

Modellbasierte Regelungskonzepte bei hydraulischen Linearachsen – Theorie und praxisgerechte Umsetzung

Prof. Dr.-Ing. P. Anders

Hochschule Furtwangen, Villingen-Schwenningen

Dipl.-Ing. (FH) D. Kuner, M. Sc.

TR-Systemtechnik GmbH, Trossingen

1 Einleitung

Der Zylinderantrieb ist der ideale Antrieb, wenn es darum geht, Linearbewegungen mit einem gewissen Kraftniveau zu erzeugen. Dieses Prinzip findet seit unzähligen Jahren in vielen Bereichen Anwendung und auch die geregelte Variante – der hydraulische Servoantrieb – ist altbekannte Technik. Allerdings weist diese Regelstrecke in besonders ausgeprägter Form Nichtlinearitäten und weitere wenig angenehme Nebeneffekte auf, die sich im Übertragungsverhalten mehr oder weniger stark bemerkbar machen können. In den letzten Jahren sind modellbasierte Regelungskonzepte, die solche Nichtlinearitäten bereits im Konzept berücksichtigen, entwickelt und zum Einsatz gebracht worden, die das Regelverhalten dieser Antriebe deutlich verbessern können. Im vorliegenden Beitrag wird ein Weg vorgestellt, wie solche modellbasierten Konzepte für die Lage- und Kraft-/ Druckregelung systematisch und mit Hilfe der Werkzeuge der Computeralgebra heutzutage einfach entwickelt werden können.

2 Klassische und modellbasierte Regelungskonzepte

Die grundlegende Schwäche klassisch aufgebauter einschleifiger Antriebsregelkreise (Bild 1) besteht in zwei Punkten:

- Der Reglerentwurf basiert auf einem linearen Modell, der sog. Übertragungsfunktion ($G(s)$). Dieses lineare Modell ist jedoch mehr oder weniger

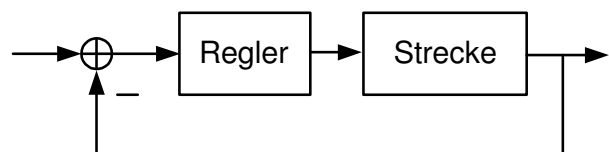


Bild 1: Einschleifiger Regelkreis

arbeitspunktabhängig. Somit muss ein geeigneter Betriebspunkt als Basis für das Modell gewählt werden, welcher den kritischsten Fall abbilden sollte. Ändern sich allerdings die Parameter des Modells an den anderen Arbeitspunkten der vorge-

sehenen Arbeitszyklen stark, wird sich dies auch im Regelverhalten bemerkbar machen.

- Das Stellsignal, das eine Antriebsbewegung beliebiger Art hervorruft, wird durch einen Regelfehler erzeugt. Ein Fehler heißt jedoch, dass das System zumindest temporär nicht den Zustand einnehmen kann, den es laut Vorgabe eigentlich einnehmen sollte.

Als Maßnahme gegen den Fehler als Folge des erstgenannten Punktes müssten die Reglerparameter permanent den arbeitspunktabhängigen Änderungen des Modells angepasst werden (adaptive Regler). Abgesehen vom Aufwand scheitert dies in der Praxis an der fehlenden Verfügbarkeit geeigneter Beschreibungen solch einer arbeitspunktabhängigkeit des Modells (s. Kap. 3).

Als Maßnahme gegen den zweiten Punkt versucht man den Regler möglichst scharf zu machen, um das erforderliche Stellsignal bereits aus kleinsten Regelfehlern generieren zu können. Hier stößt man jedoch schnell an Grenzen, da die Reglerverstärkung aus Stabilitätsgründen nicht beliebig erhöht werden kann. Um dennoch auf eine höhere Kreisverstärkung zu kommen, werden höherwertige mehrschleifige Regler verwendet, deren Ansätze häufig durch die Idee der Zustandsregelung motiviert sind, die theoretisch eine beliebige Erhöhung der Kreisverstärkung ermöglicht. So verlockend die Perspektiven dieser Konzepte auch erscheinen, geht durch die in der Realität bestehenden Probleme (unvollständige Zustandsrückführung, Begrenzungen, Generierung brauchbarer Zustandsgrößen über Zusatzsensorik, Beobachter oder Differenzierer, arbeitspunktabhängigkeit des Modells) oft ein Großteil der angestrebten Wirkung verloren /5/. Zudem gibt es bis heute keinen praktikablen Ansatz, wann die theoretisch unbegrenzte Erhöhung der Kreisverstärkung in der Realität zur Instabilität führt. Dies kann häufig erst am ausgeführten Antrieb festgestellt werden. Solange die Kluft zwischen den theoretisch postulierten Ergebnissen und dem real Möglichen so schlecht im Vorfeld des Systementwurfs abschätzbar ist, werden solche Regelungskonzepte weiterhin von geringer Bedeutung sein.

Ein besserer und geradezu nahe liegender Weg zur Verbesserung des Regelverhaltens besteht darin, die Nichtlinearitäten der Regelstrecke direkt im Entwurf zu berücksichtigen. In den letzten Jahren sind zunehmend Konzepte dieser Art entwickelt und umgesetzt worden. Ein möglicher Ansatz in dieser Richtung ist das Verfahren der Linearisierungskorrektur /6/; bei welchem

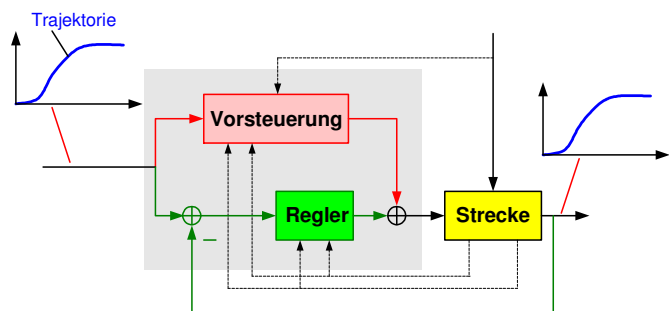


Bild 2: Modellbasierte Trajektorienregelung

bei welchem

versucht wird, die Auswirkungen der Nichtlinearitäten durch „linearisierende Korrektursignale“ zu kompensieren.

Im weiteren Verlauf dieses Beitrags soll mit der modellbasierten Trajektorienregelung ein anderer Ansatz vorgestellt werden (Bild 2). Er basiert auf der Idee, möglichst große Anteile des zum Durchfahren eines Arbeitszykluses erforderlichen Stellsignalverlaufs zu jedem Zeitpunkt über einen Vorsteuerzweig zu bestimmen. Dazu können bei Bedarf auch gemessene Prozessgrößen einbezogen werden. Ein zusätzlich vorhandener unterlagter Regler steuert einen zweiten Stellsignalanteil bei, der dabei umso kleiner ausfällt, je besser die gewünschten Antriebsreaktionen bereits über den aus dem Vorsteuerzweig kommenden Primäranteil hervorgerufen werden. Wäre das der Vorsteuerung zugrunde liegende Modell ideal korrekt, wäre die festgestellte Regelabweichung des Reglers permanent Null, sodass er überhaupt nicht eingreifen würde. Der Vorteil dieses Ansatzes liegt darin, dass gesteuerte Systemzweige nicht instabil werden können und der Regler, da er nicht mehr das gesamte Stellsignal über den Regelfehler erzeugen muss, nicht mehr scharf eingestellt werden muss. Ebenso werden integrale Regleranteile nicht mehr dazu benötigt, den Arbeitspunkt des Systems (aus dynamischen Gründen meist sehr) langsam auf den gewünschten Arbeitspunkt zu führen; da der Vorsteuerzweig seinen Stellsignalwert eigenständig errechnet. Somit ergeben sich sehr robuste Prozessführungsstrukturen; Regelalgorithmus im eigentlichen Sinne kann man diese heterogene Struktur eigentlich nicht mehr nennen.

Es sei darauf hingewiesen, dass das vorgestellte Verfahren in einem direkten Bezug zur Theorie der Regelung flacher dynamischer Systeme über das Zwei–Freiheitsgrade-Modell steht. Es ist gewissermaßen eine zielgerichtete pragmatische Umsetzung dieser universellen Theorie, beschränkt auf den konkreten Anwendungsfall des ventilgesteuerten hydraulischen Linearantriebs. Man umgeht dabei die mathematisch z. T. recht anspruchsvolle Theorie und gelangt zu den gleichen Ergebnissen (siehe /7/).

Wie erwähnt enthalten diese modellbasierten Regelungskonzepte immer auch einen unterlagerten klassischen Regelkreis, welcher aus den genannten Gründen nicht mehr so scharf sein muss, sodass meist einfache einschleifige Strukturen ausreichen. Da die zielstrebige Auslegung solcher klassischer Regelkreise selbst heute noch häufig ein Problem darstellt und man in der Literatur dazu leider nur ein Flickwerk fallspezifischer Entwurfsregeln findet, wird nachfolgend jeweils für die Lage- und die Druck-/ Kraftregelung bei ventilgesteuerten Zylinderantrieben ein recht universeller Weg aufgezeigt, (auch höherwertige!) einschleifige Regelungskonzepte systematisch und zielstrebig aufzubauen.

3 Problematik der Modellgewinnung

Grundlage jedes Reglerentwurfs sind geeignete mathematische Beschreibungen des vorliegenden Antriebsfalles. Bild 3 zeigt in dreidimensionaler Darstellung das stationäre

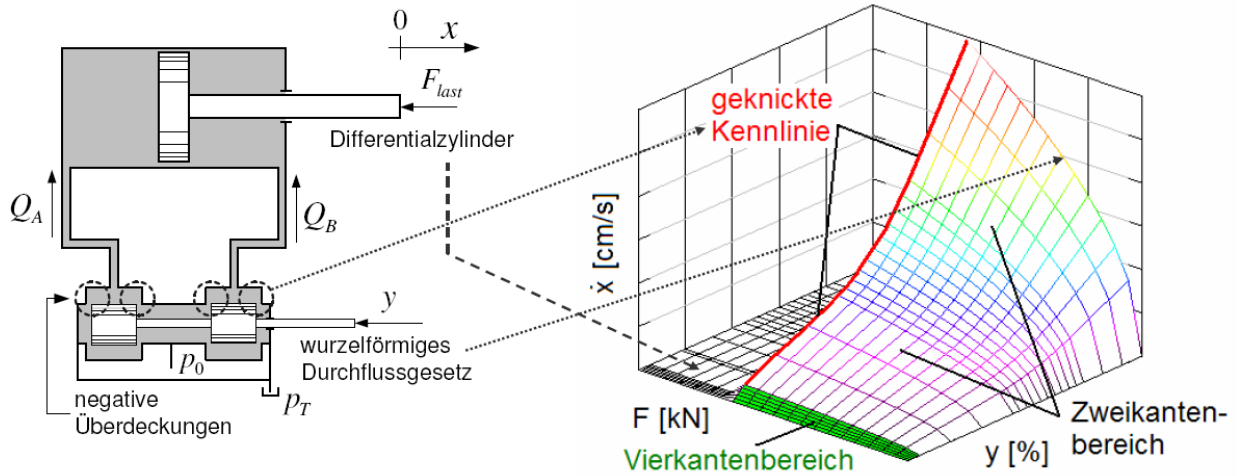


Bild 3: Kennlinienfeld der Servoachse (Differentialzylinder mit Servoventil inkl. geknickter Kennlinie)

Kennlinienfeld eines kompletten ventilgesteuerten hydraulischen Linearantriebs (Darstellung des I. und II. Leistungsquadranten). Die signifikanten stationären Nichtlinearitäten

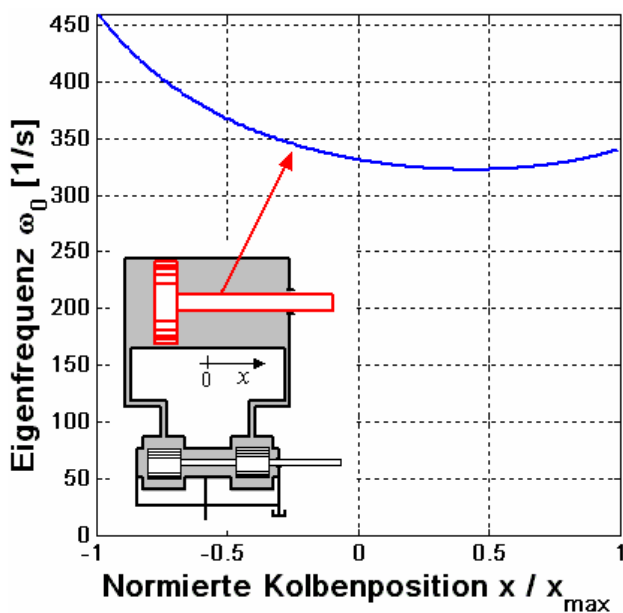


Bild 4: Hubabhängigkeit der Eigenfrequenz

des Kennfeldes sind deutlich zu erkennen. Eine weitere – dynamische – Nichtlinearität, die ebenfalls das Systemverhalten prägt, ist die Hubabhängigkeit der Eigenkreisfrequenz des Zylinders (Bild 4). Auch die Tatsache, dass es sich hier um einen Direktantrieb handelt und die Größe der anhängenden Lastmasse voll in das Übertragungsverhalten eingeht, sind weitere unliebsame Eigenschaften der Hydraulikachse.

Bei den elektrischen Antrieben ist hier die Ausgangslage im allgemeinen vergleichsweise günstig. So ist das Modell der klassischen elektrischen Nebenschlussmaschine in erster Näherung von sich aus linear; ihr Kennlinienfeld folglich eine Ebene (Bild 5). Der elektrische Antrieb ist zudem mit der bewegten Lastmasse meist über ein Getriebe verbunden, d.h. sie wirkt sich im Übertragungsverhalten meistens nicht aus.

Für den Reglerentwurf benötigt man insbesondere das Antriebskennlinienfeld als stationäres Modell, mithilfe dessen sich auch das lineare Modell ableiten lässt. Bei der Ableitung dieser beiden arbeitspunktabhängigen Modelle fangen in der Praxis die Probleme meist schon an. In der Literatur findet man hierzu meist wenig brauchbares. Meistens beschränkt man sich auf die Modellbildung für den Sonderfall, der durch die Annahmen Gleichgangzylinder (Flächenverhältnis $\alpha = 1$), ideal nullüberdecktes Ventil, Kolbenposition in der Nähe der Hubmittelstellung und in erster Näherung vernachlässigbare Reibkräfte gekennzeichnet ist. Auf diese Weise gelangt man zu einem sehr einfachen Satz von Gleichungen, der in wenigen Rechenschritten zu einem stationären Kennlinienfeld und zu einem linearen dynamischen Modell $G(s)$ führt. Diese beiden Modelle haben jedoch leider den Schönheitsfehler, dass ein Antrieb mit den genannten Annahmen in der Praxis unbrauchbar wäre. Gleichgangzylinder werden aus Platzgründen ungern verwendet und der Hubbereich sollte vollständig zur Verfügung stehen. Das Hauptproblem dieser Annahmen besteht allerdings darin, dass sich ohne negative Überdeckungen keine Widerstandssteuerung auf Basis des Druckteilerprinzips aufbauen lässt. Ein solcher Antrieb ist nicht imstande vorgegebenen äußeren Kräften im Stillstand das Gleichgewicht zu halten. Andererseits gibt es durchgängige Verfahren, brauchbare Modelle ohne realitätsferne Annahmen aus den üblicherweise vorliegenden Antriebsdaten zu bestimmen, die auch die Arbeitspunktabhängigkeit berücksichtigen.

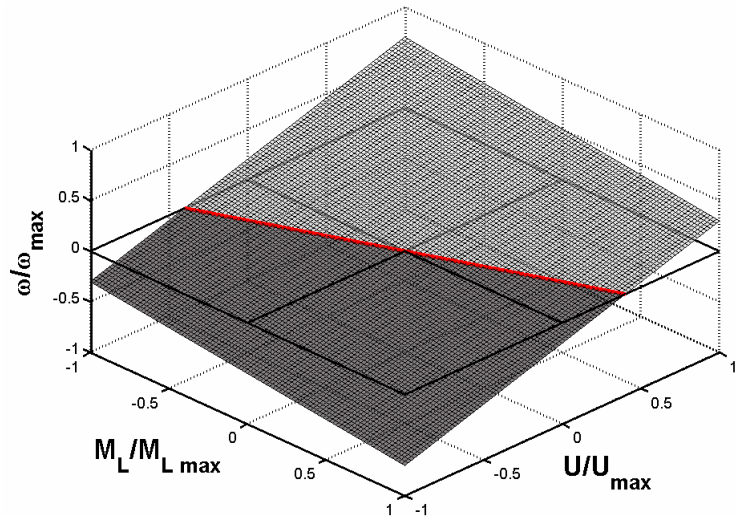


Bild 5: Kennfeld des Gleichstromservos

Lediglich hinsichtlich der Reibung ist eine servotaugliche Stribeckkurve zu fordern /8/. Zur numerischen Durchführung dieser Modellberechnungen stehen heute Computeralgebraprogramme zur Verfügung; Bild 3 und Bild 5 sind Beispiele, die mit solchen berechnet wurden.

4 Klassische Reglerkonzepte

Im folgenden wird für die Lage- und die Druckregelung jeweils ein Entwurfsverfahren für einschleifige Regler vorgestellt, die sich beide durch eine hohe Geradlinigkeit und eine sehr universelle Einsetzbarkeit auszeichnen, in der Hydraulik aber (noch) relativ unbekannt sind und folglich bislang wenig Anwendung gefunden haben.

4.1 Lageregelungen

Der aufgeschnittene Regelkreis besteht aus drei Gliedern und dem angehängten Integrierer, der die Geschwindigkeit zum Weg aufsummiert (Bild 6). Das (arbeitspunktabhängige) lineare Mo-

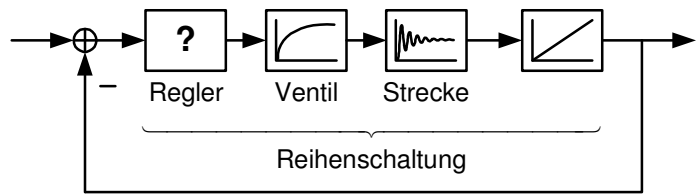


Bild 6: Einschleifiger Lageregelkreis

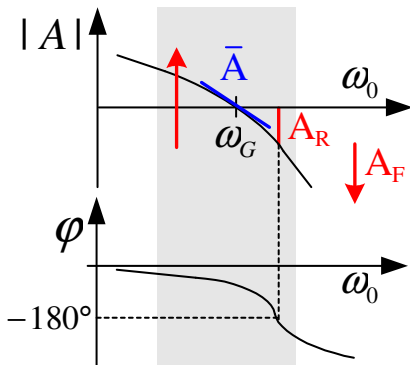


Bild 7: Forderungen der PT2-Analogie

Frequenzgang des aufgeschnittenen und dem des geschlossenen Regelkreises im Fall eines PT2-

Gliedes. Wendet man die Überlegungen auf den vorliegenden hydraulischen Antrieb an, nähert man sich umso mehr dem Ideal einer überschwingfreien Sprungantwort mit möglichst kurzer Ausregelzeit, je mehr der Gesamtfrequenzgang des aufgeschnittenen Regelkreises bei seiner

dell für die Strecke sei bestimmt (s. oben). Die im Rahmen des Systementwurfs noch frei bestimmbar sind die Ventildynamik und der Regler. Dieser ist im einfachsten Fall ein P-Regler, der aber um ein oder mehrere dynamische Korrekturglieder (PPT1, PDT1 etc.) ergänzt werden kann. Der Gesamtfrequenzgang des aufgeschnittenen Regelkreises ergibt sich einfach über graphische Addition der in Reihe liegenden Teilfrequenzgänge. Ein sehr geradliniger und einfacher Ansatz des sog. Frequenzkennlinienverfahrens beruht auf Analogiebetrachtungen zwischen dem

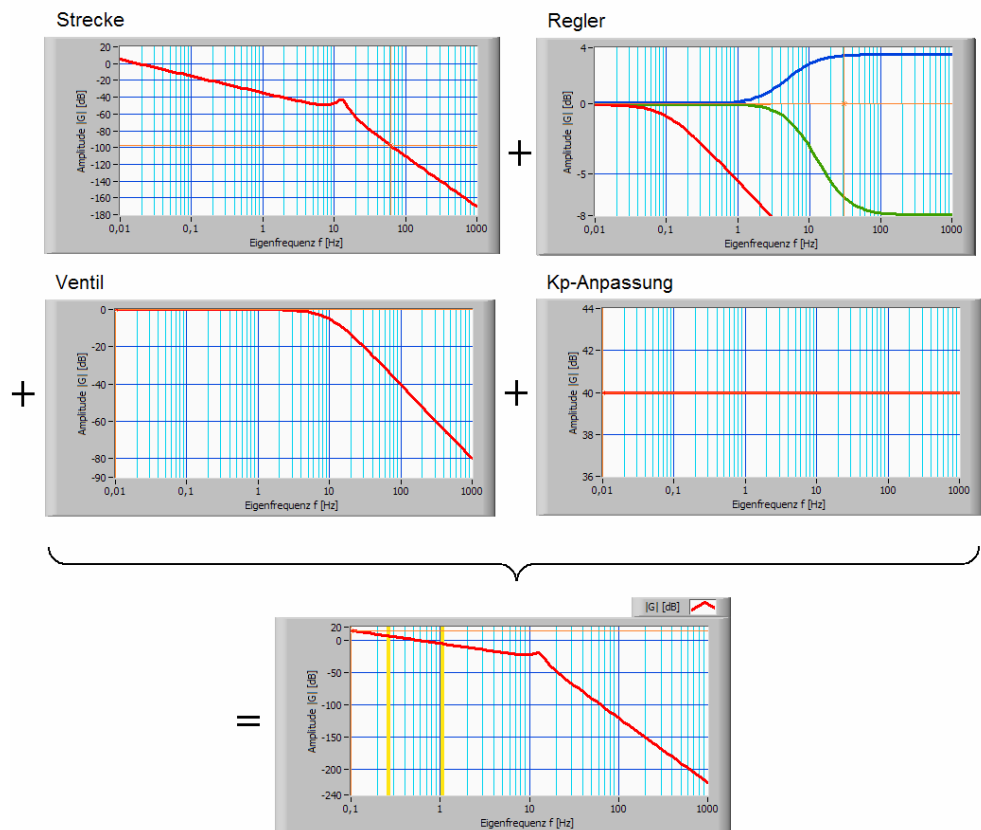


Bild 8: Bodediagramme zur PT2-Analogie

Durchtrittsfrequenz ω_G einen Amplitudenabfall \bar{A} von ca. 25dB/dek, eine Amplitudenreserve A_R von ca. 20dB und einen starken Amplitudenabfall A_F (>40dB/dek) für $\omega > \omega_G$ aufweist (Bild 7). Die Kreisverstärkung ist umso höher und die Ausregelzeit umso kürzer, je höher die Durchtrittsfrequenz ist /2/.

Daraus folgt direkt die Strategie für den Reglerentwurf: Die in den dynamischen Regleranteilen, der Ventildynamik und der Reglerverstärkung (→ Kreisverstärkung) liegenden Freiheitsgrade sind so zu nutzen, dass der Gesamtfrequenzgang die geforderten Merkmale möglichst gut annähert. Anschaulich gesagt, ist der Teilfrequenzgang der Regelstrecke (d.h. Zylinderantrieb allein) so durch die frei gestaltbaren Teilfrequenzgänge zu verändern, dass der resultierende Gesamtfrequenzgang möglichst gut dem geforderten Idealverlauf entspricht. Damit liegt eine einfache und universell anwendbare Optimierungsstrategie vor, mit der man interaktiv sehr einfach einschleifige Lageregler mit einem sinnvollen Kompromiss zwischen Aufwand und Nutzen erhält. Der Vorteil dieses Verfahrens besteht zudem darin, dass die Ventildynamik als freier Entwurfsparameter berücksichtigt wird.

Diese Regelungskonzepte weisen allesamt keinen bleibender Regelfehler im Führungsverhalten auf, sehr wohl aber prinzipbedingt einen mehr oder weniger großen bleibenden Regelfehler im Störverhalten. Da bei einer Regelstrecke mit integralem Verhalten wie hier echt integrale Regleranteile aus Stabilitätsgründen problematisch sind, kommen lediglich Integrierer mit Anti-Windup-Anteilen in Frage. Eine in der Hydraulik verbreitete, bewährte Variante dieser Art ist der schaltende Integrierer. /9/

4.2 Druck-/ Kraftregelung

Nun soll eine entsprechende ebenfalls recht universell einsetzbare Methode zur Auslegung des Reglers im Fall einer Druck- bzw. Kraftregelung vorgestellt werden. Auf die Unterschiede zwischen Kraft- und Druckregelung wird hier nicht näher eingegangen. Der Druck kann nur dann als nahezu äquivalente Ersatzregelgröße für die Kraft herangezogen werden, wenn die Reib- und die Beschleunigungskräfte vernachlässigbar sind, siehe /1/.

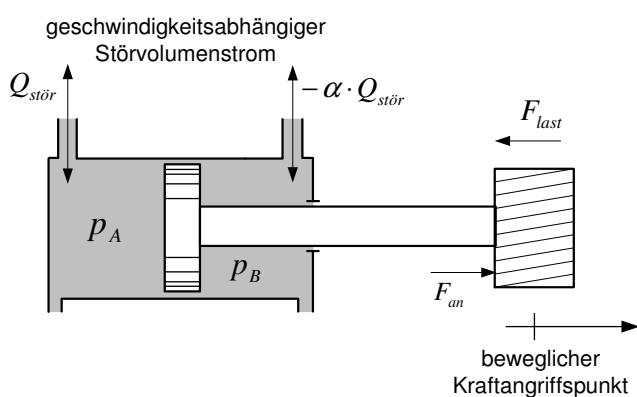


Bild 9: Betrachtungsweise für die Druckregelung

herangezogen werden, wenn die Reib- und die Beschleunigungskräfte vernachlässigbar sind, siehe /1/.

Für den Aufbau einer Druckregelung ist eine etwas andere, leider kaum verbreitete Sichtweise der Aufgabenstellung sehr hilfreich. Ist der Druck Ausgangsgröße der Regelstrecke, gelangen alle hinter dem Drucksignal liegenden Teile des Signalfussplans in die Rückführung (Bild 9). Zudem wird in dieser Rück-

kopplung der Zusammenhang zwischen Kolbenbewegung und verbundener Kraftwirkung beschrieben. Abgesehen von dem praxisfernen Fall einer idealen Feder ist dieser genaue Zusammenhang kaum bekannt. Da auch

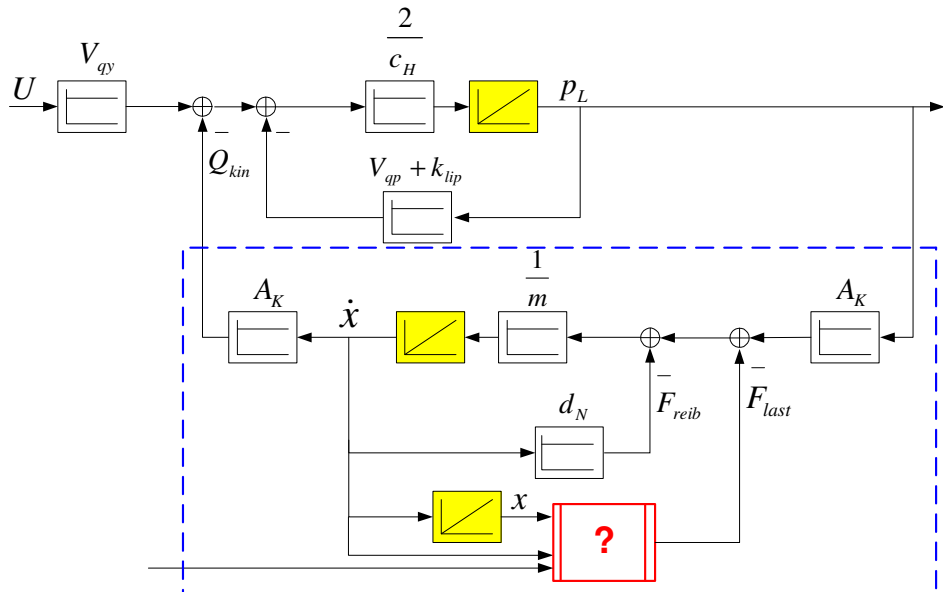


Bild 10: Signalflussplan der Druckregelstrecke (I)

die externe unbekannte Lastkraft F_{last} auf diese Rückkopplung einwirkt, macht es wenig Sinn, im Signalflussplan Zusammenhänge darzustellen, von denen lediglich bekannt ist,

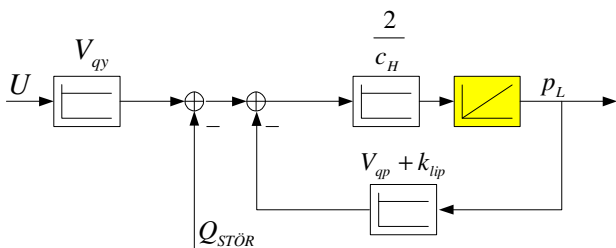


Bild 11: Signalflussplan der Druckregelstrecke (II)

durch die Bewegung des Kolben verursacht wird (Bild 10). Die Ursache der Kolbenbewegung ist dabei unerheblich. Mit dieser Betrachtungsweise ist der Lastdruck die Regelgröße, die Kolbenbewegung die unbekannte Störgröße. Es besteht keine kausale Kopplung der Bewegung zur Lastkraft.

Der Führungsfall dieser Regelung ist der Druckaufbau bei festgehaltenem Kolben, eine Bewegung ist die Ursache eines Störvolumenstroms als neue Störgröße. Der Regler wird

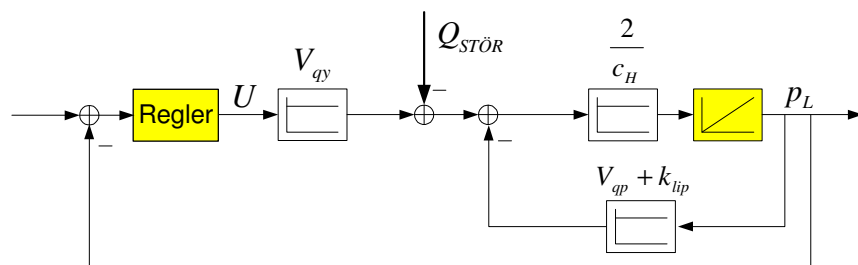


Bild 12: Führungsverhalten der Druckregelstrecke

nun nach dem Kompensationsprinzip auf das Führungsverhalten ausgelegt (PI). Die Streckendynamik sollte sich an den Leistungsdaten des vorgesehenen Ventils orientie-

ren, da der Nenndurchfluss des Ventils den maximal möglichen Druckgradienten dieser Konfiguration bestimmt.

Kommt es bei der Druckregelung, wie in der Realität üblich, zu Bewegungen des Kraftangriffspunktes, treten sehr große Regelabweichungen auf.

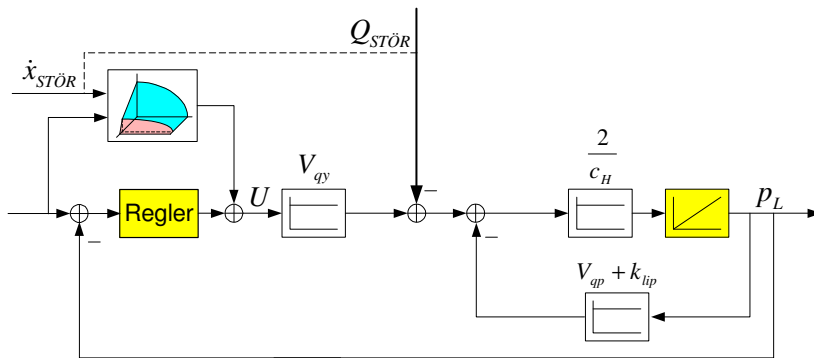


Bild 13: Gesamtkonzept der Druckregelung

Da der I-Anteil diese nur sehr langsam ausregeln kann, ist es sinnvoll die Geschwindigkeit des Kraftangriffspunktes als Ursache des Störvolumenstromes zu erfassen und über einen Vorsteuerzweig zu kompensieren, wie bereits 1989 in /3/ vorgeschlagen.

In /4/ wird eine modifizierte Variante vorgestellt, die sich auch über den Ansatz der modellbasierten Druckregelung ergibt, mit welchem deutlich bessere Ergebnisse erzielt werden (Bild 13).

5 Modellbasierte Trajektorienregelung

Nachdem in Kapitel 2 bereits auf die Grundidee der modellbasierten Trajektorienregelung eingegangen wurde, soll nachfolgend der Entwurf des Vorsteuerzweiges vorgestellt werden. Dieser basiert auf dem System mathematischer Modellgleichungen, welches den ventilgesteuerten hydraulischen Linearantrieb als dynamisches System beschreibt. Unter Vernachlässigung der Ventildynamik handelt es sich im Fall der Lageregelung um ein System.

3.Ordnung, bei dem die Regelgröße Weg mit der Geschwindigkeit und der Beschleunigung über zwei Integratoren verknüpft sind. Im Fall einer Druck- oder Kraftregelung liegt ein System 2.Ordnung vor, bei dem die Regelgröße Druck mit der Druckänderung über einen Integrator verknüpft ist. Daraus folgt direkt, dass als Sollverläufe („Trajektorien“) nur solche Kurvenverläufe sinnvoll sind, die durch entsprechende Integrationen gebildet werden können, d.h. sie müssen im Fall der Lageregelung zweimal bzw. im Fall der Druckregelung einmal differenzierbar sein.

Gesucht ist das zugehörige Stellsignal y , das zum gewünschten Trajektorienverlauf führt und zudem die relevanten Modellgleichungen erfüllt. Mit den Annahmen $p_T = 0$, $Q_L = 0$ und $p_0 = \text{const.}$ ergeben sich für den ventilgesteuerten hydraulischen Linearantrieb die in Bild 14 aufgeführten Modellgleichungen.

$$m \cdot \ddot{x} = A_A \cdot p_A - \alpha \cdot A_A \cdot p_B - F_{last} - F_{reib} \quad (1)$$

$$p_L = p_A - \alpha \cdot p_B \quad (2)$$

$$\dot{p}_L = \dot{p}_A - \alpha \cdot \dot{p}_B \quad (3)$$

$$Q_{KA} = Q_{ZUA} - Q_{ABA} - Q_{KINA} - Q_{LA} \quad (4)$$

$$Q_{KB} = Q_{ZUB} - Q_{ABB} - Q_{KINB} - Q_{LB} \quad (5)$$

$$Q_{KA} = \frac{V_A(x)}{E_{\text{öl}}} \cdot \dot{p}_A \quad (6)$$

$$Q_{KB} = \frac{V_B(x)}{E_{\text{öl}}} \cdot \dot{p}_B \quad (7)$$

$$Q_{KINA} = A_A \cdot \dot{x} \quad (8)$$

$$Q_{KINB} = -\alpha \cdot A_A \cdot \dot{x} \quad (9)$$

$$Q_A = Q_{ZUA} - Q_{ABA} = f_A(p_A, y) \quad (10)$$

$$Q_B = Q_{ZUB} - Q_{ABB} = f_B(p_B, y) \quad (11)$$

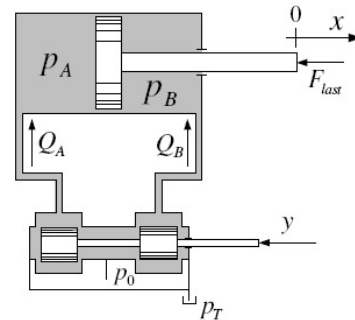
Sowie

$$x = \int \dot{x} dt \quad (12)$$

$$\dot{x} = \int \ddot{x} dt \quad (13)$$

$$p_A = \int \dot{p}_A dt \quad (14)$$

$$p_B = \int \dot{p}_B dt \quad (15)$$



Nomenklatur (Z= Kammer Z)

y	Stellsignal	[%]
x	Position	[cm]
p _Z	Druck in Z	[bar]
p _L	Lastdruck	[bar]
F _{last}	Lastkraft	[kN]
F _{reib}	Reibkraft	[kN]
Volumenströme:		
Q _{KZ}	Kompressions-V	[l/min]
Q _{ZUZ}	Zufließender V.	[l/min]
Q _{ABZ}	Abfließender V.	[l/min]
Q _{KINZ}	Kinematischer V.	[l/min]
Q _{LZ}	Leckage-V.	[l/min]
V _Z	Volumen von Z	[cm ³]
E _{öl}	Elastizitätsmodul	[bar]
α	Flächenverhältnis	[]
A _Z	Fläche von Z	[cm ²]

Bild 14: Modellgleichungen des hydraulischen Zylinderantriebes

Es geht somit darum, zu jedem Regelzeitpunkt das aktuelle Stellsignal y mithilfe des Gleichungssystems 1-11 zu berechnen. Ist die Position die Regelgröße, sind über die Solltrajektorie die Werte x, \dot{x}, \ddot{x} bekannt. Wird der Druck (oder die Kraft) geregelt, sind über die Solltrajektorie die Werte p_L, \dot{p}_L gegeben.

5.1 Modellbasierte Bestimmung des Stellsignals für Lageregelung

Für den Fall der Lageregelung ergibt sich aus dem mathematischen Gleichungssystem (Gln. 1- 11) folgendes: Unter der Annahme, die Reibung F_{reib} sei in erster Näherung vernachlässigbar, liegen 11 Gleichungen mit den 14 Unbekannten

$$p_A, \dot{p}_A, p_B, \dot{p}_B, p_L, \dot{p}_L, F_{last}, Q_A, Q_{KINA}, Q_{KA}, Q_B, Q_{KINB}, Q_{KB}, y$$

vor. Um dieses Gleichungssystem lösen zu können, benötigt man drei Zusatzinformationen über irgendwelche der unbekanntenen Signale. Dann kann das gesuchte Stellsignal y zu jedem Zeitpunkt als Lösung des Gleichungssystems bestimmt werden. Der Vorsteuerzweig ist damit nichts anderes als ein Algorithmus, der dieses Gleichungssystem löst. Die Lösung ist in manchen Fällen analytisch, zumindest jedoch numerisch möglich. Die Konvergenz der numerischen Lösung ist dabei sehr gut, da die Werte des letzten Rechenschrittes brauchbare Startwerte für den nächsten Rechenschritt darstellen; vor-

ausgesetzt es treten keine Unstetigkeitsstellen in den Signalverläufen auf, was durch spezielle Vorfilter vermieden werden kann (siehe Kap. 5.4).

Die benötigten drei Zusatzinformationen, die dieses Gleichungssystem lösbar machen, können (sinnvolle!) Annahmen oder Informationen sein, die aufgrund von Messungen des Prozesszustandes gewonnen werden.

Stellvertretend für die Vielzahl der Varianten seien nachfolgend zwei angesprochen: In manchen Fällen kann man davon ausgehen, dass die Kompressionsvolumenströme Q_{KA} und Q_{KB} vernachlässigbar klein sind ($Q_{KA} = 0, Q_{KB} = 0$). Wird zudem eine der drei Größen p_A, p_B oder F_{last} über eine entsprechende Sensorik erfasst, liegen die benötigten Zusatzinformationen vor. Entsprechendes gilt für den Fall, wenn man die Kammerdrücke p_A und p_B misst und davon ausgehen kann, dass die Bestimmung der Druckgradienten aus den Druckmessungen möglich ist.

Je mehr auf Messungen zurückgegriffen wird, umso genauer wird das errechnete Stell-signal den gewünschten Trajektorienverlauf im Rahmen der Messgenauigkeit herbeiführen können. Selbstverständlich steigt dem entsprechend der zu treibende Rechen- und Hardwareaufwand (Sensorik, schneller Datentransfer). Für den jeweiligen Applikationsfall ist ein geeigneter Kompromiss zwischen Aufwand und Zugewinn an Performance zu

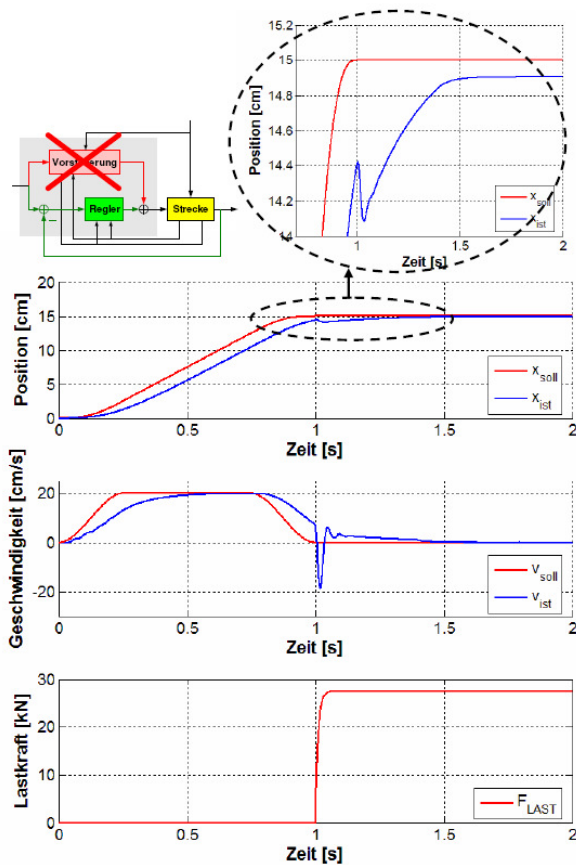


Bild 15: Konventionelle Lageregelung (ohne integrale Anteile)

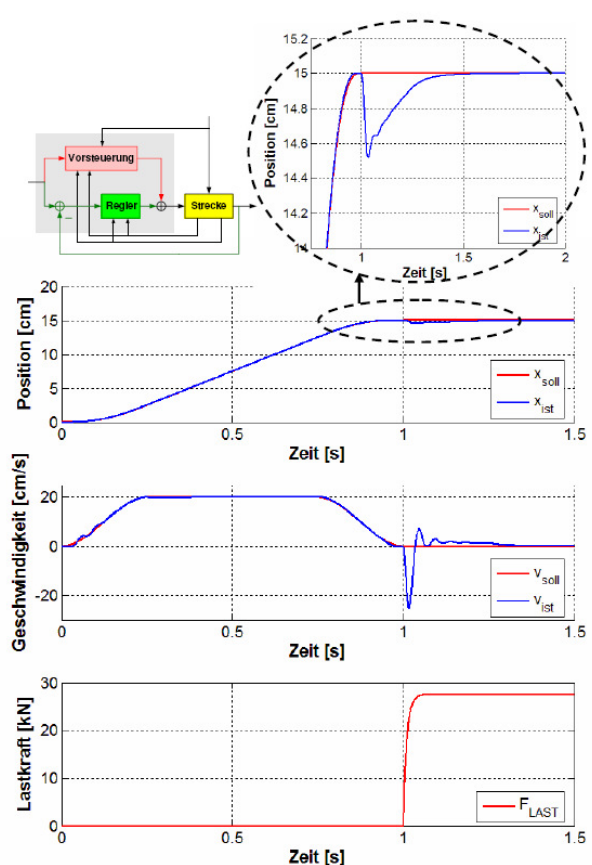


Bild 16: Modellbasierte Lageregelung

finden. Generell ist zu bedenken, dass bei dem vorliegenden Motion-Control-Ansatz weiterhin der Regelkreis permanent parallel arbeitet, welcher verbleibende Regelfehler auch als Folge nicht vollständig korrekter Annahmen oder Messungen ausgleichen kann.

Ergebnisse der modellbasierten Lageregelung sind in Bild 15 und 16 im Vergleich zu einem reinen Positionsregelkreis dargestellt.

5.2 Modellbasierte Bestimmung des Stellsignals für die Druck-/ Kraftregelung

Für den Fall einer Druck- bzw. Kraftregelung lassen sich entsprechende Aussagen ableiten. Betrachtet man wieder das mathematische Gleichungssystem 1-11, bleibt für den Fall der Druck-/ Kraftregelung folgendes festzustellen: Über die einmal differenzierbare Trajektorie sind die beiden Vorgabewerte p_L, \dot{p}_L bekannt. Unter der wiederholten Annahme einer vernachlässigbaren Reibkraft F_{reib} hat man damit 11 Gleichungen mit den 15 Unbekannten:

$$p_A, \dot{p}_A, p_B, \dot{p}_B, F_{\text{last}}, x, \dot{x}, \ddot{x}, Q_A, Q_{\text{KIN A}}, Q_{\text{KA}}, Q_B, Q_{\text{KIN B}}, Q_{\text{KB}}, y$$

Um dieses Gleichungssystem lösen zu können, benötigt man jetzt vier Zusatzinformationen über irgendwelche dieser unbekanntenen Signale. Auch hier werden stellvertretend für die Vielzahl der Varianten einige genannt:

1.1) Kompressionsvolumenströme $Q_{\text{KA}} = 0, Q_{\text{KB}} = 0$

1.2) x und \dot{x} aus Messung bekannt

oder

2.1) x, \dot{x} und \ddot{x} aus Messung bekannt

2.2) p_A oder p_B aus Messung bekannt

oder

3.1) x und \dot{x} aus Messung bekannt und $m \cdot \ddot{x}$ vernachlässigbar

3.2) p_A oder p_B aus Messung bekannt

oder

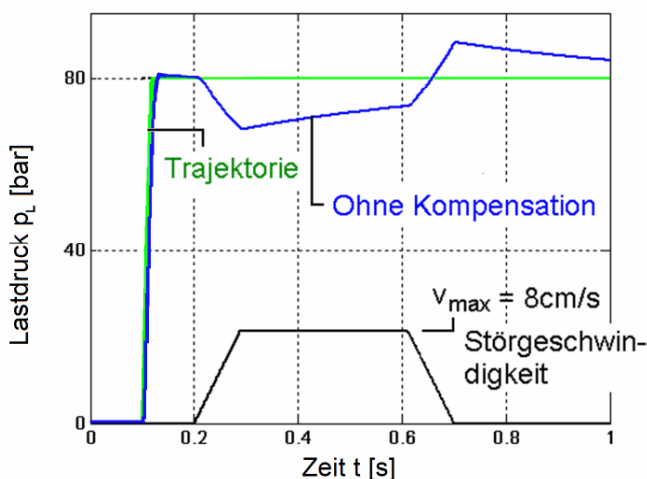


Bild 17: Konventionelle Druckregelung

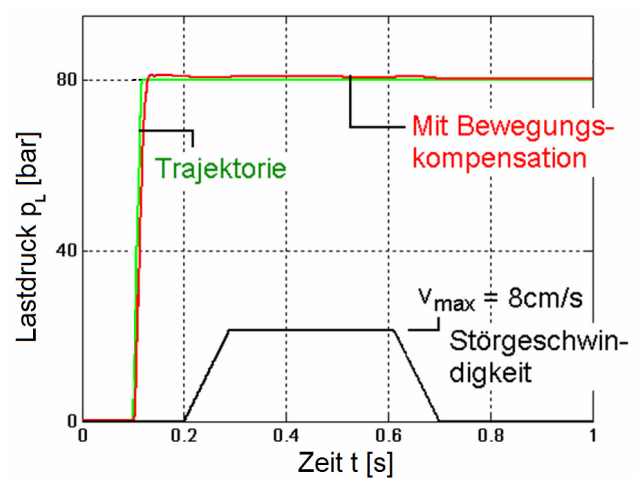


Bild 18: Modellbasierte Druckregelung

- 4.1) x und \dot{x} aus Messung bekannt
- 4.2) p_A und p_B aus Messung bekannt

Auch für den Fall der Druck- oder Kraftregelung gilt bezüglich der Entscheidung zwischen Annahmen oder Messungen und bezüglich der Frage des Aufwandes und der Effizienz das bereits Gesagte zur Lageregelung.

Ergebnisse der modellbasierten Druckregelung sind in Bild 17 und 18 im Vergleich zu einem reinen Regelkreis dargestellt.

5.3 Messtechnische Online-Identifikation des Antriebskennfeldes

Der beschriebene modellbasierte Ansatz bringt eine beachtliche Steigerung der Regelgüte, erhöht jedoch den Realisierungsaufwand. Es werden schnelle hochauflösende Sensoren für die benötigten Regel- oder Modellhilfsgrößen benötigt, ebenso hinreichend hochdynamische Servoventile. Auch die Existenz eines hinreichend genauen nichtlinearen Modells, also des nichtlinearen Antriebskennfeldes, ist unverzichtbar. Die Bestimmung des Kennfeldes wird allerdings problematisch, wenn die Daten der verwendeten Komponenten – insbesondere die Ventildaten – nicht mit hinreichender Genauigkeit verfügbar sind. Ein solcher Sachverhalt liegt jedoch oft bei Ventilen mit großen Nenngößen vor.

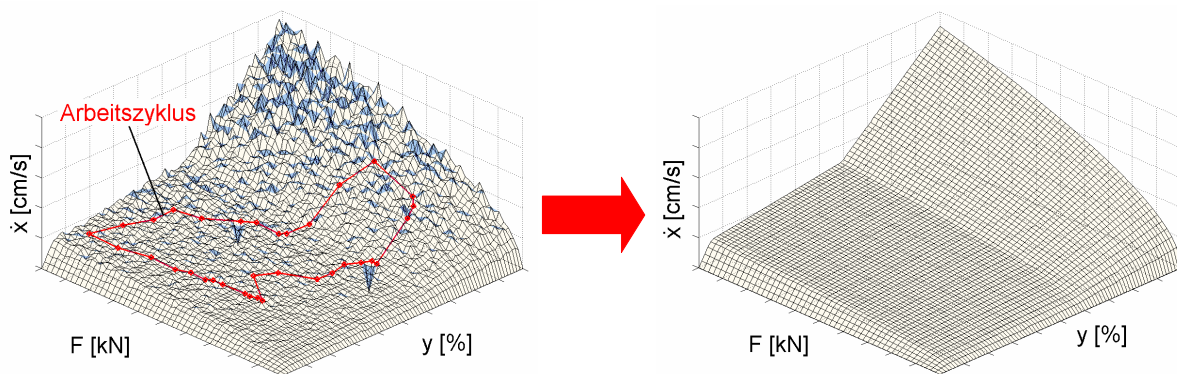


Bild 19: Zum Prinzip der Online-Identifikation des Antriebskennfeldes

Für diese Fälle wird nachfolgend auf ein neues Verfahren hingewiesen, mit dem das Kennfeld des gesamten Antriebs auch ohne Prüffeld bestimmt werden kann. Die Idee ist einfach: Jeder Arbeitspunkt des Antriebskennlinienfeldes ist durch die Kenntnis der Werte Kraft, Geschwindigkeit und Ansteuersignal eindeutig definiert. Die Kraft und die Geschwindigkeit stehen wiederum in eindeutigem Zusammenhang zu den hydraulischen Prozessgrößen des Lastdruckes und des Volumenstromes. Zeichnet man bei einem ausgeführten Antrieb während der regulären Arbeitszyklen diese Signale online im Hintergrund auf, lassen sich Stützpunkte des gesuchten Kennlinienfeldes errechnen. Auch eine Korrektur der sich überlagernden dynamischen Effekte (z.B. Kompressionsvolumenströme) ist möglich. Das Problem besteht anschließend darin, aus diesen Punkt-

mengen auf ein allgemeingültiges Kennlinienfeld zu schließen sowie messtechnisch bedingte Fehler (Monotonieverletzungen) zu erkennen und zu korrigieren. Ansätze nach dem Verfahren der Ausgleichsrechnung oder des Modell Fitting sind hier wegen der bereichsweise unterschiedlichen Modellfunktionen nicht anwendbar.

Unter Verwendung von Algorithmen aus der Bildverarbeitung wurde in /1/ und /10/ ein Verfahren entwickelt, welches dieses Problem in allgemeingültiger Form löst. Da dieses Identifikationsverfahren online an der realen Maschine läuft und ohne spezielle Messapparaturen auskommt, eignet es sich auch dazu, Phänomene wie Drift oder Kantenverschleiß im Hintergrund des laufenden Prozesses zu erkennen.

5.4 Vorfilter

Die Idee der Trajektorienregelung besteht wie dargestellt darin, über einen Vorsteuerzweig ein Stellsignal zu generieren, welches das gewünschte Verhalten des Antriebs erzeugt.

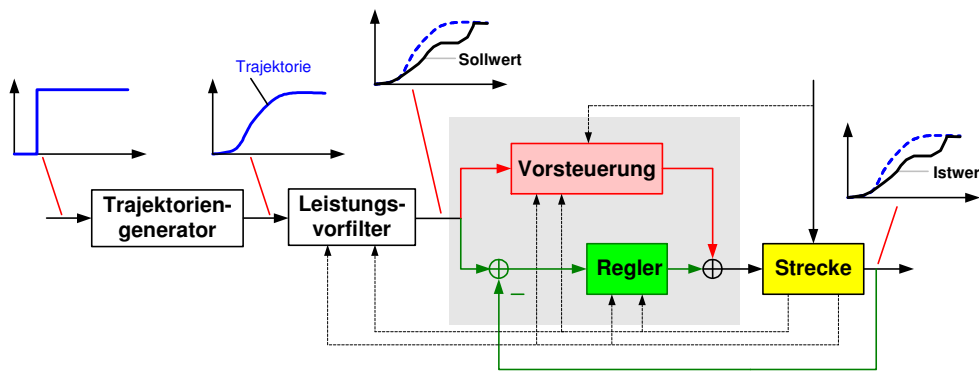


Bild 20: Trajektorienregelung mit Vorfilter

Dazu wird in der Vorsteuerung das Modell der Strecke abgelegt. Allerdings berücksichtigt dieses Modell die real sich ergebenden Leistungsbegrenzungen nicht.

Deshalb kann es vorkommen, dass die vorgegebene Solltrajektorie zu Betriebszuständen führen würde, die beispielsweise der Antrieb wegen der aktuell wirkenden Störgröße leistungsmäßig nicht umsetzen kann. Soll- und Istwert laufen auseinander, sodass der Regler sinnlose Stellsignale erzeugen würde. Somit müssen sinnlose Sollvorgaben bereits im Vorfeld vermieden werden. Dies kann der Trajektorien-generator jedoch nicht leisten, da z.B. bei der Wegvorgabe die aktuell wirkenden Lastkräfte und damit die am Arbeitspunkt tatsächlich zur Verfügung stehenden Leistungsreserven unbekannt sind. Doch da bei einer modellbasierten Regelung der aktuelle Arbeitspunkt im Antriebskennfeld bekannt ist, könnte die Lösung darin bestehen, die aktuellen Leistungsreserven in der Weise zu bestimmen und die Solltrajektorie daraufhin in Echtzeit entsprechend zu korrigieren, dass dem Antrieb lediglich Sollwerte vorgegeben werden, welche er tatsächlich umsetzen kann. Diese Aufgabe konnte durch die Entwicklung eines modellbasierten Vorfilters gelöst werden /4/, /7/.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Der Beitrag zeigt einen einfachen, transparenten und durchgängigen Weg auf, modellbasierte Regelungskonzepte für servohydraulische Lage- oder Druck-/ Kraftregelungen bei ventilgesteuerten Zylinderantrieben aufzubauen. Es wurde gezeigt, dass von der linearen und nichtlinearen Modellbildung bis hin zum Reglerentwurf heute alle anstehenden z. T. rechenintensiven Entwurfsaufgaben mit den verfügbaren Werkzeugen der Computeralgebra gelöst werden können. Dadurch ist schon in der Entwurfsphase eine recht genaue Vorhersage des Systemverhaltens möglich. Hier nutzt die Servohydraulik in der Praxis heute die sich bietenden Möglichkeiten noch viel zu wenig aus. Will die Servohydraulik ihren Platz als konkurrenzfähige und für viele Anwendungen ideale Antriebstechnik behaupten, besteht an dieser Stelle dringender Handlungsbedarf.

7 Quellenverzeichnis

- /1/ Anders, Peter: Zum Hintergrund von hyTRax und encoTRive, Firmenschrift TR-Systemtechnik GmbH, Trossingen, 2005
- /2/ Mann, Heinz/ Schiffelgen, Horst: Einführung in die Regelungstechnik, Carl Hanser Verlag, München, 1988
- /3/ Forster, Ingbert: Elektrohydraulische Lastsimulation, Dissertation, RWTH Aachen, 1988
- /4/ Naar, Daria: Modellbasierte Regelungskonzepte an hydraulischen Servoantrieben, Master Thesis, Hochschule Furtwangen University, 2006
- /5/ Anders, Peter: Digitale Regelungstechnik, Umdruck zur Vorlesung, Selbstverlag Hochschule Furtwangen University, 2002
- /6/ Bublitz, Roland: Moderne hydraulische Achsregler – Anforderungen, Leistungsspektrum und praktische Anwendung, Vortrag, Kolloquium über Energieübertragung und Signalverarbeitung durch Fluide, IFAS Aachen, 2007
- /7/ Ströbel, Simon: Modellbasierte Positionsregelung an Hydraulikachsen, Master Thesis, Hochschule Furtwangen University, 2008
- /8/ Anders, Peter: Servomechanismen, Umdruck zur Vorlesung, Selbstverlag Hochschule Furtwangen University, 2002
- /9/ N. N.: Unterlagen zu hyTRax, Firmenschrift TR-Systemtechnik GmbH, Trossingen, 2007
- /10/ Wey, Torsten: Nichtlineare Regelungssysteme, Teubner Verlag, Stuttgart, 2002