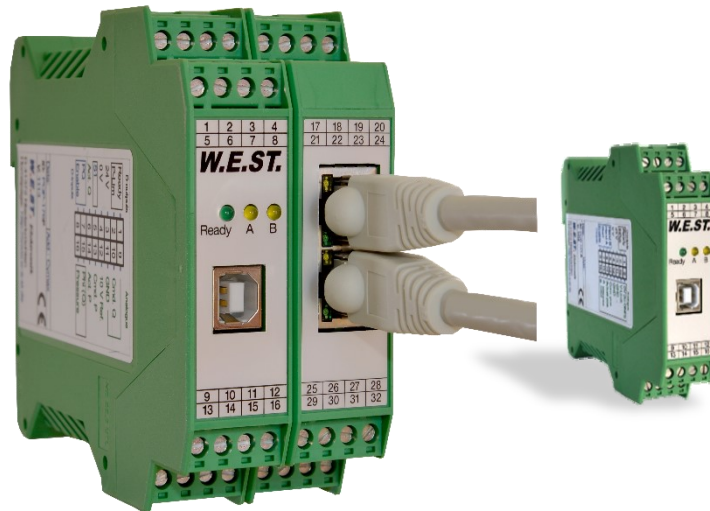


WEST

Application Note: AN-101

POS-123-U
POS-123-P
POS-123-U-SSI
POS-323-P
POS-124-U-PDP
POS-124-U-PFN
POS-124-U-ETC
UHC-126-U-PDP
UHC-126-U-PFN
UHC-126-U-ETC
und Gleichlaufregelungen

Positioniersteuerungen: Anforderungen an die hydraulische Auslegung



Electronics
Hydraulics meets
meets Hydraulics
Electronics

Inhaltsverzeichnis

1	Die hydraulische Achse	3
1.1	Vorteile der elektro-hydraulischen Positioniersteuerung mit Zylinderantrieben	3
1.1.1	Grundstruktur des Positionsregelkreises	3
1.1.2	Welche Regelstruktur ist für den Positionsregelkreis notwendig?	4
1.1.3	Struktureller Aufbau	4
1.1.4	Anforderungen	5
1.1.5	Wodurch wird die Positioniergenauigkeit beeinflusst?	5
1.1.6	Die Dynamik	6
1.1.7	Die Laststeifigkeit.....	6
1.2	Die hydraulische Systemauslegung.....	7
1.2.1	Warum sollte ein hydraulischer Positionierantrieb vorab berechnet werden?	7
1.3	Beispielanwendung	8
1.3.1	Druck und Geschwindigkeitsberechnung.....	9
1.3.2	Lösung und Berechnung der Achse mit Regelventilen	10
2	Optimierung.....	11
2.1	Optimierungsmöglichkeiten	11
2.1.1	Die Positionierung ist nicht genau genug.....	11
2.1.2	Die Achse positioniert zu langsam.....	11
2.1.3	System ist instabil und oszilliert um die Zielposition.	12
3	Impressum.....	13

1 Die hydraulische Achse

Die Positionsregelung ist eine der häufigsten Anwendungen mit Proportionalventilen. Positioniergenauigkeiten von einigen mm bis zu 1 μm sind möglich. In dieser „Application Note“ geht es um eine allgemeine Beschreibung, welche Komponenteneigenschaften Einfluss auf die Genauigkeit haben.

1.1 Vorteile der elektro-hydraulischen Positioniersteuerung mit Zylinderantrieben

Allgemein kann man sagen, dass es sich bei dem hydraulischen Zylinderantrieb um ein einfach zu regelndes System handelt. Kritisch sind nur Anwendungen bei denen die Zylindereigenfrequenz sehr niedrig ist¹.

Die Vorteile sind:

- lineare Bewegung
- sehr robust
- hohe Kräfte bei kompakten Abmessungen
- einfach zu regeln²
- keine komplexen Regelkreise
- einfach zu optimieren, Ergebnisse sind vorab kalkulierbar

1.1.1 Grundstruktur des Positionsregelkreises

Der Regler berechnet die Differenz (e) aus dem Sollwert (w) und dem Istwert (x), verstärkt das Signal und gibt die Stellgröße (u) aus. Das Ventil wandelt das Stellsignal (u) in einen Volumenstrom (Q) um. Der Zylinder setzt diesen Volumenstrom (Q) in eine Geschwindigkeit (v) um. Da es sich bei dem Zylinderantrieb um eine Strecke ohne Ausgleich handelt, ist das Ausgangssignal eine sich stetig verändernde Position (s). Die Geschwindigkeit ist proportional zum Volumenstrom. Der Sensor wandelt die Position (s) in eine analoge Spannung oder eine digitales SSI - Signal um.

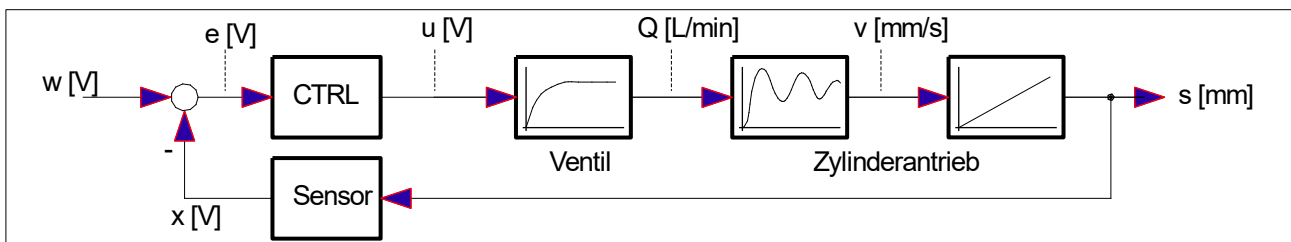


Abbildung 1

¹ Bei Frequenzen kleiner 10 Hz sollte man das dynamische Verhalten schon bei der Auslegung und der Regler-Auswahl berücksichtigen. Bei kleiner als 5 Hz ist in vielen Fällen eine erweiterte Regelungstechnik zur Verbesserung der Dämpfung zu empfehlen. Bei kleiner als 3 Hz ist die Hydraulik nur noch schwer regelbar. Hier könnte eine Simulation des Systems notwendig werden.

² Dies gilt bei begrenzten Anforderungen an das Verhalten und der Genauigkeit des Antriebs.

1.1.2 Welche Regelstruktur ist für den Positionsregelkreis notwendig?

Ausgehend vom klassischen PID Regler wird bei der hydraulischen Positioniersteuerung nur der P-Anteil benötigt. Infolge der integrierenden Funktion des Zylinders ist ein Integrator im Regler nicht erforderlich, es würde zu einem deutlichen Schwingen kommen. Weiterhin weisen hydraulische Antriebe eine sehr geringe Dämpfung auf. Der D-Anteil im Regler wirkt in den meisten Fällen destabilisierend³.

Zusätzliche Maßnahmen wie ein PT1 Regler sowie ein Stillstands-Integrator zur Feinpositionierung können das Regelverhalten verbessern.

In ganz kritischen Fällen ist eine Beschleunigungsrückführung zu empfehlen. Diese Beschleunigungsrückführung kann das System stabilisieren und erheblich höhere Verstärkungen ermöglichen. In diesem Fall muss aber sichergestellt werden, dass die Ventileigenfrequenz mindestens dreimal höher ist als die Zylindereigenfrequenz.

1.1.3 Struktureller Aufbau

- (*1) Proportionalventil (oder auch Regelventil): Der Ventiltyp bestimmt im Wesentlichen die Genauigkeit. Bei Regelventilen ist es vorteilhaft, Ventile mit integrierter Elektronik einzusetzen.
- (*2) Hydraulikzylinder
- (*3) Integriertes Wegmesssystem mit analoger oder digitaler SSI Schnittstelle (alternativ auch mit externem Messsystem)
- (*4) Regelbaugruppe POS-* / UHC-*
- (*5) Schnittstelle zur Maschinensteuerung mit analogen und digitalen Signalen

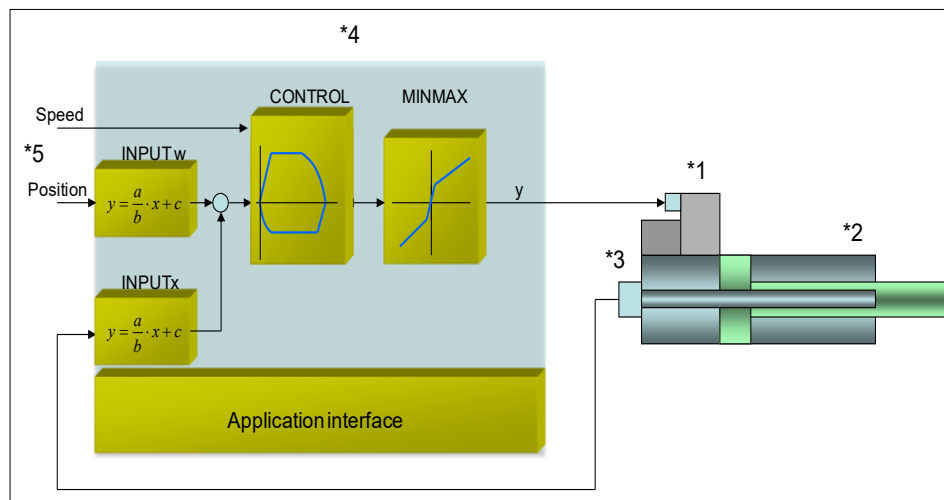


Abbildung 2

³ Nur wenn das Proportionalventil eine deutlich geringere Eigenfrequenz als der Zylinderantrieb aufweist, kann ein D-Anteil vorteilhaft eingesetzt werden.

1.1.4 Anforderungen

Während der Spezifikation des Systems sind die Anforderungen möglichst genau (und nicht übertrieben) zu definieren. Die wichtigsten Punkte sind:

- die Positioniergenauigkeit
- das dynamische Verhalten (nicht zu verwechseln mit der Geschwindigkeit, da hier die Beschleunigung, Verzögerung und die Schwingneigung auch berücksichtigt werden müssen).
- die Geschwindigkeit, die Reproduzierbarkeit / Konstanz der Geschwindigkeit
- die statische und dynamische Laststeifigkeit

1.1.5 Wodurch wird die Positioniergenauigkeit beeinflusst?

In vielen Fällen wird eine bessere Positioniergenauigkeit mit einem höherwertigen Ventil erreicht. Für die Positioniergenauigkeit sind Hysterese und Ansprechempfindlichkeit wichtiger als z. B. die Eigenfrequenz des Ventils. Die wichtigsten Aspekte:

1. Die Qualität des Proportionalventils (Ansprechempfindlichkeit / Hysterese). D. h., wie gut (und mit welcher Auflösung) wird das elektrische Signal in einen Volumenstrom umgesetzt. Ein fehlerhaft (über-) dimensioniertes hydraulisches System beeinflusst die Genauigkeit signifikant.
2. Eine gute Systemauslegung. Das hydraulische System, angefangen von der Druckversorgung, der hydraulischen Schaltungstechnik bis hin zur Komponentenauswahl sollte auf die Anforderungen abgestimmt sein. Dies ist immer im Zusammenhang mit Punkt 1 zu sehen.
3. Je schneller die theoretisch maximale Geschwindigkeit ist, umso schlechter ist die Positioniergenauigkeit. Siehe Punkt 1 (Signalauflösung = Geschwindigkeitsauflösung)
4. Signalauflösung des Sensors. Ab einem Bereich von 1:5000 von der Nennlänge müssen digitale Sensoren eingesetzt werden. Bis ca. 1:1000 sind analoge Sensoren ausreichend. Der Bereich zwischen 1:1000 und 1:5000 ist abhängig von der elektrischen Signalqualität und ob die Wiederholgenauigkeit⁴ oder die absolute Genauigkeit entscheidend ist. Grundsätzlich kann man nicht besser positionieren als man messen kann.
5. Das dynamische Verhalten des Systems (Eigenfrequenz des Zylinders und des Ventils sowie die Dynamik des Reglers). Dies kann nur mit Hilfe von Berechnungen / Simulationen analysiert werden.
6. Signalauflösung des Regelmoduls. Dieser Einfluss wird in der Regel erst bei sehr hohen Anforderungen an die Genauigkeit relevant (Beispiel: $v_{\max} = 500 \text{ mm/s}$, Schleppfehler = 50 mm/s , maximale mögliche Genauigkeit unserer Lösungen: $0,002 \text{ mm}$; der typische Positionsfehler bei einer Hysterese von $0,1 \%$ des Ventils liegt im Vergleich dazu bereits bei $0,05 \text{ mm}$)⁵.

⁴ Die Wiederholgenauigkeit stellt an den Antrieb geringere Anforderungen als die absolute Genauigkeit. Auch mit analogen Sensoren sind sehr hohe Positioniergenauigkeiten als Wiederholgenauigkeit erreichbar.

⁵ Durch die Funktion Driftkompensation/Feinpositionierung sind Positionsfehler, die durch eine fehlerhafte Nullpunkteinstellung bzw. durch externe Kräfte hervorgerufen werden, zu kompensieren.

1.1.6 Die Dynamik

Punkt fünf der vorhergehenden Aufzählung (das dynamische Verhalten) ist noch mal etwas genauer zu beachten.

1. Grundsätzlich sollte die Eigenfrequenz des gesamten Systems so hoch wie möglich sein. Je höher die Eigenfrequenz, umso höher ist die Dynamik und umso besser ist die Genauigkeit des Positionierantriebes. Das dynamische Verhalten wird durch die mögliche Kreisverstärkung V_0 beschrieben.

$$V_{0krit} = 2 \cdot d \cdot \omega_{0z}$$

Achtung: Die Dämpfung (d) spielt bei hydraulischen Antrieben ebenfalls eine entscheidende Rolle. Sind keine Daten bekannt, so sollte von einer Dämpfung von 0,1 ausgegangen werden. Aus dem Produkt der Eigenkreisfrequenz und der Dämpfung berechnet sich die theoretisch maximale Kreisverstärkung „ V_{0krit} “ (Stabilitätsgrenze).

$V_0 = 0,05 \dots 0,1 \cdot \omega_{0z}$ *Diese Berechnung kann als Basis für eine erste robuste Einstellung verwendet werden.*

2. Die Eigenfrequenz und die Dämpfung des Antriebs bestimmen das geregelte Verhalten. Eines der wichtigsten Merkmale eines guten Antriebs ist, dass das Proportionalventil so nah wie möglich am Zylinder platziert wird. Ein großes Totvolumen verringert sowohl die Eigenfrequenz als auch die Dämpfung. Schläuche zwischen Zylinder und Ventil sind nur dann zu verwenden, wenn wirklich keine andere Lösung möglich ist.
3. Der Einfluss einer hohen Ventileigenfrequenz wird im Allgemeinen (bei einschleifigen Regelkreisen) überschätzt. Infolge der geringen Dämpfung hydraulischer Antriebe sollte die Eigenfrequenz bei 50 % bis 100 % der Zylindereigenfrequenz liegen. Ist die Ventileigenfrequenz höher, so kann das Systemverhalten über einen PT_1 Regler gedämpft werden⁶.
4. Die Abtastzeit des elektronischen Reglers sollte in der Größenordnung von 1 ms liegen. Ab 3 ms kann oft eine deutliche Verschlechterung des Systemverhaltens beobachtet werden. Dies ist beim Einsatz einer SPS als Regelbaugruppe zu berücksichtigen. Es sind dabei auch die Wandlungszeiten für die Ein – und Ausgangsbaugruppen sowie die Verzögerungen durch Kommunikation z.B. über einen Feldbus hinzuzuaddieren.

1.1.7 Die Laststeifigkeit

Die Laststeifigkeit ist ein Maß für einen Positionsfehler bei einer externen Kraft, welche den Zylinder aus der Position drücken will. Die Laststeifigkeit wird durch eine möglichst hohe Kreisverstärkung und eine möglichst hohe Druckverstärkung erhöht. Die statische Laststeifigkeit kann zusätzlich durch einfache regelungstechnische Maßnahmen verbessert werden. Die dynamische Laststeifigkeit bzw. eine Verbesserung der dynamischen Laststeifigkeit stellt dagegen sehr hohe Anforderungen, sowohl an das Regelverhalten des hydraulischen Systems als auch an den Regler.

⁶ Ein schnelles Ventil bei gleichzeitigem Einsatz eines PT_1 Filters ist dem langsameren Ventil vorzuziehen. Die Dynamik des Ventils ist arbeitspunktabhängig und variiert mit der Amplitude. Der PT_1 Filter hat dagegen amplitudenunabhängig immer das gleiche dynamische Verhalten.

1. **Statische Laststeifigkeit:** Der Antrieb wird durch eine Kraft aus der Position gedrückt und muss gegen diese Kraft regeln. Anhand der Kreisverstärkung, der maximalen Geschwindigkeit und der Druckverstärkung kann berechnet werden, wie groß dieser Positionsfehler bei einer gegebenen Kraft werden kann. Dies kann durch einen Stillstands-Integrator (Driftkompensation/Feinpositionierung) kompensiert werden, so dass die Laststeifigkeit extrem hoch wird.
2. **Dynamische Laststeifigkeit:** Während der Fahrt (normalerweise im Schleichgang) baut sich eine externe Kraft auf (z. B. Bearbeitung eines Werkstückes). Diese Kraft bewirkt eine Reduzierung der Geschwindigkeit⁷, die dann über den Regler (im NC Modus) wieder erhöht wird. Der Antrieb fährt mit höherem Schleppfehler, aber mit konstanter Geschwindigkeit. Die dynamische Laststeifigkeit ist abhängig vom gesamten dynamischen Verhalten, d. h., wie schnell auf die Geschwindigkeitsabweichung reagiert werden kann. Spezielle Regler, durch die das hydraulische System linearisiert werden kann, erhöhen die dynamische Laststeifigkeit⁸.

1.2 Die hydraulische Systemauslegung

Hier sind nur die wichtigsten Punkte aus regelungstechnischer Sicht dargestellt. Viele Fehler werden bei der Auswahl des Ventils, besonders zusammen mit Differentialzylindern, gemacht. Eine Druck- und Geschwindigkeitsberechnung fürs Ein- und Ausfahren sollte auf jeden Fall durchgeführt werden.

1. Die theoretische Geschwindigkeit sollte nicht höher als das Zweifache der gewünschten Geschwindigkeit sein, ansonsten verschlechtert sich das Systemverhalten erheblich.
2. Die Dynamik des Antriebs (Eigenfrequenzen) sollte zumindest überschlägig berechnet werden.
 - a. Grundsätzlich ist das Totvolumen (Leitungen zwischen Zylinder und Ventil) möglichst klein zu halten.
 - b. Weiterhin sollten zwischen Ventil und Zylinder möglichst keine Schläuche verwendet werden.
 - c. Hubübersetzungen haben einen arbeitspunktabhängigen, erheblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten.
3. Anhand Punkt 2 und Punkt 3 können wichtige Einstellungen für das Regelmodul ermittelt werden.

1.2.1 Warum sollte ein hydraulischer Positionierantrieb vorab berechnet werden?

Man kann mit etwas Erfahrung relativ schnell einen positionsgeregelten Antrieb optimieren und brauchbare Ergebnisse erzielen. In diesem Fall weiß aber niemand, ob sich der Antrieb an seiner Leistungsgrenze befindet, was noch möglich ist bzw. ob es negative Einflüsse gibt, welche die Genauigkeit begrenzen.

Eine Berechnung des Antriebs ist sozusagen die Referenz, was der reale Antrieb können sollte. Weicht die Einstellung deutlich von den berechneten Werten ab, so sind meist wichtige beeinflussende Punkte unberücksichtigt geblieben bzw. es wurden falsche Komponenten ausgewählt.

⁷ Durch die Geschwindigkeitsreduzierung werden auch die Geschwindigkeitsverstärkung und somit die Kreisverstärkung reduziert.

⁸ Der MR-Regler linearisiert die hydraulische Achse und ermöglicht so eine theoretisch unendlich hohe Laststeifigkeit. Abweichungen entstehen nur während der dynamischen Prozesse (Kraftaufbau / Kraftabbau).

1.3 Beispielanwendung

Aufgabenstellung:

1. Es soll ein einfacher Positionierantrieb mit einem Regelventil⁹ (CETOP 3) ausgerüstet werden.
2. Zylinder: Servocop 40/28 mit 300 mm Hub, angekoppelte Masse 40 kg
3. Maximale Geschwindigkeit: 500 mm/s
4. Druckversorgung: 80... 100 bar
5. Maximale Kraft: N
6. Positioniergenauigkeit: besser $\pm 0,1$ mm
7. Regelmodul: UHC-126-U-PFN mit Feldbusschnittstelle und SSI Sensor

Dieser Antrieb ist ein schneller Hilfsantrieb. Die Genauigkeit von 0,1 mm bedeutet, dass der Sensor eine Signalauflösung von deutlich besser als 0,1 mm haben sollte. Dies ist bei den gängigen Sensoren kein Problem.

⁹ Die Berechnungen beruhen auf Einsatz eines linearen Nullschnitt-Regelventils. Weitestgehend verhalten sich die Regelventile der verschiedenen Hersteller ähnlich. Die Unterschiede machen sich erst bei sehr hohen Anforderungen bemerkbar.

1.3.1 Druck und Geschwindigkeitsberechnung

Der erste und wichtigste Schritt betrifft die Berechnung der Drücke und Geschwindigkeiten für das Aus- und Einfahren.

Hinweis: Im Folgenden werden die Ergebnisse der exemplarischen Berechnung erläutert. Zur Durchführung der Berechnung stellen wir auf Anfrage ein Excel – basiertes Berechnungsblatt zur Verfügung.

1.3.1.1 Ausfahren

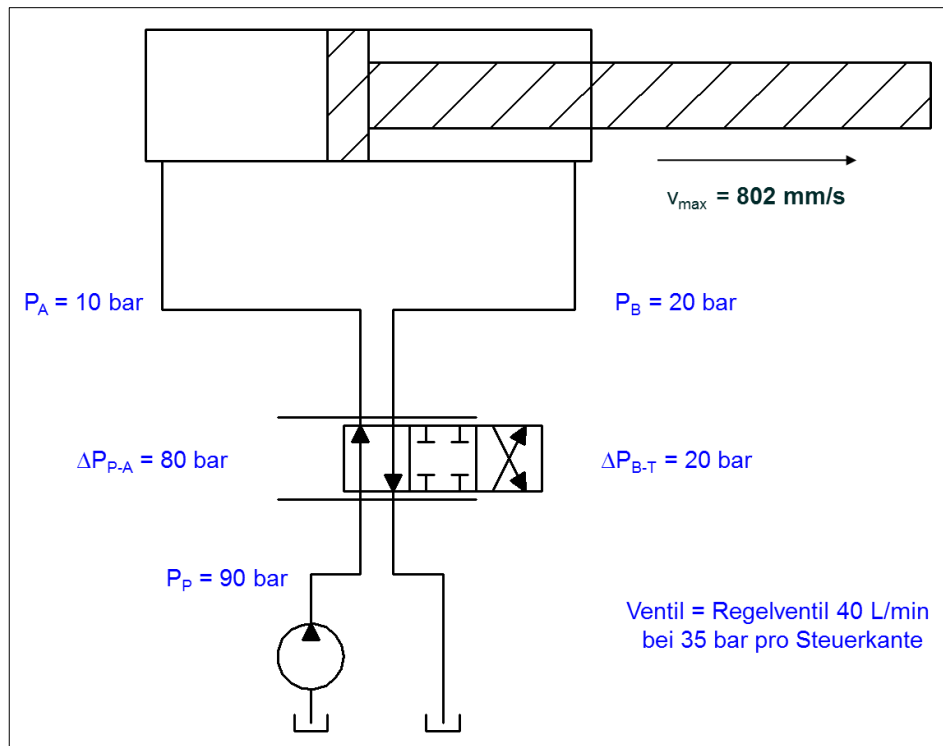


Abbildung 3

Beim Ausfahren haben wir es mit relativ großen Druckabfällen über die Steuerkanten zu tun. Die Geschwindigkeit ist höher als beim Einfahren (um Faktor 1,41 bei einem 2:1 Zylinder). Die Drücke in den Zylinderkammern sind relativ niedrig. Besonders zu beachten ist der Druck P_A , da es hier beim Abbremsen von großen Massen zum Kavittieren kommen kann.

1.3.1.2 Einfahren

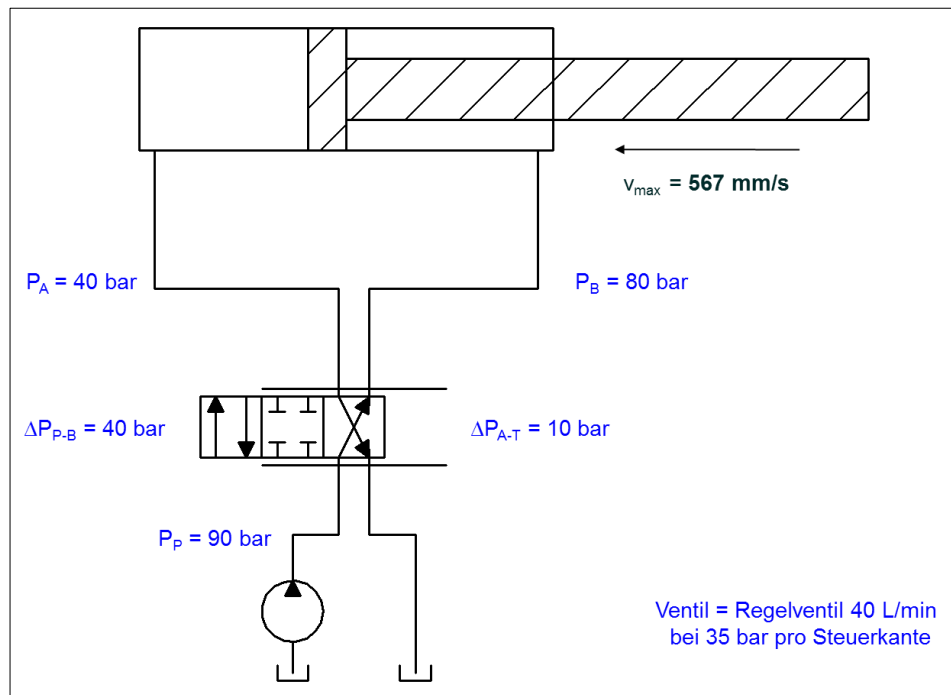


Abbildung 4

Beim Einfahren verhalten sich die Drücke in beiden Kammern unkritisch. Infolge der höheren Drücke steigt auch die Eigenfrequenz beim Einfahren gegenüber dem Ausfahren. Dieser Unterschied ist normalerweise relativ klein, so dass dies unberücksichtigt bleiben kann.

1.3.2 Lösung und Berechnung der Achse mit Regelventilen

1. Die Berechnungen zeigen, dass ein Regelventil mit 40 L/min Nennvolumenstrom notwendig ist.
2. Die Eigenfrequenz des gesamten Systems liegt bei 32 Hz
3. Die maximale Kreisverstärkung (Stabilitätsgrenze) liegt bei 40 s⁻¹
4. Daraus folgt, dass der Bremsweg ca. 16 mm (D:A, D:B Parameter) betragen sollte, was einer Regelverstärkung von 19 entspricht.
5. Die berechnete Genauigkeit (lastfrei) beträgt 0,03 mm.

Wie sollte der Regler parametrisiert werden?

1. Die Kreisverstärkung wird, für eine robuste Parametrierung, auf 20 s⁻¹ eingestellt.
2. Alternativ wird beim wegabhängigen Bremsen ein Bremsweg von ca. 32 mm (D:A, D:B Parameter) eingestellt, was einer Regelverstärkung von 9,5 entspricht.
3. Die berechnete Genauigkeit (lastfrei) beträgt nun 0,06 mm.

2 Optimierung

Anhand der berechneten Daten und der Parametrierung sollte die Achse zufriedenstellend fahren.

2.1 Optimierungsmöglichkeiten

Zuerst muss man definieren, was optimiert werden soll. Ist die Achse nicht genau genug, ist die Hubzeit zu lang oder sind Instabilitäten zu erkennen?

2.1.1 Die Positionierung ist nicht genau genug.

Hier muss man noch mal unterscheiden, wie sich der Fehler bemerkbar macht.

- Ist der Fehler nach jedem Positioniervorgang konstant (gleiches Vorzeichen)? D. h., die Achse steht z.B. immer links von der Zielposition. In diesem Fall ist normalerweise eine zu große Nullpunktverschiebung des Ventils die Ursache.
Maßnahme 1: Steht die Achse still, so ist im Monitor der Wert U abzulesen und der Parameter OFSSET mit dem negativen Wert von U zu parametrieren.
Maßnahme 2: Die Feinpositionierung ist zu aktivieren und der Fehler wird automatisch kompensiert. Nachteil: Abhängig von der Richtung kommt es zu einem Überfahren der Zielposition.
- Möglich ist es auch, dass die Achse immer vor der Zielposition stehen bleibt. In diesem Fall sind es externe Reibkräfte, die ein genaueres Positionieren verhindern.
Maßnahme: Die Feinpositionierung ist zu aktivieren und der Fehler wird automatisch kompensiert. Je nach Einstellung der Feinpositionierung kann dies auch länger dauern. Hierzu ist der DC:I Parameter an das Systemverhalten anzupassen.
- Es ist keine direkte Ursache für die unzureichende Positioniergenauigkeit zu erkennen. Dies ist zusammen mit dem nächsten Punkt zu berücksichtigen.
- Hat das Ventil eine positive Überdeckung? Die positive Überdeckung bedeutet, dass die Positioniergenauigkeit deutlich reduziert ist. In diesem Fall ist die Überdeckungskompensation möglichst genau einzustellen.

2.1.2 Die Achse positioniert zu langsam.

Der Bremsweg ist zu lang bzw. die Kreisverstärkung ist zu niedrig. Die Parameter D:A, D:B oder V0:A, V0:B sind zu verändern, bis es zu merklichen Verbesserungen kommt. **VORSICHT:** Zu geringe Bremswege bzw. zu hohe Kreisverstärkungen führen zu Instabilitäten. Alternativ kann auch die Regelcharakteristik, bei unseren Modulen, über das CTRL Kommando (LIN / SQRT1) verändert werden.

Eine weitere Ursache kann sein, dass die maximale Geschwindigkeit durch den Pumpenvolumenstrom begrenzt ist. Es ist darauf zu achten, dass der Druck während der Fahrt nicht einbricht.

2.1.3 System ist instabil und oszilliert um die Zielposition.

Hier sind es verschiedene Punkte die zu diesem Verhalten führen können:

1. Die Verstärkung ist zu hoch bzw. der Bremsweg ist zu klein. Ein Verringern der Bremswege bedeutet*: höhere Verstärkung und somit höhere Genauigkeit, ein Erhöhen bedeutet: geringere Verstärkung und Genauigkeit was dann aber zu einem stabileren Verhalten führt.
2. Eine hohe Haftreibung bei gleichzeitig hoher Verstärkung führt ebenfalls zu einem Oszillieren. Wenn die Haftreibung nicht verringert werden kann, dann muss die Verstärkung zurückgenommen werden. Dies führt dann aber zu einem ungenaueren Positionieren.
3. Bei Positiv überdeckten Ventilen ist die Überdeckungskompensation zu hoch eingestellt (Überkompensiert). In diesem Fall muss die Kompensation verringert werden.

3 Impressum

W.E.St. Elektronik GmbH

Gewerbering 31
41372 Niederkrüchten

Tel.: +49 (0)2163 577355-0
Fax.: +49 (0)2163 577355 -11

Homepage: www.w-e-st.de
EMAIL: contact@w-e-st.de

Datum: 18.07.2023

Die hier beschriebenen Daten und Eigenschaften dienen nur der Produktbeschreibung. Der Anwender ist angehalten, diese Daten zu beurteilen und auf die Eignung für den Einsatzfall zu prüfen. Eine allgemeine Eignung kann aus diesem Dokument nicht abgeleitet werden. Technische Änderungen durch Weiterentwicklung des in dieser Anleitung beschriebenen Produktes behalten wir uns vor. Die technischen Angaben und Abmessungen sind unverbindlich. Es können daraus keinerlei Ansprüche abgeleitet werden.

Dieses Dokument ist urheberrechtlich geschützt.