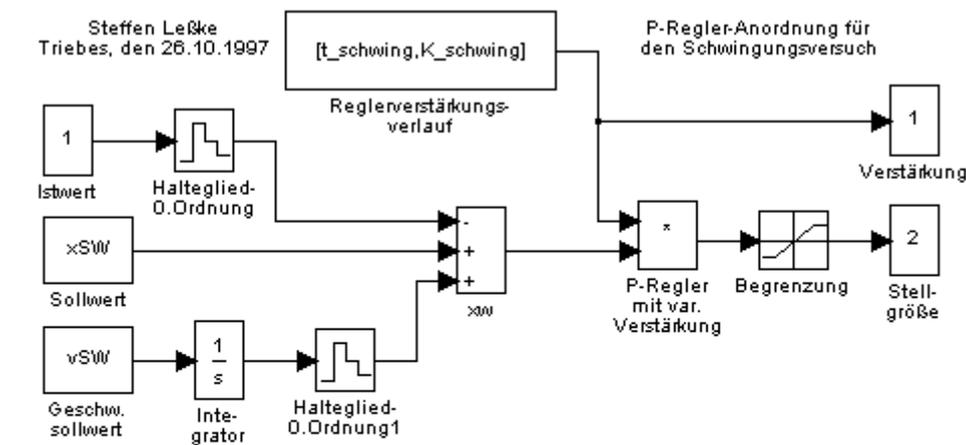
Ein entsprechendes Modell für den Schwingungsversuch hätte folgendes Aussehen :



Steffen Leßke
Triebes, den 28.10.1997

Abb. 2.4.3. IT_S-Regelstrecke mit Schwingungsversuch

Verstärkungsverlauf und Stellgrößenverlauf können aufgezeichnet und ausgewertet werden. Das Innere des Schwingungsversuches hat folgendes Aussehen :



Prinzip

Bei SW=0 wird die Reglerverstärkung langsam erhöht. Dabei stellt sich eine Dauerschwingung ein. Aus der Periodendauer und Verstärkung werden T und D der Strecke bestimmt.

Für Strecken mit hoher Haftreibung o.ä. kann ein Geschwindigkeits-sollwert aufgeschaltet werden !

Wie beim digitalen Regler üblich, werden Soll- und Istwert mit der Taktzeit getastet !

Abb. 2.4.4. Anordnung für einen Schwingungsversuch

Die Anordnung ist speziell an die Möglichkeiten von MatLAB /SIMULINK angelehnt. Der gewünschte Verstärkungsverlauf wird über eine Wertetabelle bestehend aus Zeit- und Verstärkungswerten vorgegeben.

Es kann ein Soll- als auch ein Geschwindigkeitssollwert aufgeschaltet werden. Die Ausgangsspannung wird begrenzt und der Istwert wird mit einem Halteglied 0. Ordnung abgetastet.

Mit dieser Anordnung kann ein Schwingungsversuch an SIMULINK-Modellen durchgeführt werden. Der Versuch läuft so, daß über die gesamte Versuchszeit Verstärkung und auch die Stellgröße gemessen und aufgezeichnet werden. Dabei entstehen die Wertefolgen K_{schw} , t_{schw} und u_{schw} . Mit dem Programm *STF_SW.M* kann dann interaktiv Zeitkonstante und Dämpfung ermittelt werden.

Als Beispiel werde ich hier den Schwingungsversuch am Modell der Belastungseinrichtung darstellen. Die MatLAB-Programme sind *STF_HY77.M* und *STF_H732.M*.

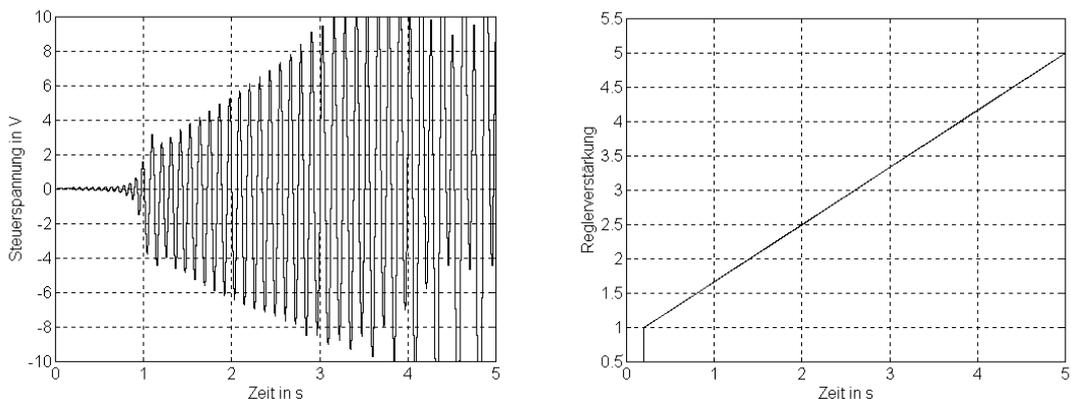


Abb. 2.4.5. Steuerspannungs- und Verstärkungsverlauf beim Schwingungsversuch

Es ist ein Einsatzzpunkt erkennbar, er liegt bei $t = 0,9s$ und $K_R = 1,58$. Die Streckenverstärkung wurde vorher mit der Sprungantwort festgestellt. Sie liegt bei $K_S = 82$.

Die Auswertung mit *STF_H70A.M* und *STF_SW.M* führt zu folgenden Diagrammen :

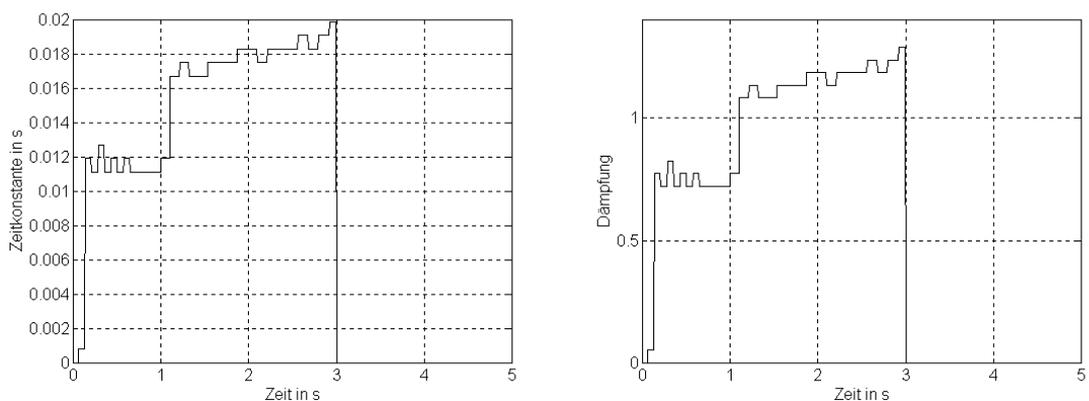


Abb. 2.4.6. Zeitkonstanten- und Dämpfungsverlauf beim Schwingungsversuch

Zum Zeitpunkt $t = 0,9 s$ wird die Zeitkonstante und die Dämpfung ermittelt. Es ergeben sich $T_S = 12 ms$ und $D_S = 0,7$. Man kann sehen, daß die Dauerschwingung in den Begrenzungen eine andere Zeitkonstante besitzt. Diese Werte gelten für das Großsignal-

verhalten während der Moment des Aufschwingens das Kleinsignalverhalten widerspiegelt. Für die Lageregelung ist vorwiegend nur das Kleinsignalverhalten interessant. Eine Dämpfung größer als 1 kann so gedeutet werden, daß vom Schwingglied zu einem normalen PT_2 -Glied übergegangen wird, welches zwei verschiedene Zeitkonstanten besitzt.

Für die automatische Inbetriebnahme setze ich ein anderes Verfahren ein. In der Echtzeitumgebung sollen keine Wertefolgen ausgewertet werden, sondern die geschätzten Parameter sollen ohne Speicheraufwand sofort zur Verfügung stehen. Darauf aufsetzend wende ich folgende Methode an :

1. Bei jedem Tast-Zyklus wird die Reglerverstärkung K_R um einen festen Wert K_{Δ} erhöht.
2. Der Einsatzpunkt der Dauerschwingung ist erreicht, wenn ein Schwellwert U_R von der Stellgröße (Steuerspannung U_{st}) überschritten ist.
3. Die Verstärkung K_R wird nicht weiter erhöht.
4. Die Zeit zwischen den nächsten zwei Maxima wird gemessen (T_0).
5. Der Versuch ist beendet.

Diese Parameter sind für den automatischen Schwingungsversuch nötig :

U_{min}	- minimale Stellgröße in V
U_{max}	- maximale Stellgröße in V
T	- Tastzeit in s
K_S	- ermittelte Streckenverstärkung
V_{offs}	- Anstiegsoffset in DIV/s
K_{min}	- minimale Verstärkung für Schwingungsversuch
K_{Δ}	- Verstärkungszuwachs je Tastung für Schwingungsversuch
U_R	- Schwelle für K_R -Bestimmung in %

2.4.3. Driftabgleich

Drift (oder auch Offset) ist das Eingangssignal, das nötig ist, um das Ausgangssignal null zu erhalten.

Bei der Lageregelung ist das Ausgangssignal die Kolbengeschwindigkeit, das Eingangssignal ist die Steuerspannung U_{st} . Ursachen für die Drift können von der Reglerkarte oder durch Ventile hervorgerufen werden. Die Drift ist selten langzeitstabil, das heißt, sie ändert sich über einen längeren Zeitraum.

Deshalb sollte auch ein automatischer Driftabgleich implementiert werden. Dieser Driftabgleich kann jederzeit parallel zur normalen Regelung erfolgen. Einzige Bedingung ist, daß der I-Anteil des Reglers ausgeschaltet werden muß, denn er würde das Ergebnis verfälschen.

Weiterhin ist es vorteilhaft, wenn während des automatischen Driftabgleiches keine Sollwertänderung erfolgt und der „normale“ Regler die Regelung um den Nullpunkt herum durchführt.

Beim automatischen Driftabgleich wird auf die Reglerausgangsspannung eine Offsetspannung aufgeschaltet, die von einem Anfangswert aus solange erhöht wird, bis sich das Ausgangssignal in einer definierten Schranke befindet.

Eine entsprechende Schaltung zeigt die folgende Abbildung :

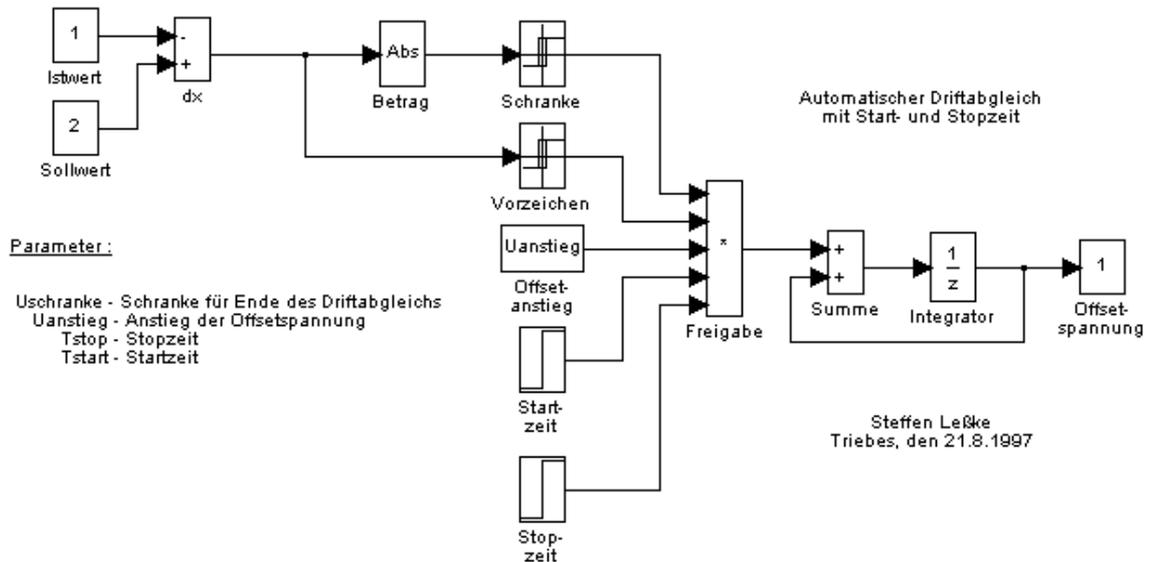


Abb. 2.4.7. Automatischer Driftabgleich

Der Integrator ändert seine Ausgangsspannung, bis

- die aktuelle Zeit zwischen der Start- und Stopzeit liegt
- die Regelabweichung außerhalb der gewünschten Schranke liegt

Sind diese Bedingungen erfüllt, dann erhöht sich die Ausgangsspannung bei jedem Tast-Zyklus um den Wert $U_{anstieg}$, wenn die Regelabweichung positiv ist. Bei negativer Regelabweichung verringert sich die Ausgangsspannung. Befindet sich dann die Regelabweichung innerhalb der Schranke, so bleibt die Offsetspannung am Ausgang konstant.

Für den automatischen Driftabgleich sind nachfolgende Parameter nötig :

- $U_{schranke}$ - Schranke, innerhalb der das Ziel des Abgleiches erfüllt ist
- $U_{anstieg}$ - Spannungswert, um den bei jedem Tast-Zyklus die Ausgangsspannung erhöht oder verringert wird
- T_{start} - Startzeitpunkt für den Driftausgleich
- T_{stop} - Abbruchzeitpunkt für den Driftabgleich
- T - Tastzeit

Die Einbindung in eine komplette Regelung sollte so aussehen :

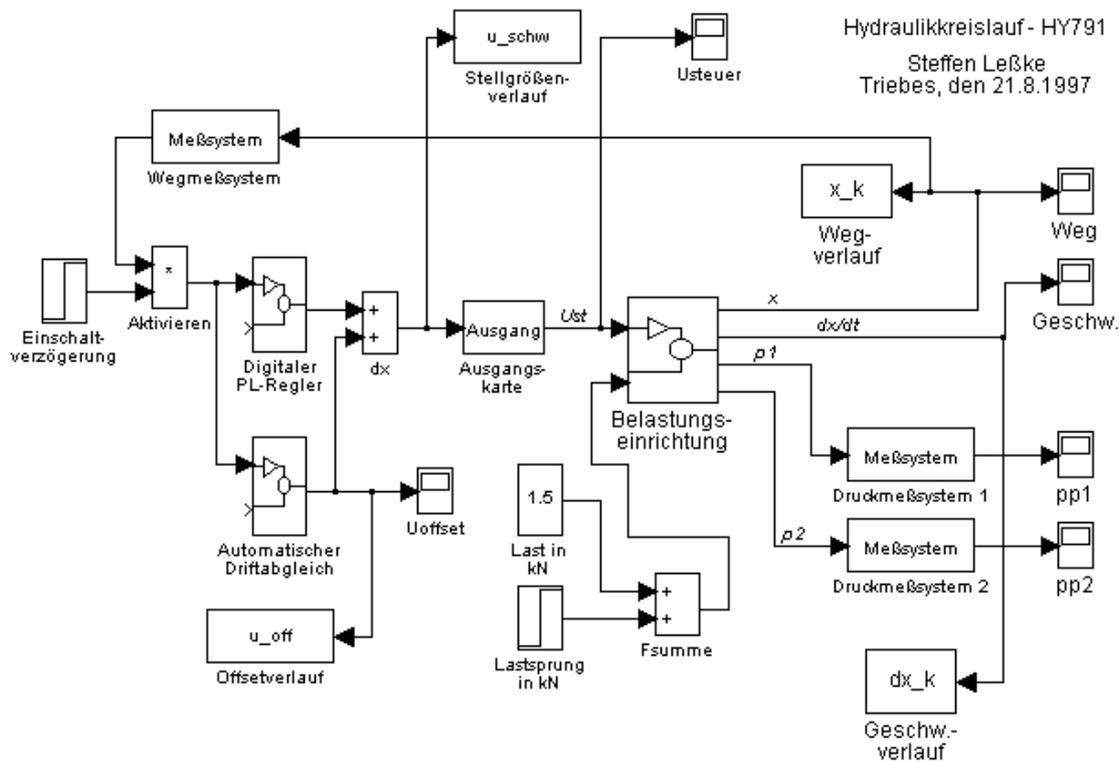


Abb. 2.4.8. Einbindung des automatischen Driftabgleichs

Der Driftabgleich wird einfach parallel zum „normalen“ Regler geschaltet. Er bekommt die gleichen Soll- und Istwerte. Sein Ausgangssignal wird zum „normalen“ Reglerausgangssignal addiert.

In der angegebenen Schaltung sind sowohl vom Regler als auch vom Driftabgleich die Sollwerteingänge nicht belegt. Als Sollwert wird hier 0 vorgegeben.

Als Beispiel soll hier das Simulationsmodell *STFH791.M* mit der Parameterdatei *STF_H711.M* aufgeführt werden (Sollwert $x = 0$ mm):

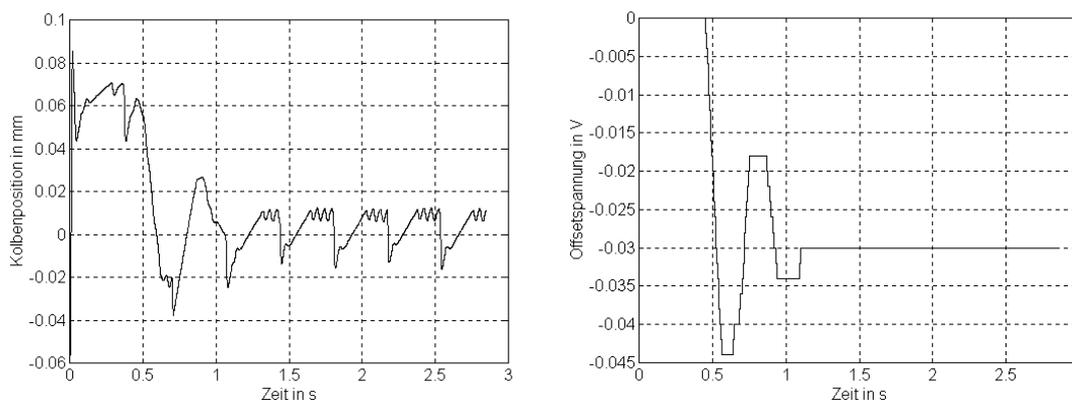


Abb. 2.4.9. Regelgröße und Offsetspannung beim Driftausgleich

Nach ca. 0,7s des Driftabgleichs stellt sich eine konstante Offsetspannung von -0,03 V ein. Die Regelabweichung verbessert sich von 0,055 mm auf 0,015 mm.

Die Zeitachse ist um 0,25 s verschoben, um die Spitzen beim Einschwingen des Systems nicht mit auf dem Diagramm zu haben.

Für den Driftausgleich wurden folgende Parameter eingesetzt :

$$U_{\text{schranke}} = 0,02 \text{ mm}$$

$$U_{\text{anstieg}} = 0,002 \text{ V}$$

$$T_{\text{start}} = 0,6 \text{ s}$$

$$T_{\text{stop}} = 1,5 \text{ s}$$

$$T = 0,015 \text{ s}$$

Damit ist die Modellbildung sowohl die theoretische als auch die experimentelle abgeschlossen.