

Einfache Möglichkeiten zur effizienten Realisierung kompakter elektrohydraulischer Servoachsen

Prof. Dr.-Ing. Peter Anders HS Furtwangen University
Dipl.-Ing. Ulrich Schwarz, TR-Electronic Trossingen
Dipl.-Ing. Daria Naar, TR-Electronic Trossingen

Simple ways for an efficient realisation of compact electrohydraulic servo drives

Electric and hydraulic servo drives are quite different: they have different physical basics, different transfer characteristics and different pros and cons. In general, electric drives are a little bit easier to be controlled, at least in case of higher level requirements. Nowadays, new model-based control concepts offer new ways to improve the control behaviour of hydraulic servo drives. Based on a rough comparison of both drive principles, this paper points out the actual state-of-the-art in control theory. In the second part, this paper provides an outline of the actual developments and, by a concrete example, it shows how such highly sophisticated solutions can be quite simply designed and realized.

Servo-hydraulic, motion control, model based predictive control, hyTRax

1. Einführung

Die elektrische und hydraulische Antriebstechnik sind zwei wichtige Möglichkeiten in der industriellen Automatisierungstechnik, um Bewegungs- und / oder Kraftverläufe sehr hoher Präzision zu erzeugen. Deshalb werden beide Antriebstechnologien oft in Konkurrenz zueinander gesehen und permanent mehr oder weniger sinnvollen Vergleichen unterzogen. Ein erstes Ziel dieses Vortrages ist es deshalb, an einem typischen Beispiel – dem ventilgesteuerten hydraulischen Zylinderantrieb – kurz die wichtigsten Merkmale, Gemeinsamkeiten und Unterschiede dieser Technologien aufzuzeigen. Ein wesentliches Ergebnis dieser Betrachtungen wird die deutlich andere systemtechnische Ausgangslage der beiden Antriebsvarianten sein. Hier weist ausgerechnet der altbekannte Zylinderantrieb einige unangenehme Besonderheiten auf, die eine Übertragung der von den elektromechanischen Antrieben bekannten Konzepte oft wenig sinnvoll macht. Allerdings können die hydraulischen Zylinderantriebe von regelungstechnischen Ansätzen profitieren, die mit dem heutigen Leistungsstand der Mikroelektronik auch mit vertretbarem Aufwand realisierbar geworden sind. Der Vortrag gibt in seinem zweiten Teil einen Abriss dieser Entwicklungstendenzen und zeigt am Beispiel des hyTRax der Fa. TR-Electronic eine einfache hochintegrierte Umsetzungsmöglichkeit auf.

2. Die elektromechanische und die hydromechanische Leistungsumsetzung

Dass hydraulische Antriebe Fluide – i.a. Öl – zur Kraft- und Leistungsübertragung nutzen, ist hinlänglich bekannt; dass dort im Gegensatz zu den elektrischen Antrieben nun einfach Öl statt Strom fließt, ist aber eine in jeder Hinsicht fatal falsche Be-

hauptung. Das folgt schon aus der Betrachtung des grundsätzlichen Wirkprinzips dieser Motore: Von speziellen Varianten einmal abgesehen, besteht der Wirkmechanismus von Elektromotoren vereinfacht gesagt darin, dass ein bewegter Magnet einen anderen hinterher zieht. Den hydraulischen Fall könnte man hingegen eher als flüssige Schubstange beschreiben: Der Druck einer gekammerten Flüssigkeit erzeugt eine Antriebskraft und bewegt einen Teil der Wandung.

Schon diese sehr simple Betrachtungsweise erklärt eine wichtige Tatsache: Hinsichtlich der Kraftdichte, also des Quotienten Kraft pro Bauvolumen, ist im Mittel der hydraulische Antrieb dem elektrischen Pendant etwa um einen Faktor 5-7 überlegen.

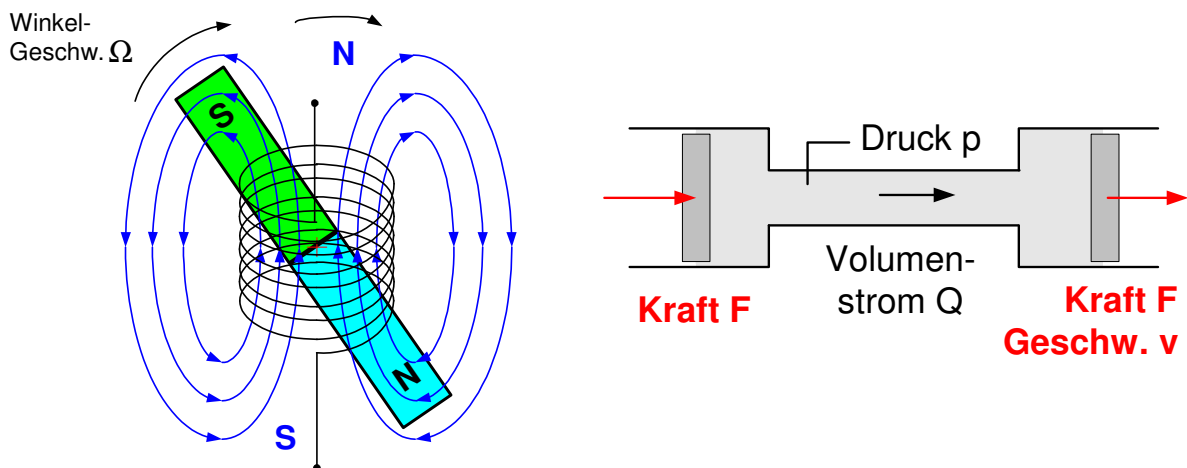


Bild 1: Vergleich elektrisches und hydrostatisches Wirkprinzip

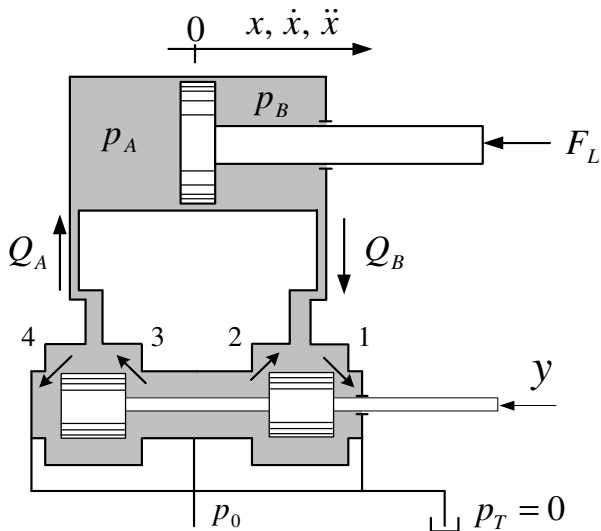
Das lässt sich mit den gerade erläuterten Wirkprinzipien einfach erklären. Um die Leistung elektrischer Antriebe zu vergrößern, müsste man entweder die Wicklungsanzahl bzw. den Strom erhöhen oder den Permanentmagneten vergrößern. Daraus folgt letztlich immer direkt oder indirekt ein merklicher Zuwachs der Masse und damit des Bauvolumens der Antriebe. Um die Leistung hydraulischer Antriebe zu steigern, muss man einfach den Systemdruck erhöhen. Hierzu ist baulich nur eine geringfügige Anpassung der Wandstärke und der Dichtungspakete nötig, die das Bauvolumen insgesamt kaum signifikant vergrößern. Der hydraulische Antrieb ist hinsichtlich seiner Kraftdichte konkurrenzlos und bis heute allen Elektromotoren weit überlegen.

Ein großer Vorteil der hydraulischen Antriebstechnik ist, dass sich mit Zylindern Linearbewegungen auch bei großen Kräften einfach erzeugen lassen. Elektrisch benötigt man dazu spezielle Linearantriebe oder, vor allem bei hohen Kräften, mechanische Baugruppen zur Umsetzung der rotatorischen in eine translatorische Bewegung (d.h. Getriebe, Zahnritzel oder bei höheren Anforderungen an die Präzision Kugelumlaufspindeln). Eine solche Linearumsetzung ist ein erheblicher Kostenfaktor solcher Antriebslösungen, im Fall extrem rauer Rahmenbedingungen (Stöße, Schläge) ist die Standfestigkeit zudem technologisch ein enormes Problem.

Des Weiteren ist in der Hydraulik ein Halten großer Kräfte einfach möglich: Man muss dazu lediglich die Druckkammern mit den gespannten Ölfedern z.B. über das Ventil absperren; zum Halten der Kraft ist im Prinzip keine Leistung aufzubringen, wohingegen bei elektrischen Antrieben permanent ein hoher Stromfluss notwendig ist, um entsprechende Momente halten zu können.

Die Hydraulik hat andererseits aber auch wesentliche systemspezifische Schwachpunkte, die sich signifikant auswirken. Vor allem Leckage, Geräusch und die vergleichsweise komplizierte Leitungsführung sind allesamt Punkte, für die nur mit hohem Aufwand und größter Sorgfalt befriedigende Lösungen gefunden werden können. Der schlechte Wirkungsgrad wird in diesem Zusammenhang auch immer genannt. Allerdings sind bei der Vielzahl an existierenden Varianten der Leistungsumsetzung im hydraulischen wie auch im elektrischen Fall so pauschale Aussagen nicht zutreffend und somit wenig hilfreich.

3. Gegenüberstellung des Übertragungsverhaltens



Beim Übertragungsverhalten gibt es sowohl signifikante Unterschiede als auch überraschende Gemeinsamkeiten zwischen den beiden Antriebstechnologien. Wenn man das Übertragungsverhalten beschreibt, müsste man zunächst sagen, von welchen stetig stellbaren Antriebsvarianten man elektrisch und hydraulisch spricht. Dies würde auf eine Vielzahl von Einzelvergleichen hinauslaufen und den Rahmen dieses Beitrags sprengen. Orientiert man sich an den klassischen Servoantrieben, lassen sich dennoch einige grundlegende Aussagen machen.

Bild 2: Ventilsteuerter Zylinderantrieb

Versucht man das dynamische Verhalten durch ein einfaches lineares Streckenmodell zu beschreiben, wie es regelungstechnischen Entwurfsüberlegungen meist zugrunde liegt, so ergibt sich beim elektrischen wie auch beim hydraulischen Zylinderantrieb ein PT2-Verhalten zwischen dem Ansteuersignal und der Geschwindigkeit als Ausgangsgröße. Allerdings treten beim hydraulischen Antrieb viel mehr nichtlineare Effekte auf, die bei der Modellbildung „wegidealisiert“ werden. Das hydraulische Modell ist eine deutlich „gröbere“ Beschreibung des Systemverhaltens als das im elektrischen Fall.

Versucht man das dynamische Verhalten durch ein einfaches lineares Streckenmodell zu beschreiben, wie es regelungstechnischen Entwurfsüberlegungen meist zugrunde liegt, so ergibt sich beim elektrischen wie auch beim hydraulischen Zylinderantrieb ein PT2-Verhalten zwischen dem Ansteuersignal und der Geschwindigkeit als Ausgangsgröße.

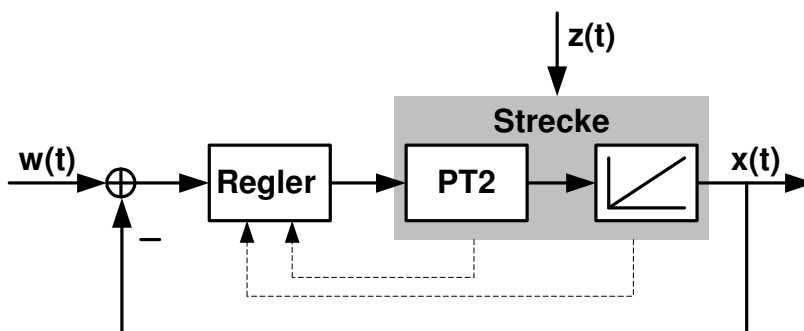


Bild 3: PT2-I-Strecke im Lageregelkreis

Zudem unterscheidet sich das typische Übertragungsverhalten der beiden Antriebstypen, auch wenn es im Einzelfall durchaus Ausnahmen und Gegenbeispiele gibt. Tendenziell kann man sagen, dass ein hydraulischer Antrieb typischerweise höhere

Eigenfrequenzen und deutlich geringere Dämpfungsgrade aufweist als sein Pendant mit vergleichbarer Leistung, wie man anhand der Geschwindigkeits-Sprungantwort

ten erkennt: Der Hydraulikmotor ist typischerweise erheblich dynamischer, weist aber eine wesentlich geringere Dämpfung auf. Kleine Dämpfungsgrade um 0,1 sind bei Hydraulikantrieben nicht selten, während sich die Elektromotore meist im überdämpften Bereich $D > 0,7$ liegen.

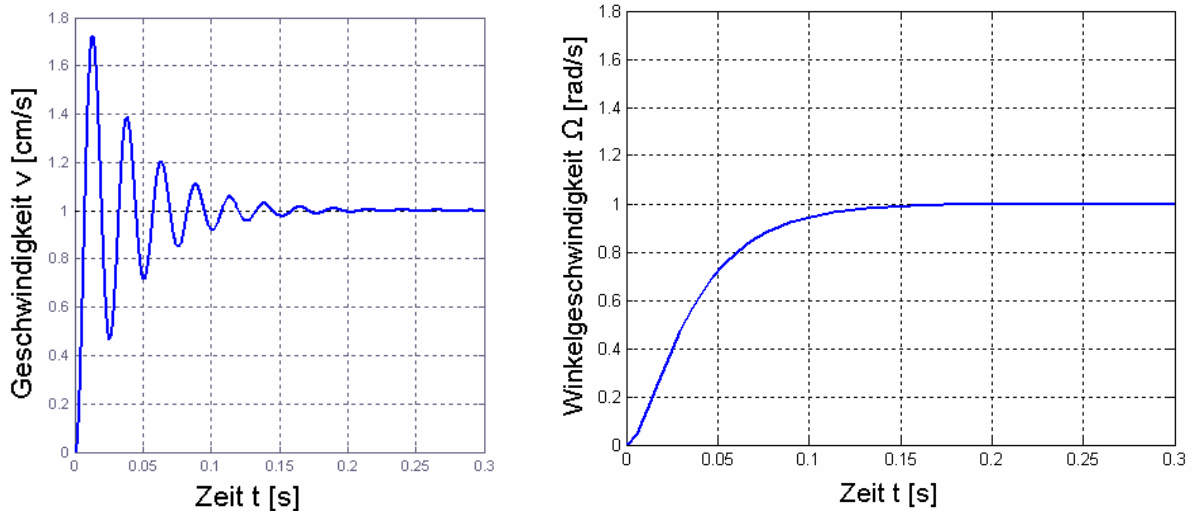


Bild 4: Geschwindigkeits-Sprungantwort eines hydraulischen und elektrischen Antriebs im Kleinsignalbereich (normiert)

Die hohen Eigenfrequenzen kann man einfach damit erklären, dass beim Zylinderantrieb der Kolben als Masse zwischen Ölvolumina eingespannt ist, die bei hohen Drücken wie harte Federn wirken. Im elektrischen Fall wirken die Magnetfelder an den Polschuhen wie relativ weiche Federn. Zudem sind, wie bereits erwähnt, die bewegten Massen bei hydraulischen Antrieben vergleichsweise klein. Je kleiner die Masse und je steifer die einspannenden Federn, desto höher die Eigenkreisfrequenz.

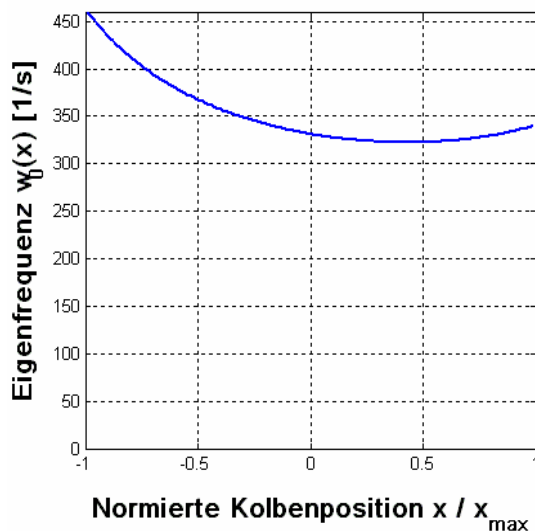


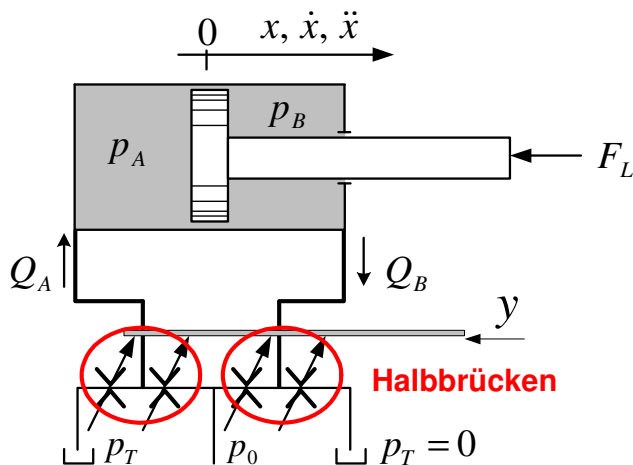
Bild 5: Verlauf der Eigenkreisfrequenz über dem Hub

Betrachtet man einen hydraulischen Zylinderantrieb mit einem Servo- bzw. Propventil als Stellglied genauer, so weist ausgerechnet diese wichtigste und verbreitetste Variante einige weitere spezielle Nichtlinearitäten auf. So ist die angesprochene Antriebsdynamik stark von der Position des Kolbens abhängig. Dieser ist wie gerade erwähnt zwischen zwei Ölfedern eingespannt. Um die Mittellage sind diese Federn noch annähernd gleich steif. Doch in den Randlagen wird eine Ölfeder sehr klein und folglich sehr steif und die andere umgekehrt sehr weich. Deshalb steigt die resultierende Federsteifigkeit zu den Randlagen hin und damit erhöht sich auch die Eigenkreisfrequenz stark, was bei der Wahl der Abtastzeit im Fall einer digitalen Regelung zu berücksichtigen ist.

Auch das Servoventil eines solchen Antriebs birgt weitere Nichtlinearitäten in sich. So bildet jede Kante des Ventils einen turbulenten Strömungswiderstand. Ein Volumenstrom, der über einen solchen Widerstand fließt, weist damit eine wurzelförmige Abhängigkeit von der treibenden Druckdifferenz auf. Für den Volumenstrom Q_A in die Kammer A gilt beispielsweise: ($y_{\text{eff-}i}$ effektive Öffnung der Kante i bei Stellkobenhub y)

$$Q_A = k_{bl3} \cdot y_{\text{eff}3} \cdot \sqrt{p_0 - p_A} - k_{bl4} \cdot y_{\text{eff}4} \cdot \sqrt{p_A - p_T}$$

Für Positionierantriebe kommen in der Praxis lediglich Ventile mit einer so genannten negativen Überdeckung in Frage. Der Steuerschieber bildet hier zwei gekoppelte hydraulische Halbbrücken („Spannungsteiler“). Über diese Druckteiler können die



Drücke in den Kammern und damit die Kolbenkraft stufenlos gestellt werden. In diesem so genannten Vierkantenstellbereich liegen die Betriebspunkte für den Stillstand bzw. für Kriechgeschwindigkeiten mit oder ohne Lastkraft. Bei größeren Stellsignalen wird der Schieber soweit verschoben, dass schließlich nur noch jeweils eine Steuerkante geöffnet ist und der gesamte Volumenstrom in die betreffenden Kammern fließt. In diesem so genannten Zweikantenstellbereich liegen die Betriebspunkte für das eigentliche Verfahren mit oder ohne Lastkraft. Diese Zusammenhänge zwischen Volumenstrom, Kammerdrücken, Kolbengeschwindigkeit, Kolbenkraft und Ansteuersignal sind zwar mathematisch beschreibbar, und im Kern als Kennlinienfeld darstellbar, in der Handhabung und Anwendung aber nicht gerade trivial.

Bild 6: Druckstellung in den Zylinderkammern über zwei gekoppelte Halbbrücken

Bei den in der Praxis eingesetzten Zylinderantrieben handelt es sich vorwiegend um Zylinder mit einer Kolbenstange, um keinen Nutzraum unnötig zu verbauen. Auch die Integration eines Wegmesssystems in den Antrieb wäre nicht mehr möglich. Durch die einseitige Kolbenstange wird der Antrieb jedoch unsymmetrisch. Die Dynamik des Druckaufbaus und die Verfahrensgeschwindigkeit sind damit verfahrungsabhängig unterschiedlich.

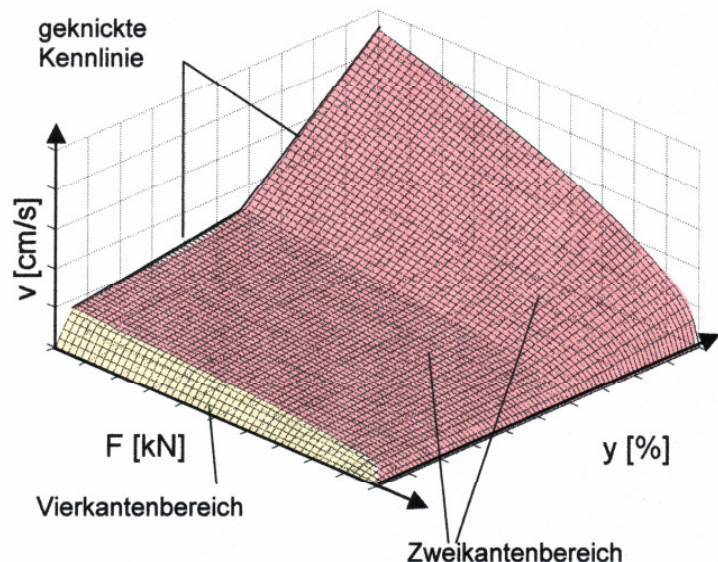


Bild 7: Stationäres Kennlinienfeld eines ventilgesteuerten hydraulischen Zylinderantriebs (1.Quadrant)

Hydraulische Zylinderantriebe sind Direktantriebe, d.h. die Lastmasse ist direkt am Antrieb befestigt, während die Lastmasse bei Elektromotoren meist über ein Getriebe angekoppelt ist. Damit geht bei Elektromotoren die angehängte Lastmasse umgekehrt proportional zum Quadrat des Übersetzungsverhältnisses i ein und ist bei hohen Übersetzungsverhältnissen vernachlässigbar: Der elektrische Antrieb „spürt“ im wesentlichen nur die Motormasse als Trägheit. Der hydraulische Antrieb „spürt“ hingegen die Lastmasse voll, wobei die eigene Kolbenmasse gegenüber den angehängten Massen meist vernachlässigbar ist.

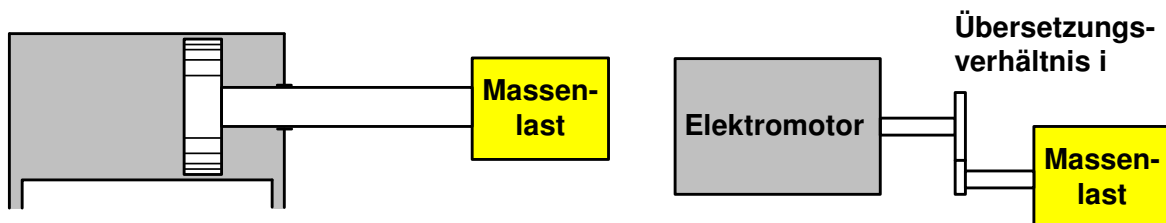


Bild 8: Direkt- bzw. Getriebeantrieb

Die vom Motor „gespürte“ Masse bestimmt entscheidend die Eigenfrequenz des Antriebs und damit seine gesamte Eigendynamik. Die Reglerauslegung basiert wiederum auf der Eigendynamik der Regelstrecke. Bei Elektromotoren mit hoher Getriebeübersetzung ändert sich die Eigenfrequenz in Abhängigkeit der angehängten Massenlasten kaum. Deshalb können deren Regler unabhängig von den auftretenden Lastmassen bereits beim Hersteller brauchbar voreingestellt werden. Im hydraulischen Fall macht die Reglereinstellung am „nackten“ Antrieb wegen der starken Abhängigkeit der Eigendynamik von den anhängenden Lastmassen hingegen keinen Sinn.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass der hydraulische Antrieb im allgemeinen, und der verbreitete ventilgesteuerte Zylinderantrieb im besonderen, Nichtlinearitäten, Betriebspunktabhängigkeiten und andere unangenehme Eigentümlichkeiten aufweist. Bei höheren Ansprüchen an das Übertragungsverhalten des Servosystems sind solche Effekte deshalb beim Systementwurf sorgsam zu berücksichtigen, um böse Überraschungen am realen Antrieb zu vermeiden.

4. Konventionelle regelungstechnische Lösungen

4.1 Lageregelung

Stand der Technik bei der Lageregelung hydraulischer Servoachsen ist heute der dreischleifige Algorithmus, der neben der Regelgröße Position auch die Hilfsregelgrößen Geschwindigkeit und Beschleunigung zurückführt. Nach der Regelungstheorie lässt sich über drei proportionale Rückführungen einer Regelstrecke 3. Ordnung – wie es die hydraulische Servoachse darstellt – jede beliebige Eigendynamik aufprägen. Über die Hilfsregelgröße Beschleunigung kann die Dämpfung des Antriebs direkt und gezielt erhöht werden; die Hilfsregelgröße Geschwindigkeit erhöht die Eigenfrequenz stark und verringert die Dämpfung ein wenig. Dass dennoch eine freie Vorgabe der Dynamik des Regelkreises in der Praxis nicht möglich ist, liegt daran, dass mit zunehmender Erhöhung der Eigendynamik die auftretenden Stellsignale stark anwachsen, so dass die in der Realität gegebenen, im linearen Modell jedoch nicht vorhandenen Begrenzungen den realen Möglichkeiten Grenzen setzen. Zudem

wird bei der theoretischen Betrachtung vorausgesetzt, dass das Stellglied so schnell sei, dass seine Eigendynamik gegenüber der Regelstrecke vernachlässigbar sei.

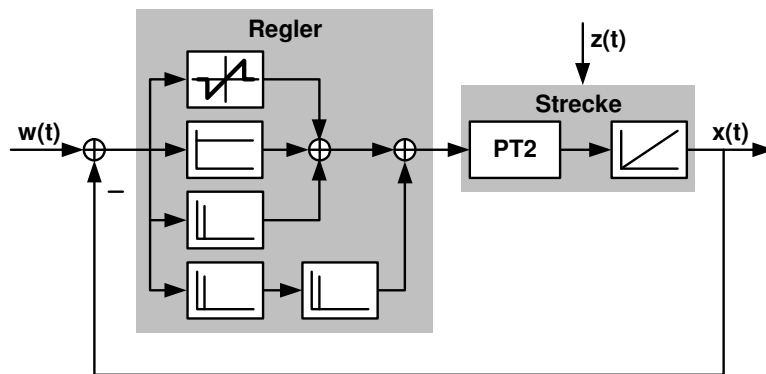


Bild 9: Dreischleifiger Lageregler mit schaltendem Integrierer

Bei Regelstrecken mit PT2-I-Verhalten tritt bei vernachlässigbarer Reibung im Führungsverhalten auch bei Reglern ohne integralen Anteil kein bleibender Regelfehler auf, wohl aber im Störverhalten. Integrale Regleranteile wie z.B. in einem PID-Regler regeln reibungs- oder lastkraftbedingte Regelfehler stationär zwar aus, führen aber zu signifikanten Überschwingern.

Deshalb kommen hier, wenn überhaupt, nur spezielle, nicht starr an den Regelfehler gekoppelte Integriervarianten zur Anwendung (z.B. schaltende Integrierer).

Die bisherigen Aussagen gelten allgemein für PT2-I-Strecken und dadurch gleichermaßen für elektrische wie für hydraulische Antriebe. Damit enden leider die Gemeinsamkeiten. Hydraulische Antriebe sind wie erwähnt hochdynamisch, jedoch schlecht gedämpft. Eine Geschwindigkeitsrückführung analog zur Tachorückführung verändert die Eigendynamik in die falsche Richtung und nutzt deshalb nichts. Eine Beschleunigungsrückführung wäre die ideale Maßnahme; die genaue und hochdynamische Messung der Beschleunigung ist allerdings teuer. Hier wird als Ausweg häufig versucht, das Beschleunigungssignal statt durch Messung, über Beobachter- oder Differenziererschaltungen aus dem Positionssignal zu errechnen. Doch gerade bei höherdynamischen Systemen liefern diese Algorithmen oftmals Signale, die wegen hoher überlagerter Rauschanteile und / oder Totzeiten für die Regelung kaum brauchbar sind. Hier konnten in den letzten Jahren dank immer schnellerer und hochauflösenderer Wegsensoren deutliche Verbesserungen erzielt werden. Darüber hinaus würde es Sinn machen, die rechnerische Bestimmung der Hilfsregelgrößen in die Sensorelektronik auszulagern, um keine kostbare Rechenzeit im Regler für die Bereitstellung von Signalen zu verschwenden.

Als Alternative zur Beschleunigungsrückführung wird in der Praxis der Lastdruck in den Kammern gemessen und im Regler verarbeitet, da dieser zumindest bezüglich des Führungsverhaltens dem Beschleunigungssignal proportional ist: Die Druckkraft ist Ursache für die einsetzende Beschleunigung. Allerdings ist die erzielbare Laststeifigkeit und die Übergangsdynamik bei einer Störung mit einer Beschleunigungsrückführung besser als bei einer Druckrückführung. Als letzte uralte Maßnahme zur Erhöhung der Dämpfung gibt es in der Hydraulik den Trick, Bypassdrosseln zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite einzubringen. Diese Erzeugung von internen Verlusten sind zwar eine einfache und wirksame Maßnahme, aus energetischen Gründen jedoch unzeitgemäß.

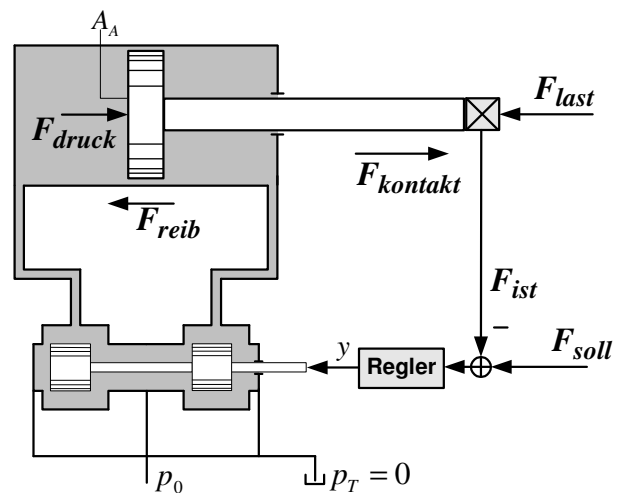
Damit wird die vergleichsweise schlechte regelungstechnische Ausgangslage hydraulischer Servoachsen gegenüber den elektrischen Antrieben deutlich. Differenzielle

Regleranteile oder Geschwindigkeitsrückführungen (Tachosignal) sind meist kontraproduktiv. Beschleunigungsrückführungen wären dynamisch viel wichtiger als im elektrischen Fall, doch ihre direkte oder indirekte Realisierung ist aufwändig und wird darüber hinaus zunehmend ineffektiv, wenn die Ventildynamik nicht deutlich über der Streckendynamik liegt und es deshalb zu Verzögerungen im Signalkreis kommt. Da hydraulische Antriebe meist hochdynamisch sind, ist das vielfach eine sehr schwer zu erfüllende Forderung. Abschließend sei angemerkt, dass zu allem Überfluss das Äquivalent zur Ersatzregelgröße Lastdruck im elektrischen Fall der Strom ist, der meist einfacher zu messen ist als die Beschleunigung.

Die erläuterten Zusammenhänge sind der Grund für die Tatsache, dass bei vielen hydraulischen Lageregelungen, allein aus Gründen des technischen und finanziellen Aufwands, nur einfache P-Regler eingesetzt und bei Bedarf um einen schaltenden Integrierer zur Vermeidung von bleibenden Regelfehlern ergänzt werden.

4.2 Druck- / Kraftregelung

Etwas besser sieht die Situation im Fall der Druck- bzw. der Kraftregelung aus. Die Druckregelung ist in den Fällen vernachlässigbarer Reibkräfte eine einfachere und kostengünstigere Alternative zur Kraftregelung. Im Gegensatz zur Wegregelung, die unabhängig von äußeren Gegebenheiten aufgebaut werden kann, macht eine Druck- oder Kraftregelung nur Sinn, wenn von der Antriebsumgebung eine entsprechende Gegenkraft aufgebracht werden kann.



Solange der Angriffspunkt der Last F_{last} sich nicht bewegt, kann die Strecke regelungstechnisch als PT1-Glied modelliert werden. Da die hier auftretenden Zeitkonstanten sehr klein sind, empfiehlt es sich, die Ventildynamik im Streckenmodell zu berücksichtigen. Für die sich hierbei ergebenden Konstellationen lassen sich nach dem altbekannten Frequenzkennlinienverfahren Regler mit integralem Anteil entwerfen, die zu sehr guten Regelergebnissen führen. Für den Fall mit bewegtem Kraftangriffspunkt wurde schon vor geraumer Zeit eine Vorsteuerung zur Bewegungskompensation vorgeschlagen, die heute bei gehobenen Lösungen stand der Technik ist. Hierbei handelt es sich um eine

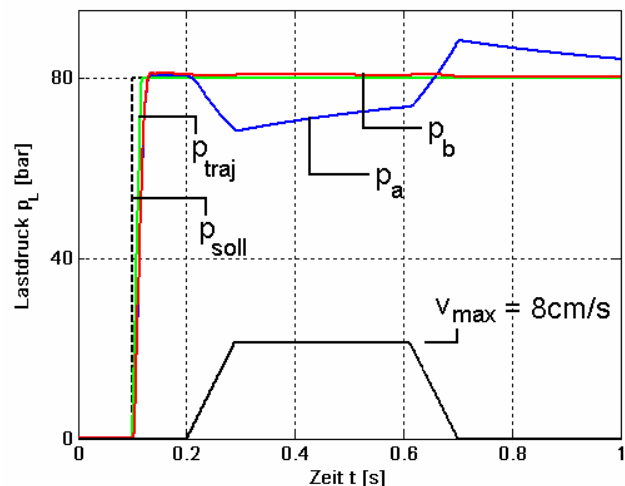


Bild 10: Oben: Kraftregelkreis
Unten: Dynamisches Verhalten im Druckregelkreis ohne (p_a) und mit (p_b) Bewegungskompensation

modellbasierte Maßnahme, die recht pragmatisch entwickelt wurde und als Vorläufer dessen angesehen werden kann, was heute unter Begriffen wie Model Based Predictive Control oder Trajektorienregelung etc. systematischer und mit allgemeinem theoretischem Background entwickelt wird.

4.3 Schlagfreies Umschalten im Betrieb

Da die enorme Kraftdichte ein prinzipbedingtes Merkmal hydraulischer Antriebe ist, werden diese sinnvollerweise häufig bei Applikationen eingesetzt, wo in verschiedenen Phasen genaue Weg- und Kraftverläufe mit hohen Kräften gefahren werden müssen; so bei Pressen, in der Umformtechnik, bei Spritzgießmaschinen usw. Eine gleichzeitige Regelung von Kraft und Weg ist nicht möglich, da es sich nicht um dynamisch unabhängige Größen handelt. Deshalb kommen hybride Konzepte zum Einsatz: Entweder wird der Weg geregelt und im Hintergrund der Druck überwacht und in die Systemsteuerung einbezogen, oder es wird umgekehrt der Druck bzw. die Kraft geregelt und der Weg überwacht bzw. in die Systemsteuerung einbezogen.

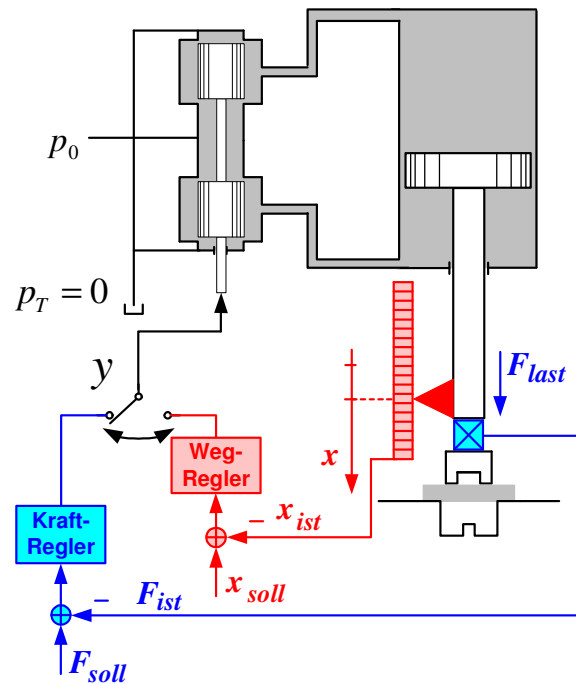


Bild 11: Zum Umschalten zwischen Kraft- und Wegregelung

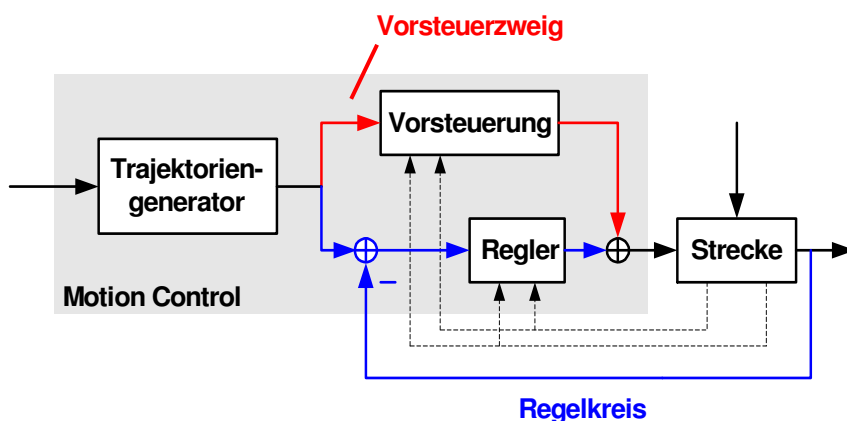
Viele dieser Fertigungsprozesse verlangen während des Betriebs ein Umschalten von der Weg- zur Kraftregelung und wieder zurück. Dieses Umschalten muss schlagfrei erfolgen, d.h. der Übergang von einem Regelmodus zum anderen darf am Werkstück nicht in Form eines Schlages bemerkt werden. Ein solches schlagfreies Umschalten ist keineswegs trivial. Anschaulich wird von einem Augenblick auf den anderen der eine Signalkreis (z.B. Weg) unterbrochen und der andere (z.B. Kraft) aktiviert. Es wäre großer Zufall, wenn der Signalkreis für die Druckregelung am Umschaltzeitpunkt das gleiche Stellsignal und damit aus Sicht des Antriebs keine erkennbaren Veränderungen zur Folge hätte. Im Gegenteil, im Normalfall treten hier signifikante Schläge auf, die prozessseitig meist unerwünscht oder unzulässig sind. Einen schlagfreien Übergang bieten spezielle Umschaltalgorithmen, die in modernen Druckreglern heute integriert sind.

5. Aktuelle Entwicklungen auf der Signalseite

5.1 Modellbasierte Ansätze

Nach einer längeren, eher von Detailentwicklung geprägten, Phase ist in der letzten Zeit wieder Bewegung in den Bereich der hydraulischen Motion Control gekommen. Unter den unterschiedlichsten Bezeichnungen werden modellbasierte Steuerungs- und Regelungskonzepte entwickelt. Im Kern ist es die Renaissance der altbekannten Vorsteuerung; nun auf einem höheren technologischen Level. Theorieseitig wurde

sie durch den vergleichsweise neuen Ansatz der flachen dynamischen Systeme angeregt. Die gemeinsame Grundidee dieser Konzepte ist einfach und nahe liegend: Woher das für den gewünschten Kraft- oder Bewegungsverlauf notwendige Stellsignal kommt, ist letztlich gleichgültig. Es vollständig im Regler aus dem Regelfehler zu gewinnen, ist der Weg bei klassischen Regelkreisen, was nur bedingt Sinn macht: Schon der Begriff Regelfehler weist daraufhin, dass der Antrieb in diesen Phasen nicht an dem Betriebspunkt ist, der ihm über das Führungssignal als Zielgröße vorgegeben wird. Will man diesen Fehler klein halten, muss der Regler als Kopplung zwischen Regelfehler und Stellsignal „scharf“ eingestellt werden, d.h. die Kreisverstärkung wird hoch getrieben. Dabei nähert man sich zunehmend dem Stabilitätsrand. Um die einsetzende Instabilität zu vermeiden, verwendet man höherwertige Regler, welche die Eigendynamik verbessern sollen. Mit zunehmender Komplexität werden diese natürlich immer anfälliger gegen Signalfehler oder Parameterschwankungen. Gerade hier stellt das ausgeprägt nichtlineare Übertragungsverhalten eines hydraulischen Zylinderantriebs den Ingenieur vor eine schwierige Aufgabe.



An dieser Stelle setzen die modellbasierten Verfahren an. Zum einen verfügt man heute über recht genaue Kenntnisse über das reale Systemverhalten, zum andern über hervorragende mathematische Handwerkszeuge. Nutzt man diese Möglichkeiten, lassen sich auch unter realen Randbedingungen höherwertige Steuerungs- und Regelungskonzepte entwickeln.

Bild 12: Struktur der modellbasierten Regelung

Dabei werden in so genannten Trajektoriengeneratoren Sollwertverläufe $w(t)$ generiert, aus denen auf der Basis der bekannten Modelleigenschaften die Vorsteuerung Stellsignalverläufe berechnet, welche die gewünschten Bewegungs- oder Kraftverläufe erzeugen. Soll das System somit anteilig über den Vorsteuerzweig rein gesteuert geführt werden, sollten natürlich nur solche Trajektorien generiert werden, die vom System umgesetzt werden können. Begrenzungen und Betriebspunktabhängige Leistungsreserven sollten vom Trajektoriengenerator daher berücksichtigt werden.

Dem Regler bleibt im Rahmen dieser Struktur die Aufgabe, die Auswirkungen von Ungenauigkeiten und Unzulänglichkeiten des Modells, sowie den verbleibenden Einfluss von Störgrößen, auszuregulieren. Dabei ist es von Vorteil, dass sich bei diesem Konzept Regler- und Vorsteueranteil prinzipbedingt nicht gegenseitig beeinflussen oder sogar stören. Das Konzept hat einige weitere hochinteressante Merkmale: Neben der weniger scharfen und damit weniger anfälligen Reglereinstellung werden wesentliche Nichtlinearitäten in der Vorsteuerung berücksichtigt, d.h. sie wirken sich entsprechend weniger aus. Die Entwicklung und Umsetzung solcher Konzepte ist mit den heute verfügbaren Möglichkeiten der Rechnertechnik problemlos möglich.

Eine seit längerem bekannte modellbasierte regelungstechnische Maßnahme ist die bereits angesprochene Geschwindigkeitskompensation bei Druck- oder Kraftrege-

lungen mit bewegtem Angriffspunkt. Bewegt sich der Kraftangriffspunkt und damit der Kolben aus beliebigem Grund, besteht das Problem darin, dass sich dem – zur Aufrechterhaltung der Kammerdrücke erforderlichem – Kompressionsvolumenstrom Volumenströme überlagern, die zum Füllen bzw. Leeren der Druckkammern aufgebracht werden müssen. Diese sind bereits bei kleinen Geschwindigkeiten wesentlich größer als die Kompressionsvolumenströme. Da der Gesamtvolumenstrom über die Steuerschieberstellung gestellt wird, die über den Regelfehler generiert wird, treten in den Bewegungsphasen sehr große geschwindigkeitsproportionale Regelabweichungen auf. Erfasst man diese Geschwindigkeit über Sensoren, können anhand der modellbasierten Systemzusammenhänge genau die notwendigen Steuersignalanteile generiert werden, welche die geschwindigkeitsbedingten Anteile des Regelfehlers kompensieren.

Auch bei der Lage- oder Druckregelung wurden bereits Vorsteuersignalanteile zur Verbesserung des Regelverhaltens in kritischen Fällen eingesetzt. Diese Lösungen basierten jedoch auf individuellen und oft halbempirischen Ansätzen. Die derzeit laufenden Entwicklungen zielen darauf ab, dies zunehmend systematischen, folglich gesicherten und zielstrebigem Entwurfsverfahren zugrunde zu legen. Hier werden derzeit vor allem pragmatische Ansätze verfolgt, die versuchen, den beachtlichen Rechen- und Implementierungsaufwand der von der Regelungstheorie vorgeschlagenen Konzepte durch Einbringen zusätzlicher gemessener Prozessgrößen auf ein praxisgerechtes Maß zu reduzieren. Erste umgesetzte Lösungen beweisen zum einen die Machbarkeit und zum anderen die Leistungsfähigkeit dieser modellbasierten Ansätze. Die Güte dieser vorgesteuerten Konzepte hängt allerdings sehr stark von der Dynamik der eingesetzten Sensoren und Stellglieder (Servoventile) ab.

5.2 Rechnergestützte Online-Identifikation nichtlinearer Modelle

Basis all dieser beschriebenen modellbasierten Ansätze ist die Verfügbarkeit eines entsprechend genauen Antriebsmodells. Ein Kernstück des Modells ist das stationäre Kennlinienfeld des Antriebssystems, also des Verbundes von Zylinder und Ventil. Es ist zum einen in mehrfacher Hinsicht nichtlinear, wobei sich die Nichtlinearitäten des Zylinders und des Ventils überlagern. Das Kennlinienfeld lässt sich mit den heutigen Werkzeugen der Computermathematik bestimmen, wenn die erforderlichen Daten mit der entsprechenden Genauigkeit verfügbar sind. Das ist aber gerade bei Ventilen nicht immer der Fall; vor allem bei sehr großen Ventilen wegen fehlender Messplätze oder bei einfachen Ventilen aus Preisgründen (relativ hohe Toleranzen). Hierauf konnte durch das geschickte Zusammenspiel von Systemtechnik, numerischer Mathematik und heutiger Rechenleistung ein faszinierender Ausweg gefunden werden. Beschreibt das Modell die Gesamtheit aller möglichen Betriebszustände, muss jeder Betriebszustand, den das System einnimmt, die betreffenden Modellgleichungen erfüllen.

Allerdings erschweren stochastisch überlagerte Störungen eine direkte Identifikation. Die Methoden der klassischen Ausgleichsrechnung versagen, da verschiedene Ansatzfunktionen bereichsweise zum Tragen kommen, die Bereiche jedoch nicht a priori bekannt sind. Anschaulich gesprochen will man ein Kennlinienfeld identifizieren, weiß allerdings nicht, in welchen Bereichen welche Typen von Flächenfunktionen relevant sind. Es konnte über einen anderen Ansatz, der u.a. auf Ideen und

Konzepte der Bildverarbeitung zurückgreift, ein Verfahren entwickelt werden, welches das gesuchte Kennlinienfeld automatisch am laufenden System identifiziert.

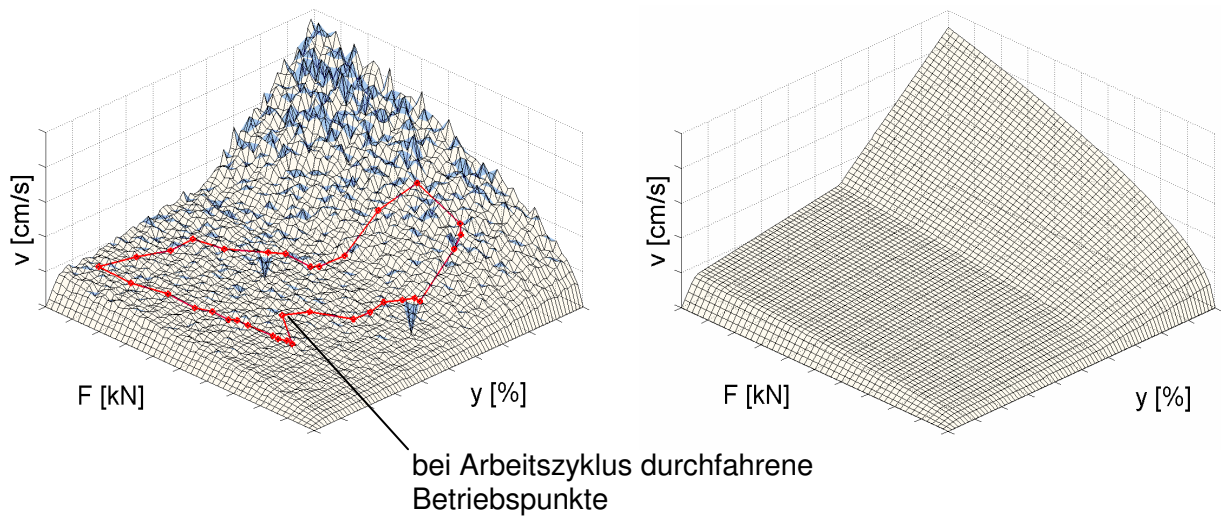


Bild 13: Bestimmung des Antriebskennlinienfeldes durch im Hintergrund laufende Online-Messungen (links Messergebnis, rechts berechnetes Kennlinienfeld)

Dabei sind keine speziellen Messkonfigurationen erforderlich; auch mühsame und anspruchsvolle numerische Rechnungen zur Bildung des Kennlinienfeldes aus etwaig vorhandenen Katalogangaben und Datenblättern entfallen. Im laufenden Betrieb werden lediglich die Schieberstellung, die Kammerdrücke und die Kolbengeschwindigkeit aufgezeichnet und ausgewertet. Dieses robuste automatische Verfahren zur Bestimmung des Kennlinienfeldes als Kernstück des Modells ist ein wesentlicher Schritt bei der praktischen Umsetzung modellbasierter regelungstechnischer Maßnahmen.

6. Praktische Realisierung am Beispiel des hyTRax

Verbleibt die letzte aber meist entscheidende Frage, wie derart komplexe Konzepte in die Praxis umgesetzt werden können; zum einen vom Entwurfs-, zum anderen vom Hardwareaufwand her. Ein interessanter anwenderfreundlicher Ansatz ist das Control Package hyTRax der Fa. TR-Electronic: hyTRax beinhaltet eine Hardwarekomponente und ein Dienstleistungsangebot.

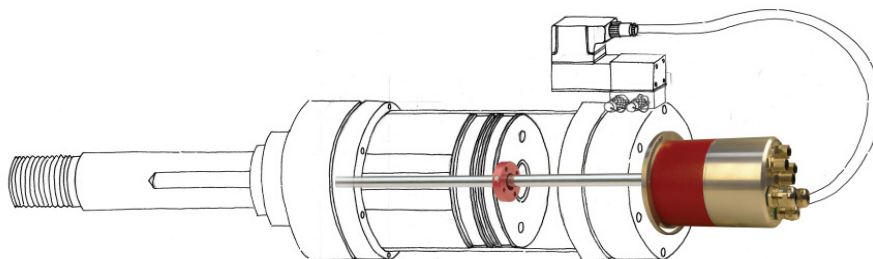


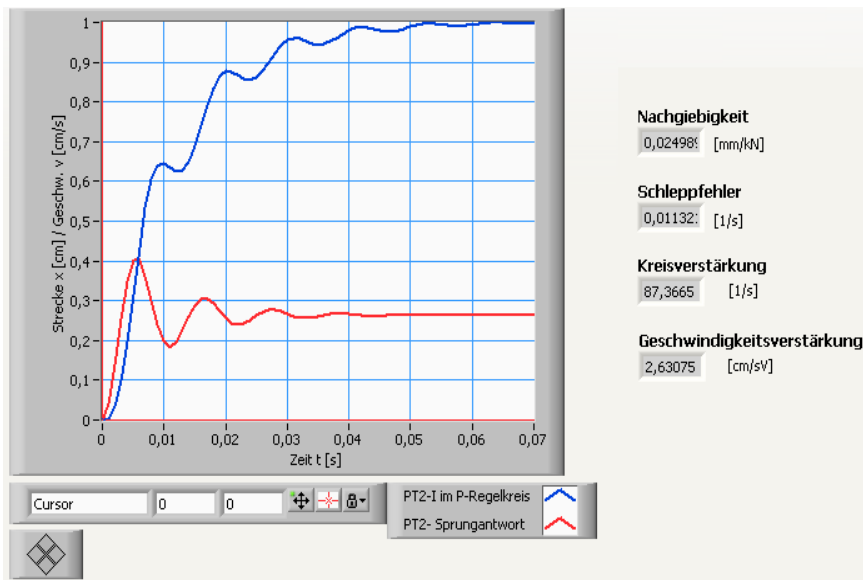
Bild 14: hyTRax – Die Symbiose von Regelung und Sensor zum Einbau in den Hydraulikzylinder

Hardwaremäßig ist hyTRax ein magnetostruktiver Weggeber, in den die gesamte Steuer- und Regelelektronik einer hydraulischen Servoachse integriert wurde. Das ist ein wichtiger Schritt beim Bestreben,

hydraulische Servoachsen als kompakte intelligente Subsysteme aufzubauen. Diese linear-absoluten Wegmesssysteme werden bei hydraulischen Zylinderantrieben häu-

fig – und gerne – in die hohl gebohrte Kolbenstange integriert. Für diese Symbiose von Wegsensor und Regelelektronik sprechen eine Reihe von Gründen: Zum einen benötigen alle hydraulischen Zylinderantriebe einen Weggeber, sogar bei Druck- oder Kraftregelungen z.B. zur Positionierung beim Ansetzen und Auffahren und zur Hintergrundüberwachung des Prozesses. Wenn damit praktisch jeder Servoantrieb einen Weggeber hat, ist es naheliegend, zwei elektronische Komponenten des Systems zu vereinen, da die Sensoren seit langem zur Kernkompetenz des Hauses TR gehören. Über entsprechende Schnittstellen können externe Signale sowohl der Kraft- bzw. Druckgeber oder anderer Sensoren als auch von Signalquellen erfasst werden. Die in hyTRax integrierte Reglerhardware ist im Kern eine einachsige Variante des Achtsachsreglers des modularen @ctiveAXIS Steuerungsbaukastensystems, das bereits in vielen hoch technisierten hydraulischen Anwendungen, insbesondere der Umformtechnik, erfolgreich eingesetzt wird. Schnittstellen zum übergeordneten Prozess sind bei hyTRax standardmäßig Feldbusse wie beispielsweise Profibus, über den auch die komplette Parametrierung der Achse durchgeführt werden kann.

Ein wesentlicher Vorteil der Integration der Steuer- und Regelelektronik in den Wegsensor ist, dass die Ventile frei aus der Vielzahl der am Markt verfügbaren Modelle ausgewählt werden können. Ob ein hochwertiges Servoventil oder ein preisgünstiges Propventil eingesetzt wird, hängt allein von den Anforderungen des Anwendungsfalles bzw. des Kunden ab. Hier liegt ein wesentlicher Unterschied zu den Konzepten anderer Anbieter, bei denen die gesamte Intelligenz des geregelten Systems in das Ventil integriert wird. Dabei muss das Stellglied aus der vergleichsweise kleinen Zahl derjenigen meist höherwertigen und vergleichsweise teuren Ventile ausgewählt werden,



den, die mit integrierter Elektronik verfügbar sind. Auch die in diesem Vortrag angesprochenen weitergehenden modellbasierten Regelungskonzepte sowie die Trajektoriengeneratoren werden in den Geber integriert. Vor dem Hintergrund dieser wachsenden Anforderungen an die Rechnerleistung wurde in einem parallelen Projekt eine neue, wesentlich leistungsfähigere Hardwareplattform mit einem hochmodernen flexiblen Softwarekonzept entwickelt, welches zudem dem Anwender die Möglichkeit bietet, einfache SPS-Funktionalitäten eigenständig in die Steuerung zu integrieren.

Bild 15: Rechnergestützte Systemauslegung bei hyTRax; hier: Grobauslegung des Systems

Der zweite Problempunkt in diesem Zusammenhang ist der zielstrebige und sichere Entwurf solcher nichttrivialen Regelungskonzepte. Gerade für anspruchsvollere Konzepte reicht die Auswahl der Komponenten allein über die Kriterien „geforderte Kraft“

und „notwendige Geschwindigkeit“ nicht aus. TR hat deshalb Auslegungsprogramme entwickelt, mit denen zunächst das hydraulische Gesamtsystem (Zylinder, Ventil, Aggregat) leistungsmäßig unter den gegebenen Randbedingungen vordimensioniert werden kann. Schon in diesem frühen Stadium werden Richtwerte für Kenngrößen wie Laststeifigkeit, Schleppfehler, Sprungantwortverhalten bestimmt.

In einem weiteren Schritt kann über speziell entwickelte Simulationsprogramme die Feinauslegung des Systems und die Vorparametrierung des Reglers erfolgen. Diese Dienstleistung wird vom Haus TR als Hersteller angeboten. Dabei können applikationsspezifische Gegebenheiten, wie Fahrsätze, Lastzyklen usw., realitätsnah mit hoher Genauigkeit virtuell durchgespielt werden. Die Umsetzung der entwickelten Lösung kann anschließend mit den verfügbaren bedienerfreundlichen Inbetriebnahmetools am Antrieb einfach realisiert werden. Für die Integration in die übergeordnete Systemsteuerung stehen verschiedene Hilfsmittel, wie z.B. vorbereitete Funktionsbausteine, zur Verfügung.

7. Zusammenfassung

Die Ausführungen machen deutlich, dass eine echte Konkurrenzsituation zwischen einer elektrischen und einer hydraulischen Lösung bei einer gegebenen Antriebsaufgabe in den meisten Fällen nicht besteht. Beide Antriebstechnologien haben prinzipbedingte Merkmale und decken folglich, abgesehen von wenigen Grenzfällen, unterschiedliche Anwendungsgebiete ab. Die hydraulische Antriebstechnik ist allein schon wegen des höher zu treibenden Aufwandes eine Nischendisziplin. Hydraulisch sollten nur solche Fälle gelöst werden, wo elektrische Lösungen spezifische Nachteile aufweisen. Sonst sollte man die Finger von hydraulischen Lösungen lassen, wenn es auch elektrisch geht, falls nicht spezielle Rahmenbedingungen – wie beispielsweise in der Mobilhydraulik – dafür sprechen. Der alte Streit zwischen Hydraulikern und Elektronikern ist technologisch nur schwer nachvollziehbar und deshalb unsinnig.

Entscheidet man sich für eine hydraulische Lösung und stellt höhere Anforderungen an das Leistungsvermögen, wird der signalseitig zu treibende Aufwand und die Auslegung schnell anspruchsvoll. Das ist wohl auch der Grund, weshalb die hydraulische Servotechnik dem von den elektrischen Antrieben bekannten Standard oft etwas hinterher hinkte. Mit den heute verfügbaren Möglichkeiten lassen sich nun regelungstechnische Methoden handhaben und umsetzen. Dabei stehen modellbasierte Ansätze im Mittelpunkt, mit denen die unangenehmen Nachteile der hydraulischen Antriebe als Regelstrecke weitgehend kompensiert werden können. Es handelt sich sicher erst um den Anfang der Entwicklung, doch erste umgesetzte Lösungen machen schon die bestehenden Perspektiven deutlich. Dass der erforderliche Auslegungs- und Realisierungsaufwand mit den heutigen Möglichkeiten der Rechnertechnik beherrscht werden kann, macht exemplarisch das von der Fa. TR-Electronic entwickelte Control Package hyTRax deutlich. Hier wurde durch die Integration der gesamten Steuerungs- und Regelungselektronik in den Wegsensor eine kompakte dezentrale Lösung geschaffen. Zusammen mit der zugehörigen Projektierungs- und Inbetriebnahmesoftware ist damit ein Weg aufgezeigt, solche modernen Konzepte zielstrebig, sicher, kostengünstig und anwenderfreundlich umzusetzen.

8. Literaturverzeichnis

- 1 Murrenhoff, H. Servohydraulik, Umdruck zur Vorlesung, Selbstverlag IFAS /RWTH Aachen, 2002
- 2 Anders, P. Servomechanismen, Umdruck zur Vorlesung, Selbstverlag HS Furtwangen University, 2002
- 3 Boes, C. Hydraulische Achsantriebe im digitalen Regelkreis, Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- 4 Naar, D. Modellbasierte Regelungskonzepte an hydraulischen Servoantrieben, Master Thesis, HS Furtwangen University, 2006
- 5 Wey, T. et al. Flachheitsbasierte Regelung – Folgeregelung eines hydraulischen Differentialzylinders, Forschungsbericht Nr. 11/97, GH Duisburg, Mess-, Steuer- und Regelungstechnik
- 6 Fliess, M. et al. Flatness and defect of non-linear systems, introductory theory and examples, Int. J. Control 61(6). 1327 – 1361, 1995
- 7 Graichen, K. et al. Inversionsbasierter Vorsteuerungsentwurf mit Ein- und Ausgangsbeschränkung, at 4/2006, Oldenburg Wissenschaftsverlag
- 8 N.N. Unterlagen zur Geberreihe LA, Firmenschrift, Fa. TR, Trossingen
- 9 N.N. Unterlagen zu hyTRax, Firmenschrift, Fa. TR, Trossingen