

Strukturelle Formulierung von Anforderungen an hydrostatische Antriebe

Elmar Vier, Benno Stein und Marcus Hoffmann

Forschungsbericht Nr. 8/97

Meß-, Steuer- und Regelungstechnik

Übersicht: Die Anforderungen, die der Kunde an ein zu planendes Antriebssystem stellt, stehen als Eingangsinformation am Beginn eines jeden Entwurfsprozesses. Daher ist der sorgfältigen Formulierung und Aufbereitung dieser Anforderungen eine grundlegende Bedeutung beizumessen. Von der Motivation ausgehend, einen geregelten hydrostatischen Antrieb zu konzipieren und auszulegen, behandelt der vorliegende Bericht wesentliche Aspekte der Anforderungsformulierung für diesen Einsatzbereich. Zunächst werden exakte Definitionen für die benötigten Begrifflichkeiten angegeben. Von besonderem Interesse ist die Einordnung einzelner Forderungen anhand struktureller Merkmale und Zusammenhänge sowie ihre qualitative Gewichtung. Diese Klassifizierungen werden am Beispiel hydrostatischer Translationsantriebe erläutert und angewandt. Die Beschreibung einer geeigneten Repräsentation der Anforderungen innerhalb einer Rechnerumgebung bildet schließlich das Bindeglied zum automatisierten Entwurf hydrostatischer Antriebe.

Gerhard-Mercator-Universität - GH Duisburg
Meß-, Steuer- und Regelungstechnik
Prof. Dr.-Ing. H. Schwarz

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	II
1 Einführung	1
2 Grundlagen der Anforderungsdefinition	2
2.1 Grundbegriffe	2
2.2 Qualitative Einordnung von Anforderungen	8
2.3 Strukturelle Aspekte der Anforderungsformulierung	9
3 Anforderungsformulierung für hydrostatische Translationsantriebe	12
3.1 Antriebsanforderungen	12
3.2 Randbedingungen	17
4 Realisierung der Anforderungsformulierung	22
4.1 Darstellung von Diagrammen	22
4.1.1 Formulierung der Bewegungsgrößen	22
4.1.2 Formulierung der Belastungsgrößen	24
4.2 Erfassung weiterer Anforderungen	24
4.3 Realisierung eines Werkzeugs zur Anforderungsformulierung	25
4.3.1 Diagramme	25
4.3.2 Fragenkatalog	26
5 Zusammenfassung und Ausblick	28
6 Literatur	29
Anhang	31
A Übersicht zur strukturellen Anforderungsformulierung hydrostatischer Antriebe	31

Formelzeichen und Bezeichnungen

Skalare Größen

A	[mm ²]	Fläche
A_K	[mm ²]	Kolbenfläche des Differentialzylinders
A_R	[mm ²]	Ringfläche des Zylinders
c_H	[m/s]	Abklingkonstante der Haftreibung
D	[–]	Dämpfungsgrad
d_K	[mm]	Kolbendurchmesser des Zylinders
d_S	[mm]	Kolbenstangendurchmesser des Zylinders
E	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul (allgemein)
E_{fl}	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul des Fluids
e	[–]	Regelabweichung (normiert)
e_{\max}	[%]	maximale Überschwingweite
e_{∞}	[%]	bleibende Regelabweichung
F	[N]	Kraft
F_B	[N]	Trägheitskraft (zur Beschleunigung/Verzögerung)
F_C	[N]	Coulombsche Reibkraft
F_G	[N]	Gewichtskraft
F_H	[N]	Haftreibungskraft
F_L	[N]	Lastkraft
F_R	[N]	Reibkraft
F_V	[N]	viskose Reibkraft
f_V	[Ns/m]	Koeffizient der viskosen Reibung
HA	[–]	hydraulische Achse
K_P	[–]	Proportional-Reglerverstärkung
l	[m]	Leitungslänge
l_k	[m]	kritische Knicklänge

M	[Nm]	Drehmoment
m	[kg]	Masse
m_t	[kg]	bewegte Masse des Zylinders
m_L	[kg]	bewegte Masse des starr angekoppelten Lastsystems
P	[kW]	Leistung
P_h	[kW]	hydraulische Leistung
P_m	[kW]	mechanische Leistung
p	[MPa]	Druck
p_T	[MPa]	Tankdruck
p_0	[MPa]	Versorgungsdruck
Δp	[MPa]	nutzbare Betriebsdruckdifferenz
Δp_N	[MPa]	Nennruckabfall am Ventil
Q	[l/min]	Volumenstrom
Q_N	[l/min]	Nennvolumenstrom des Ventils
$R_{p0,2}$	[N/mm ²]	0,2-Dehngrenze
S	[mm]	Hub des Zylinders
S_{ber}	[-]	Berstdrucksicherheit
S_F	[-]	Fließsicherheit
S_K	[-]	Knicksicherheit
S_Z	[-]	Zugsicherheit
\mathcal{S}	[-]	Strukturebene (allgemein)
\mathcal{S}_F	[-]	funktionale Strukturebene
\mathcal{S}_K	[-]	Komponentenebene
\mathcal{S}_S	[-]	systemtheoretische Strukturebene
s	[m]	Position des Zylinderkolbens
\dot{s}	[m/s]	Geschwindigkeit des Zylinderkolbens
\ddot{s}	[m/s ²]	Beschleunigung des Zylinderkolbens

T_t	[s]	Totzeit
T_D	[s]	Vorhaltezeit
T_I	[s]	Nachstellzeit
t	[s]	Zeit
t_{an}	[s]	Anregelzeit
t_{aus}	[s]	Ausregelzeit
V_L	[m ³]	Leitungsvolumen
v	[m/s]	Geschwindigkeit, Fluidgeschwindigkeit
w	[-]	Führungsgröße (normiert)
X_S	[-]	Steuerkantenverhältnis
z	[-]	Störgröße (normiert)

Griechische Buchstaben

α	[°]	Einbauwinkel
η_{hm}	[-]	hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad
ρ_{fl}	[kg/m ³]	Fluiddichte
φ	[-]	Flächenverhältnis
φ	[rad]	Drehwinkel
ϑ_{fl}	[°C]	Fluidtemperatur
ν	[mm ² /s]	kinematische Viskosität
σ_{bF}	[N/mm ²]	Biegefließgrenze
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit ($\dot{\varphi}$)
ω_0	[1/s]	Kreisfrequenz

Indizierung

ab	abgeführt
ges	gesamt
i	Laufindex
max	maximal
min	minimal
N	Nenngröße
zu	zugeführt
zul	zulässiger Wert

Funktionen und Operatoren

$\exp(\cdot)$	Exponentialfunktion
$\text{sg}(\cdot)$	SG-Funktion: $\text{sg}(x) = \begin{cases} 0, & x < 0, \\ x, & x \geq 0. \end{cases}$
$\text{sign}(\cdot)$	Signumfunktion: $\text{sign}(x) = \begin{cases} +1, & x > 0, \\ 0, & x = 0, \\ -1, & x < 0. \end{cases}$
$ \cdot $	Betrag

1 Einführung

Die Motivation für die Auslegung eines hydrostatischen Antriebes resultiert stets aus einer Zielvorstellung bezüglich des gewünschten Verhaltens der Anlage. Die Gesamtheit der Anforderungen bildet somit einerseits den Ausgangspunkt für die Projektierung; andererseits dient sie zugleich als Kriterium zur Beurteilung des Entwicklungsstandes während jeder Bearbeitungsphase. Daher besitzt die Formulierung der Anforderungen eine besondere Bedeutung für den Auslegungsprozeß.

Generell müssen jedoch auch die gestellten Anforderungen selbst bestimmte Bedingungen erfüllen bzw. entsprechend aufbereitet werden: Anforderungen sollten möglichst klar, präzise und detailliert vorliegen. Sie müssen außerdem quantifizierbar und überprüfbar sein.

Der Entwurf hydrostatischer Antriebssysteme kann mit Hilfe wissensbasierter Techniken wirksam unterstützt werden (Lemmen 1995, Stein 1995), so daß es ein lohnendes Ziel darstellt, die Anforderungsformulierung einer Verarbeitung innerhalb einer Softwareumgebung zugänglich zu machen. In diesem Zusammenhang wird der in Vier (1996) beschriebene Ansatz für den automatisierten Entwurf hydraulischer Antriebe verfolgt, der auf einer systematischen Beschreibung der Anlagenstruktur basiert. Vor dem Hintergrund unterschiedlicher Abstraktionsgrade, den sogenannten *Strukturebenen hydraulischer Anlagen*, sollen mit Hilfe entsprechender Analysemethoden gezielt Informationen gewonnen werden. Diese dienen wiederum als Grundlage für die Erarbeitung und Durchführung erforderlicher Modifikationen. Im Rahmen dieses strukturorientierten Konzeptes ist es sinnvoll, auch die Anforderungen an den Antrieb im Hinblick auf die eingeführte Systembeschreibung aufzubereiten.

Im folgenden Abschnitt 2 werden dazu zunächst Definitionen für die benötigten Begrifflichkeiten angegeben und eine allgemeine Übersicht über den Auslegungsprozeß gegeben. Darüber hinaus wird hier die Einordnung einzelner Forderungen anhand der strukturellen Merkmale und Zusammenhänge sowie eine qualitative Gewichtung vorgenommen. Im Abschnitt 3 werden diese Klassifizierungen am Beispiel widerstandsgesteuerter hydrostatischer Translationsantriebe erläutert und angewandt. Eine geeignete Repräsentation der Anforderungen innerhalb einer Rechnerumgebung wird in Abschnitt 4 beschrieben und bildet somit das Bindeglied zum automatisierten Entwurf hydrostatischer Antriebe. Eine Zusammenfassung und ein Ausblick (Abschnitt 5) runden diesen Forschungsbericht ab.

2 Grundlagen der Anforderungsdefinition

Bevor im einzelnen auf die Details der Anforderungsformulierung eingegangen wird, sollen zunächst in Abschnitt 2.1 grundlegende Begrifflichkeiten sowie die Zusammenhänge zwischen diesen erläutert werden. Eine Klassifizierung im Hinblick auf die qualitative Bewertung und Gewichtung der Forderungen untereinander wird in Abschnitt 2.2 vorgestellt, der darüber hinaus auch einen Ansatz zur computergerechten Repräsentation beschreibt. Im Zusammenhang mit der geplanten Verarbeitung des Anforderungswissens beim wissensbasierten Entwurf hydrostatischer Antriebe wird in Abschnitt 2.3 eine Zuordnung hinsichtlich struktureller Elemente hydraulischer Anlagen vorgenommen.

2.1 Grundbegriffe

Die Grundaufgabe der Antriebstechnik besteht in der Leistungsbereitstellung zur Ausführung von Bewegungen, die unter dem Einfluß äußerer Belastungen stehen. Die zur Verfügung gestellte Leistung soll in den meisten Fällen in Form mechanischer Leistung vorliegen, die sich für translatorische bzw. rotatorische Bewegungen zu

$$P = F \cdot v \quad \text{bzw.} \quad P = M \cdot \omega \quad (2.1)$$

ergibt. Diese mechanische Ausgangsgröße ist in Hydrosystemen das Ergebnis mehrerer Energieumformungen, wobei als Zwischengröße mindestens einmal die hydraulische Leistung

$$P_h = Q \cdot \Delta p \quad (2.2)$$

auftritt. Bild 2.1 zeigt eine Übersicht des Leistungsflusses, wie er für viele hydrostatische Antriebe typisch ist (vgl. Geis 1988). Bei den in diesem Bericht behandelten Wider-

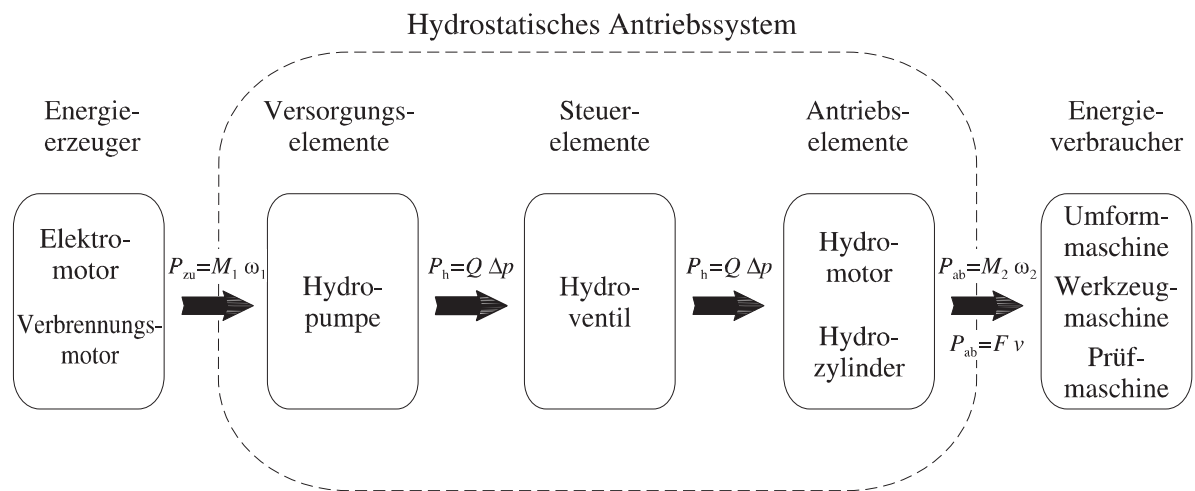


Bild 2.1: Leistungsfluß in hydrostatischen Antriebssystemen

standssteuerungen (Drosselsteuerungen) bestimmen ein oder mehrere Ventile die Leistungsverteilung; Verdrängersteuerungen arbeiten dagegen mit verstellbaren Pumpen und/oder Motoren, wodurch der entsprechende Zwischenschritt im Bild 2.1 entfällt.

Zusätzlich zur Leistungsbereitstellung müssen Antriebssysteme in der Praxis Aufgaben aus den Bereichen der Meß-, Steuer- und Regelungstechnik übernehmen – insbesondere um Forderungen bezüglich des dynamischen Verhaltens zu erfüllen. Der Entwurf solcher Anlagen erfordert daher fachübergreifende Kenntnisse. Das Zusammenspiel der unterschiedlichen beteiligten Wissensgebiete ist in Bild 2.2 am Beispiel hydrostatischer Antriebe dargestellt.

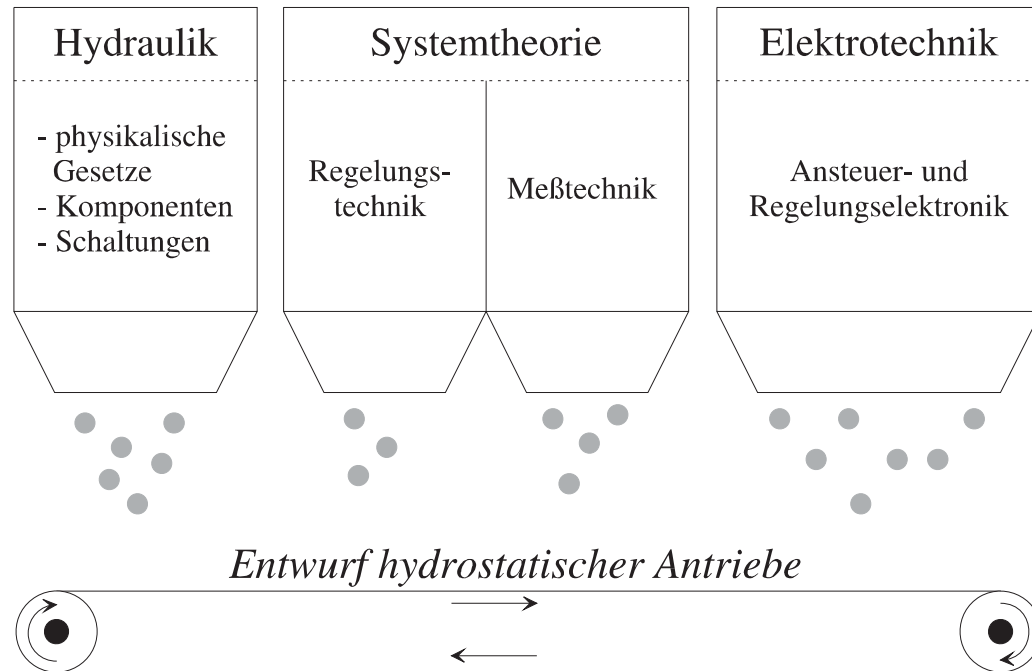


Bild 2.2: Am Entwurf hydrostatischer Antriebe beteiligte Wissensgebiete

Bei der Projektierung von Antriebssystemen steht die Realisierung eines gewünschten Anlagenverhaltens im Zentrum des Interesses. Die detaillierte und möglichst umfassende Beschreibung dieser Zielvorstellungen, d. h. die Definition der Anforderungen an einen hydrostatischen Antrieb, bildet somit den Ausgangspunkt und die Eingangsinformation für den Auslegungsprozeß.

Definition 2.1 *Anforderungen (an einen hydrostatischen Antrieb)*

Unter den *Anforderungen* an einen (hydrostatischen) Antrieb werden alle Angaben verstanden, die die Funktion, das Verhalten und die Ausgestaltung der Anlage beschreiben bzw. festlegen. □

Im Vordergrund stehen hierbei die in Gl. (2.1) aufgeführten Leistungskenngrößen, d. h. die translatorischen und rotatorischen Bewegungsgrößen sowie die Kräfte und Drehmomente. Für den Fall hoher Ansprüche an den Antrieb kommen Anforderungen an das Zeitverhalten und an die Regelung hinzu. In der Realisierung dieser Forderungen liegt der eigentliche Zweck des Antriebes; deshalb werden sie wie folgt definiert als:

Definition 2.2 *Antriebsanforderungen*

Die *Antriebsanforderungen* stellen diejenige Teilmenge der Anforderungen dar, die die Antriebsfunktion im engeren Sinne sowie die zugehörigen Leistungskenngrößen, d. h. die Bewegungs- und Belastungsgrößen, beschreiben und festlegen. \square

Die Formulierung der Antriebsanforderungen schließt eine Festschreibung ihrer Umsetzung jedoch nicht unbedingt ein. Vielmehr ist im allgemeinen eine Vielzahl unterschiedlicher Ausführungen geeignet, die Antriebsanforderungen zu erfüllen. Dadurch bleibt einerseits eine gewisse Freiheit bei der Gestaltung der Anlage erhalten. Andererseits offenbart sich zugleich die Komplexität des Auslegungsprozesses hydrostatischer Antriebe in Gestalt der Vielfalt möglicher Variationen.

In der Praxis stellt die Einschränkung dieser Alternativen durch Randbedingungen ein übliches Mittel dar, um die Entwurfsaufgabe handhabbar bzw. lösbar zu gestalten.

Definition 2.3 *Randbedingungen*

Die *Randbedingungen* stellen diejenige Teilmenge der Anforderungen dar, die durch Festlegung von Anlagenaufbau, Komponenten und/oder Anlagenparametern die Möglichkeiten der Ausgestaltung der Anlage (bzw. der Realisierung der Anforderungen) unmittelbar einschränken oder eine Gewichtung bezüglich alternativer Lösungsvarianten einführen. \square

Die Festlegung der Randbedingungen ergibt sich häufig in direkter Weise aus den Angaben und Vorstellungen des Kunden, etwa im Hinblick auf die Einbau- und Anschlußverhältnisse sowie äußerer Einflüsse, wie z. B. Klima, Standort oder der Einwirkung von Korrosion, Schmutz und Chemikalien (vgl. Walter 1981). Von Seiten des Konstrukteurs wird Erfahrungswissen eingebracht, das sich u. a. auf die Auslegung ähnlicher Anlagen stützt und eine nicht zu unterschätzende Informationsquelle darstellt. Darüber hinaus enthalten Normen, Vorschriften und Richtlinien eine große Anzahl von Randbedingungen, deren Einhaltung z. T. obligatorisch ist.

Zur Gewichtung alternativer Lösungsvarianten können zusätzlich Optimierungskriterien vorgegeben werden, die den Auslegungsprozeß hinsichtlich der noch freien Entwurfsentscheidungen lenken (vgl. Vier 1996). Beispiele hierfür sind die Minimierung des Kosten- und Geräteeinsatzes, die Berücksichtigung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit von Bauelementen etc.

Der Übergang von der Aufgabenstellung der Projektierung – beschrieben durch das Anforderungsprofil – hin zur Problemlösung in Form eines spezifizierten und ausgearbeiteten Anlagenentwurfes wird schematisch in Bild 2.3 dargestellt. Ausgehend von den formulierten Anforderungen sind Entwurfsentscheidungen bezüglich des strukturellen Anlagenaufbaus und der benötigten Komponenten erforderlich. Die Festlegung des Komponentenverhaltens basiert auf der Bestimmung ihrer jeweiligen Kenngrößen und Parameter, die wie folgt definiert werden:

Definition 2.4 *Kenngößen (einer Komponente)*

Kenngößen charakterisieren die spezifischen Eigenschaften einer Komponente und bestimmen somit ihre Funktionsweise und ihr Verhalten. Der Wert einer Kenngröße ist abhängig von der technischen Realisierbarkeit und liegt nach Auswahl der entsprechenden Komponente fest. □

Statische Kenngrößen sind z. B. der Hub S und die Wirkflächen A_K und A_R eines Differentialzylinders; zu den dynamischen Kenngrößen zählen etwa die Eigenfrequenz ω_0 und die Dämpfung D eines Servoventils.

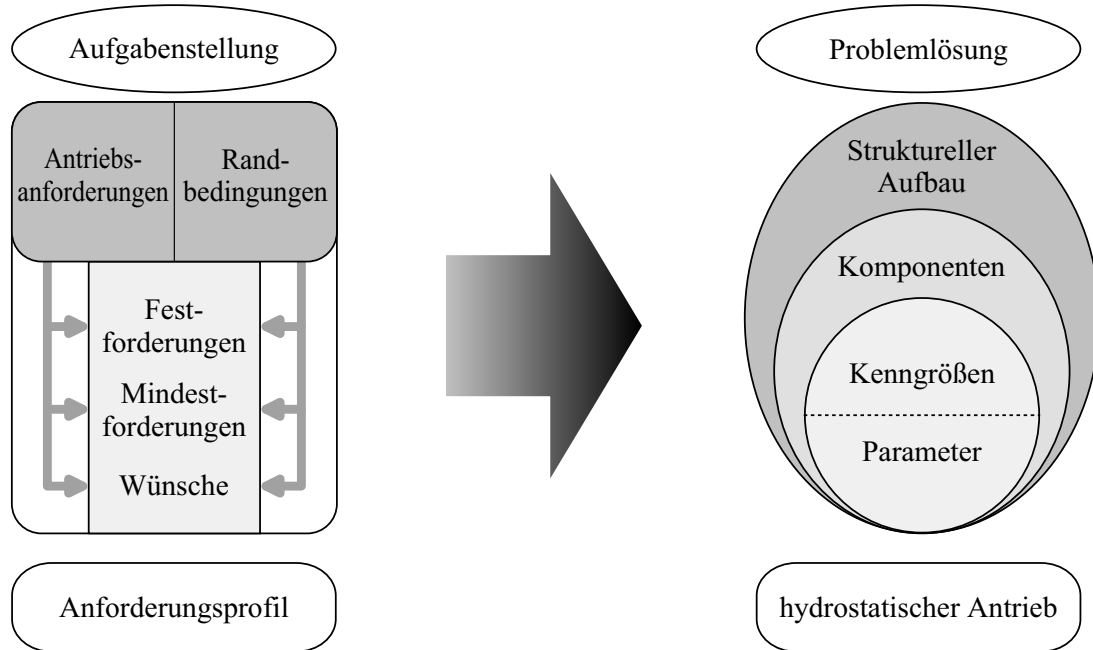


Bild 2.3: „Von der Aufgabe zur Lösung“

Definition 2.5 *Parameter (einer Komponente)*

Parameter besitzen weitgehend dieselben Eigenschaften wie Kenngrößen. Der Wert eines Parameters ist jedoch auch nach Auswahl der entsprechenden Komponente einstellbar, d. h. er kann im Rahmen seines Definitionsbereiches *beliebig fest vorgegeben* werden. □

Beispiele für Komponentenparameter sind etwa der Ansprechdruck eines Druckbegrenzungsventils oder auch die Einstellwerte K_P , T_I und T_D eines PID-Reglers. Die Unterscheidung von Kenngrößen und Parametern hydraulischer Bauelemente erlaubt eine Einschätzung des zu erwartenden Aufwandes zur Umsetzung einer Modifikationsmaßnahme: Die Änderung von Kenngrößen impliziert den Austausch von Komponenten, während eine Parameteränderung innerhalb des jeweiligen Definitionsbereiches ohne zusätzlichen Aufwand möglich ist.

Randbemerkung: Im Zusammenhang mit der wissensbasierten, d. h. rechnergestützten Auslegung werden Simulationsmodelle verwendet, um das Verhalten der betrachteten Anlage zu berechnen. Bei analytischer Modellbildung treten im allgemeinen die Komponentenkenngößen und -parameter (vgl. Definitionen 2.4 und 2.5) als *Simulationsparameter* in Erscheinung. Diese sind innerhalb der Simulationsumgebung bis zum Abschluß der Entwurfsausarbeitung als variabel (beliebig fest vorgebar) anzusehen. Die gezielte Variation der Simulationsparameter verfolgt die Realisierung einer zufriedenstellenden Problemlösung und stellt somit eine wesentliche Motivation der Rechnersimulation selbst dar.

Die Vorauswahl der grundlegenden Funktionsprinzipien des Antriebes mit Hilfe von Randbedingungen entscheidet über seinen *strukturellen Aufbau*. So kann die Entscheidung für einen hydrostatischen Antrieb selbst bereits als eine erste strukturelle Randbedingung interpretiert werden. Dem untergeordnet ist die Anwendung des Widerstands- bzw. des Verdrängerprinzips festzulegen. Die Anwendung bestimmter Systemschaltungen, wie etwa der Betrieb im offenen oder geschlossenen Kreislauf, Load-Sensing-Schaltungen etc., stellt eine Entscheidung auf der gleichen Ebene dar.¹

Durch die *Komponenten* wird die gewählte Anlagenstruktur konkretisiert. Hierbei kann die Auswahl der Bauelemente ebenfalls anhand von Randbedingungen eingegrenzt werden. Bei der Auslegung hydrostatischer Antriebe ist es sinnvoll, die Gesamtheit der hydraulischen Bauelemente in verschiedene Klassen zu unterteilen. In der Praxis unterscheidet man häufig folgendermaßen:

- *Versorgungselemente* stellen Quellen hydraulischer Leistung P_h bzw. Senken mechanischer Leistung P_m dar. Sie umfassen alle Bauarten von Hydropumpen und Antriebsaggregaten.
- *Steuerelemente* sind Hydrogeräte zur Steuerung und Regelung der Größe und Richtung hydraulischer Energie, d. h. von Druck und Volumenstrom (vgl. Matthies 1991, Findeisen und Findeisen 1994). Dieser Klasse gehören alle Arten von Ventilen an, wie z. B. Wege-, Sperr-, Druck- oder Stromventile.
- *Arbeitselemente* stellen Senken hydraulischer Leistung P_h bzw. Quellen mechanischer Leistung P_m dar. Diese Klasse enthält alle Arten von Hydromotoren und -zylindern.
- *Hilfselemente* sind alle Hydrogeräte, die keiner der obengenannten Klassen zuzuordnen sind, wie z. B. Rohre, Behälter, Speicher, Filter, Wärmetauscher etc.

¹ Erläuterungen zu den Grundprinzipien und -schaltungen hydrostatischer Antriebssysteme geben z. B. Matthies (1991), Oppolzer u. a. (1991) sowie Schulte (1994).

Alternativ zu dieser Einteilung unterscheiden Findeisen und Findeisen (1994) – dem zu Beginn dieses Abschnittes dargelegten Energieaspekt folgend – die hydraulischen Komponenten in Hydrogeräte zur Energieumformung (Verdrängermaschinen), zur Energiesteuerung und -regelung (Ventile) sowie zur Energieübertragung und -speicherung (Rohr- und Schlauchleitungen, Armaturen, Hydrospeicher, -filter etc.).

Als Grundlage für vertragliche Vereinbarungen im Rahmen der Auftragsabwicklung ist in der Industrie die Führung von Lasten- und Pflichtenheften üblich. Sie dienen insbesondere bei Planungs- und Entwicklungsaufgaben zur systematischen und rationellen Erfassung der Kundenwünsche sowie zur Festlegung und Dokumentation der Entwicklungsziele bezüglich technischer Anforderungen, aber auch des erlaubten Zeit- und Kostenaufwandes (Schick 1991). Es ist daher sinnvoll, bei der rechnergestützten Auslegung hydrostatischer Antriebe ebenfalls von dieser Art der Zielvorgabe Gebrauch zu machen, die nach VDI/VDE-Richtlinie 3694 (1991) wie folgt begrifflich eingeordnet wird:

Definition 2.6 *Lastenheft*

Zusammenstellung aller Anforderungen des Auftraggebers hinsichtlich Liefer- und Leistungsumfang.

□

Definition 2.7 *Pflichtenheft*

Beschreibung der Realisierung aller Anforderungen des Lastenheftes.

□

Demnach wird das Lastenheft von Seiten des Kunden erstellt und beschreibt den Inhalt der Entwicklungsaufgabe, also die Produkthanforderungen und den vorgesehenen Verwendungszweck. Im Pflichtenheft werden die Vorgaben des Anwenders aus dem Lastenheft spezifiziert, und darüber hinaus wird festgelegt, wie seine Wünsche in die Praxis umgesetzt werden sollen. Das Pflichtenheft wird im allgemeinen vom Auftragnehmer ausgearbeitet und durch den Auftraggeber genehmigt. Bild 2.4 zeigt eine schematische Zusammenfassung der Aspekte, die zur Erstellung des Pflichtenheftes beitragen. Deutlich wird die starke Beteiligung des Auftraggebers in dieser frühen Phase der Entwicklung.

Versteht man den Begriff des Pflichtenheftes im engen Sinne der VDI/VDE-Richtlinie, so wird vorausgesetzt, daß eine konkrete Lösungsvorstellung – etwa aufgrund der Erfahrung des Entwicklungsingenieurs – vorliegt. Im Hinblick auf die Regelung elektro-hydraulischer Linearantriebe ist jedoch beabsichtigt, die Realisierung der Kundenwünsche, d. h. die Lösung der Aufgabe, durch ein wissensbasiertes System zu unterstützen. In diesem Falle tritt bei der Erstellung des Pflichtenheftes eine angemessene Formulierung der Aufgabenstellung in den Vordergrund. Diesem Sachverhalt trägt eine Begriffserklärung nach Eversheim (1990) Rechnung, der das Pflichtenheft als „verbale Problembeschreibung“ versteht, „aus der die Anforderungen an das anzubietende Produkt hergeleitet werden können.“

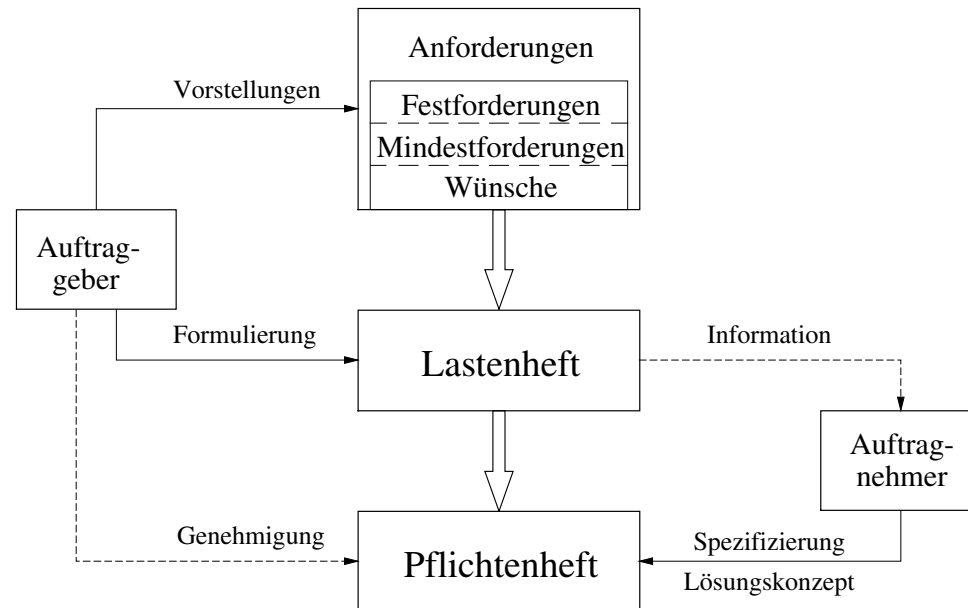


Bild 2.4: Umsetzung der Kundenanforderungen in ein Pflichtenheft

Die Erstellung des Pflichtenheftes kann durch die Bearbeitung eines Fragenkatalogs erleichtert und in Ansätzen standardisiert werden. Da der Auftraggeber im Normalfall nur eingeschränkt in der Lage ist, seine Forderungen im vollem Umfang eigenständig zu formulieren, ist der Fragenkatalog von seiner Seite nur so weit wie möglich auszufüllen. Eine Überarbeitung durch den Entwickler führt dann zur Vervollständigung des Anforderungsprofils; fehlende Angaben sind durch den Ingenieur sinnvoll zu ergänzen. Vorschläge für die Gestaltung eines solchen Fragenkataloges, der zur Ausarbeitung von Pflichtenheften für die Reglerauslegung herangezogen werden kann, enthalten u. a. Vier (1995) und Mannesmann Rexroth (1995).

Eine ähnliche, z. T. darüber hinausgehende Aufgabe erfüllt das in Abschnitt 4.3 beschriebene Akquisitionstool, das im Rahmen des wissensbasierten Systems *arteco* (Lemmen 1995, Stein 1995) die Formulierung der Anforderungen unterstützt.

2.2 Qualitative Einordnung von Anforderungen

Während der Auslegung treten nahezu zwangsläufig Interessenkonflikte auf, die durch konkurrierende Forderungen und Optimierungsziele hervorgerufen werden. Es kann eine Situation auftreten, in der sich zwei entgegengesetzte Anforderungen gegenseitig ausschließen. Um den Entwurfsprozeß in einem solchen Fall nicht in eine Sackgasse geraten zu lassen, ist es sinnvoll, – neben der reinen Formulierung von Kundenforderungen – zusätzlich Prioritäten vorzugeben, welcher Einzelanforderung gegebenenfalls der Vorrang einzuräumen ist. Praktisch muß ein qualitatives Maß bestimmt werden, mit Hilfe dessen eine Gewichtung der Vorgaben untereinander bezüglich ihrer Bedeutung bzw. Wichtigkeit für die Auslegung vorgenommen werden kann. Im Hinblick auf die Verarbeitung innerhalb

einer Softwareumgebung muß diese qualitative Einordnung darüber hinaus quantitativ auswertbar sein.

Einen ersten grundlegenden Ansatz bezüglich der beschriebenen Zielsetzung, der der Ingenieurpraxis entlehnt ist, liefert Eversheim (1990), der eine Unterteilung der *Pflichten* in Festforderungen, Mindestforderungen und Wünsche vornimmt:

- *Festforderungen* sind unter allen Umständen zu erfüllen, andernfalls kann die Lösung nicht akzeptiert werden.
- *Mindestforderungen* werden durch Schwellenwerte beschrieben, die nicht unter- oder überschritten werden dürfen.
- *Wünsche* sind nach Möglichkeit zu berücksichtigen, auch wenn dadurch ein Mehraufwand in Kauf genommen werden muß. (Die Zufriedenheit des Kunden hängt oftmals gerade von diesem Punkt ab, der in besonderer Weise eine Abwägung und Absprache erfordert.)

Der Übergang zur computergerechten Aufbereitung einer solchen qualitativen Unterscheidung kann mit einer Beschreibung in Form von *Constraints* (Puppe 1988) realisiert werden. Sie dienen zur Repräsentation von Relationen, die den Lösungsraum einschränken, und werden daher häufig zur Darstellung lokaler Randbedingungen verwendet. Zur Beschreibung von Bedingungen, die mehr oder weniger vollständig erfüllt werden müssen, haben sich *harte* und *weiche* Constraints als günstig erwiesen. Harte Constraints müssen immer erfüllt sein. Als harter Constraint kann zum Beispiel das prinzipielle Verhalten eines Antriebs angesehen werden (z. B. Eilgang - Bremsen - Pressen - Druck halten - Rückzug - Bremsen). Ein weicher Constraint ist beispielsweise der Versorgungsdruck p_0 (vgl. Abschnitt 3.2). Jedem Constraint wird analog zur Fuzzy-Theorie eine Zugehörigkeitsfunktion zugeordnet. Diese Funktion definiert den Erfülltheitsgrad eines Constraints, und ihr normierter Wertebereich liegt zwischen 0 und 1. Die Zugehörigkeitsfunktion eines harten Constraints hat als Funktionswert über den gesamten Definitionsbereich den Wert 1. Die Zugehörigkeitsfunktion der weichen Constraints muß je nach Anforderungsart individuell definiert werden.

Bei der Berücksichtigung von Kundenwünschen kann der Aufwand in einem solchen Maße zunehmen, daß eine Realisierung aller Wünsche nicht mehr sinnvoll ist. Um diesen Sachverhalt besser bewerten zu können, muß eine Funktion zwischen Aufwand und Nutzen ermittelt werden. Mit Hilfe eines geeigneten unscharfen Maßes kann dann festgelegt werden, inwieweit die Kundenwünsche noch berücksichtigt werden sollen.

2.3 Strukturelle Aspekte der Anforderungsformulierung

In Vier (1996) wird eine Systematik des strukturellen Aufbaus hydraulischer Antriebe eingeführt, die die Grundlage für eine fundierte Systemanalyse und -synthese bietet: Die

Einteilung von *Strukturebenen hydraulischer Anlagen* eröffnet die Möglichkeit, ein hydrostatisches Regelungssystem entsprechend unterschiedlicher Abstraktionsgrade zu betrachten, zu untersuchen und zu interpretieren. Im Zusammenhang mit der automatischen Analyse und Modifikation hydraulischer Anlagen ist es sinnvoll, den dieser Systematik innewohnenden Strukturgedanken auch auf die Anforderungsformulierung anzuwenden. Dies ermöglicht einerseits eine konsistente Darstellungsweise und andererseits die Erzeugung bzw. Erkennung von Korrespondenzen zwischen den verschiedenen Auslegungsschritten, die im Hinblick auf eine optimierte Auslegung hydrostatischer Antriebe ausgewertet werden können.

Die Anwendung des Strukturgedankens auf die Formulierung der Anforderungen bedeutet die Zuordnung der einzelnen Anforderungen zur funktionalen, Komponenten- oder systemtheoretischen Strukturebene (Vier u. a. 1997) nach dem folgenden Kriterium:

Eine Anforderung ist einer Strukturebene \mathcal{S}_i zuzuordnen, wenn sie entweder Aussagen bezüglich des Aufbaus der Strukturebene \mathcal{S}_i macht oder sich auf Elemente der Strukturebene \mathcal{S}_i bezieht.

Die Zuordnung der Anforderungen zu den Strukturebenen soll im folgenden anhand des in Bild 2.5 schematisch dargestellten hydraulischen Antriebes – einer Kunststoff-Spritzgießmaschine nach Matthies (1991) – erläutert werden:

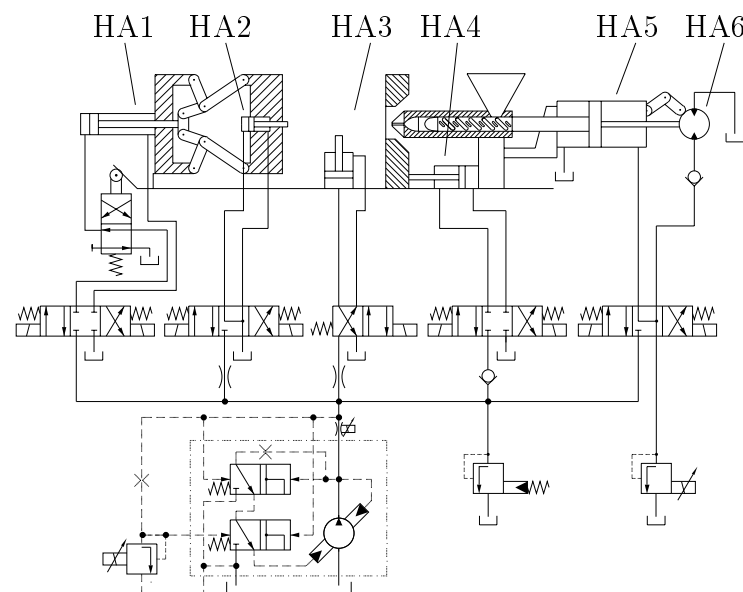


Bild 2.5: Hydraulisch angetriebene Kunststoff-Spritzgießmaschine

Aussagen zum Aufbau der *funktionalen Strukturebene* \mathcal{S}_F gehen häufig aus einer verbalen oder im Pflichtenheft schriftlich dokumentierten (allgemeinen) Funktionsbeschreibung des Antriebs hervor. Eine solche Angabe kann z. B. die gemeinsame Ölversorgung aller Aktuatoren sowie die parallele Kopplung (vgl. Stein und Vier 1997) zwischen den hydraulischen Achsen HA1 bis HA4 vorschreiben.

Außerdem werden Anforderungen, die sich auf eine, mehrere oder gar alle hydraulischen Achsen beziehen, der funktionalen Strukturebene zugeordnet. Einachsenbezogene Forderungen sind etwa die Festlegung der Antriebsbewegung (rotatorisch/translatorisch) oder die zum jeweiligen Aktuator gehörenden Bewegungs- und Belastungsprofile (s. Abschnitt 3). Sicherheitstechnische Vorschriften können als Randbedingungen beispielsweise für zwei oder mehr Achsen Gültigkeit besitzen. Die Angabe eines maximalen Systemdruckes p_{\max} – in der Schaltung nach Bild 2.5 z. B. durch ein Druckbegrenzungsventil realisiert – stellt eine Anforderung dar, die häufig die gesamte Anlage betrifft. Darüber hinaus gelten globale Optimierungskriterien, wie z. B. Forderungen nach maximaler Regelgüte, Zuverlässigkeit bzw. minimalem Geräteeinsatz, meist für die Gesamtanlage oder mehrere hydraulische Achsen.

Im Hinblick auf die *Komponentenebene* \mathcal{S}_K wird die Anordnungsstruktur vielfach durch Angabe von Randbedingungen, wie der Auswahl der zu verwendenden Ventile und Aktuatoren, bestimmt. In der Beispielschaltung nach Bild 2.5 werden dementsprechend fünf Zylinderantriebe (HA1 bis HA5) und ein Hydromotor (HA6) verlangt. Die Wahl der Wegeventile führt durch Spezifizierung der Durchflußwege der einzelnen Schaltstellungen (Sperr-, Parallel-, Überkreuzstellung etc.) außerdem zur Ausgestaltung der Schaltstruktur (vgl. Vier 1996).

Anforderungen an das Zeitverhalten bestimmen die *systemtheoretische Strukturebene* \mathcal{S}_S . Hierzu zählen im engeren Sinne die An- und Ausregelzeit t_{an} bzw. t_{aus} , die zulässige Totzeit T_t , Eigenfrequenzen ω_0 etc. Darüber hinaus gibt es eine Auswahl weiterer sogenannter *Anforderungen an die Regelung*, die in einem starken Zusammenhang mit diesen Größen stehen. Hierzu gehören Angaben zum Regelungszweck (Festwert-/Folgeregelung), zur Regelungsaufgabe (Regelgröße) und zu weiteren Eigenschaften und Genauigkeitsanforderungen der Regelung, wie z. B. Überschwingweite e_{\max} oder Nachlauffehler. Aufgrund ihres ausgeprägten Bezuges zum Entwurf von Regelungssystemen wird die Zuordnung zur systemtheoretischen Ebene um diese Anforderungen erweitert.

Es ist zu beachten, daß unterschiedliche Formulierungen von Anforderungen dieselbe, aber auch völlig voneinander verschiedene Umsetzungen in der hydraulischen Anlage haben können. Die gewünschte Begrenzung des Maximaldruckes p_{\max} beispielsweise kann einerseits auf der funktionalen Ebene als Eigenschaft des Gesamtsystems definiert werden. Andererseits ist es denkbar, mit gleicher Wirkung den Einstelldruck eines parallel zur Versorgungseinheit geschalteten Druckbegrenzungsventils auf der Komponentenebene direkt als Randbedingung anzugeben. Die Festlegung auf der funktionalen Ebene läßt, wie in Vier (1996) herausgestellt wird, die Art der Realisierung noch offen, während die Vorgabe des Einstelldruckes eine bestimmte Umsetzung festschreibt und sogar bereits eine Parametrierung beinhaltet. Anhand dieses Beispiels zeigt sich wiederum die Variantenvielfalt hydrostatischer Antriebe sowohl in der Anforderungsformulierung als auch in ihrer Umsetzung.

3 Anforderungsformulierung für hydrostatische Translationsantriebe

In Abschnitt 2 wurden die grundlegenden Begriffe der Anforderungsformulierung definiert und die Einzelanforderungen entsprechend wesentlicher Kriterien klassifiziert. Im folgenden werden die eingeführten Klassifikationen am Beispiel *hydrostatischer widerstandsgesteuerter Translationsantriebe* erläutert, welche die z. Z. in der Praxis am weitesten verbreitete Unterklasse hydrostatischer Antriebe darstellen.

Die konkrete Beschreibung der einzelnen Kundenanforderungen gliedert sich zunächst entsprechend der Definitionen 2.2 und 2.3 in Antriebsanforderungen und Randbedingungen. Innerhalb dieser Hauptgruppen richtet sich die Reihenfolge nach der Zuordnung zu den Strukturebenen hydraulischer Anlagen (vgl. Abschnitt 2.3). Die qualitative Einordnung der Anforderungen ist stark vom Einzelfall abhängig und läßt somit nicht in jedem Fall absolute Aussagen zu. Wo eine Einordnung nicht eindeutig möglich ist, werden stattdessen jeweils Tendenzen bzw. häufig anzutreffende Gewichtungen angegeben.

Den im folgenden beschriebenen Anforderungen kann eine Anforderungsart von allgemeinem Charakter übergeordnet werden: die (verbale) **Funktionsbeschreibung**. Sie ist der erste Anhaltspunkt für die Auslegung und bietet dem Projektgenieur Hintergrundinformation zur Vervollständigung des meist lückenhaften Anforderungsprofils. Da sie Anforderungsinformation unterschiedlichster Qualität enthält, ist sie nicht eindeutig in Anforderungsklassen einzuordnen. Darüber hinaus ist sie aufgrund der nicht vorhandenen Struktur und der undefinierten äußeren Form nicht für eine automatische Verarbeitung geeignet. Vielmehr müssen aus der Funktionsbeschreibung quantifizierbare Aussagen extrahiert werden.

3.1 Antriebsanforderungen

Bewegungs- und Belastungsgrößen

Den Kern der Antriebsanforderungen bilden die Bewegungs- und Belastungsgrößen. Sie können einfach und übersichtlich in Form von Funktionsdiagrammen nach VDI-Richtlinie 3260 (1977) dargestellt werden und treten dann auch häufig unter der Bezeichnung *Fahr- und Kraftprofile* auf. Beide zusammen bestimmen die Leistungsabgabe einer hydraulischen Achse und charakterisieren somit den funktionalen Aufbau des Gesamtsystems.

Bezüglich charakteristischer Bewegungsgrößen finden hauptsächlich Diagramme Verwendung, die – bei translatorischen Antrieben – den Verlauf der Kolbenposition s bzw. der Kolbengeschwindigkeit \dot{s} abbilden; sehr selten wird der Verlauf der Beschleunigung \ddot{s} vorgegeben. Diese Größen können entweder über dem zurückgelegten Kolbenweg s oder der Zeit t aufgetragen werden. Bild 3.1 zeigt exemplarisch ein Weg-Zeit- und ein Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm für den Zylinder einer hydraulischen Vorschubeinheit nach Walter (1981). Fehlende Zeitverläufe, wie hier etwa der Beschleunigungsverlauf, können stets

durch Differentiation bzw. Integration (mit entsprechenden Randbedingungen) gewonnen werden, d. h. diese Vorgaben sind voneinander abhängig.

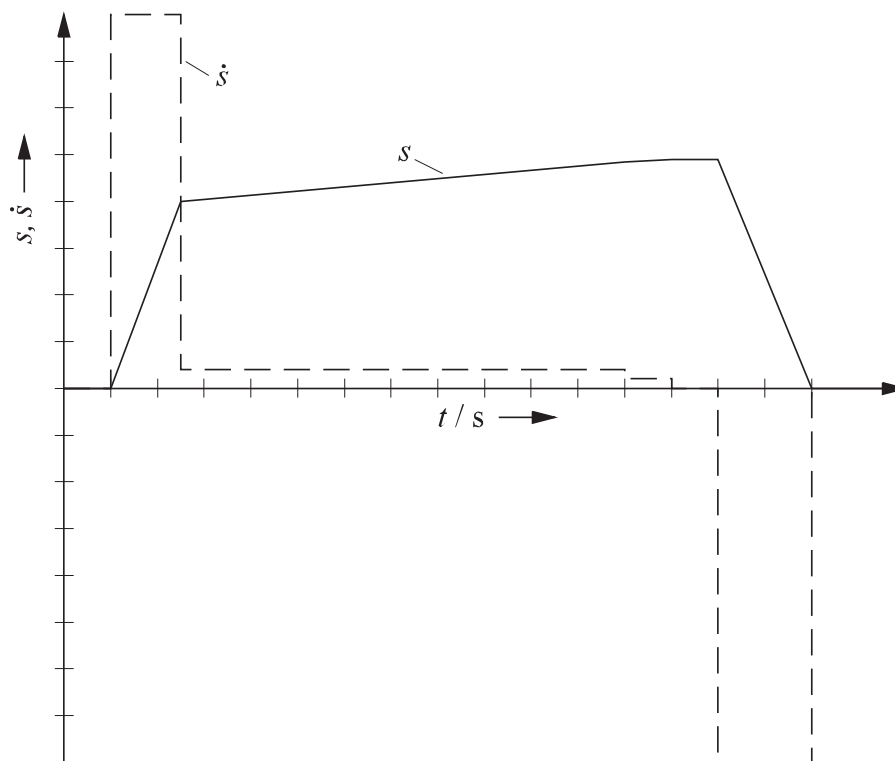


Bild 3.1: Fahrprofil einer hydraulischen Vorschubeinrichtung

Bild 3.1 stellt ein typisches Beispiel für die Vorgabe von Bewegungsgrößen – insbesondere durch den Kunden – dar. Es entspricht außerdem auch den Darstellungen, die in der Fachliteratur zu diesem Thema zu finden sind (vgl. Faatz u. a. 1988, Paetzold und Hemming 1989). Bei näherer Betrachtung wird jedoch deutlich, daß eine solche Anforderungsformulierung wenig realitätsbezogen ist: Die sprunghaftigen Übergänge im abschnittsweise konstanten Geschwindigkeitsverlauf führen auf physikalisch nicht realisierbare, unendlich große Beschleunigungen! In Abschnitt 4 wird ein Ansatz zur komfortablen Eingabe der Bewegungsprofile bei gleichzeitiger automatischer Korrektur der Soll-Zeitverläufe vorgestellt.

Die Vorgabe der gewünschten Belastungsgrößen ist der Erstellung der Fahrprofile sehr ähnlich: die Kraft F bzw. der Druck p werden ebenfalls über dem Kolbenweg s oder der Zeit t aufgetragen. In Bild 3.2 ist das zu der oben angeführten Vorschubeinrichtung gehörende Kraftprofil abgebildet.

Die Gesamtkraft F_{ges} setzt sich aus verschiedenen Anteilen zusammen:

$$F_{\text{ges}} = F_{\text{L}} + F_{\text{R}} + F_{\text{G}} + F_{\text{B}} \quad . \quad (3.1)$$

Dabei ist F_{L} die eigentlich geforderte Last- oder auch Nutzkraft. Sie ergibt sich direkt aus dem zu lösenden Antriebsproblem, etwa als aufzubringende Zerspanungskraft einer Werkzeugmaschine.

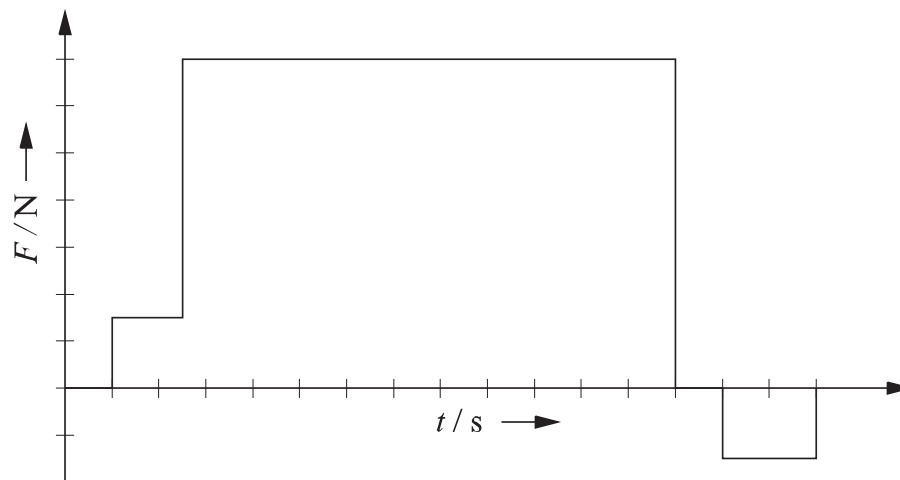


Bild 3.2: Kraftprofil einer hydraulischen Vorschubeinrichtung

Die im realen Betrieb auftretenden Reibkräfte F_R setzen sich aus der Haftreibung F_H , der Coulombschen Reibung F_C sowie der viskosen Reibung F_V gemäß

$$F_R = F_H + F_C + F_V \quad (3.2)$$

zusammen (Maron 1991, Schulte 1994), und es gilt im einzelnen

$$\begin{cases} F_R = |F_H| \exp\left(\frac{-\dot{s}}{c_H}\right) \text{sign}(\dot{s}) + |F_C| \text{sign}(\dot{s}) + f_V \dot{s} & (\dot{s} \neq 0), \\ -(|F_H| + |F_C|) \leq F_R \leq (|F_H| + |F_C|) & (\dot{s} = 0) \end{cases} \quad (3.3)$$

Gleichung (3.3) beschreibt die bekannte Stribeck-Kurve und erlaubt eine sehr detaillierte Vorgabe der Reibkraft F_R . Da während der Planungsphase im allgemeinen eine genaue Kenntnis der zu erwartenden Reibkraftverhältnisse nicht vorliegt, sind diese für die Anforderungsformulierung sinnvoll abzuschätzen.²

Die Gewichtskraft F_G sowie die Beschleunigungs- bzw. Verzögerungskraft F_B aus Gl. (3.1) ergeben sich zu

$$F_G = m g \cos(\alpha) \quad \text{bzw.} \quad (3.4)$$

$$F_B = m \ddot{s} \quad (3.5)$$

und sind somit u. a. abhängig von der bewegten Masse m , die sich gemäß

$$m = m_t + m_L \quad (3.6)$$

aus der bewegten Masse des Zylinders m_t und dem Anteil der als starr angekoppelt einzuordnenden Fremdmassen m_L zusammensetzt (Findeisen und Findeisen 1994). In Abhängigkeit von der Antriebsaufgabe kann es sinnvoll sein, die Masse m ebenfalls als (Massen-)Profil in Abhängigkeit vom Kolbenweg s oder von der Zeit t aufzutragen.

² Findeisen und Findeisen (1994) weisen auf eine alternative Möglichkeit zur Berücksichtigung solcher Unwägbarkeiten durch Zuschläge zur Nutzlast F_L hin.

Toleranzen der Bewegungs- und Belastungsgrößen

Da es praktisch nicht möglich ist, einen vorgegebenen Sollwertverlauf exakt zu erreichen, ist eine Angabe des zulässigen Toleranzbereiches für die Bewegungs- und Belastungsgrößen unbedingt erforderlich. Die Vorgabe erfolgt üblicherweise in geschlossenen oder halb-offenen Intervallen, die in geeigneter Weise in die Umgebung der Fahr- und Kraftprofile gelegt werden.

Zeitverhalten

Die unter dem Oberbegriff *Zeitverhalten* zusammengefaßten Anforderungen sind der systemtheoretischen Strukturebene \mathcal{S}_S zuzuordnen, da sie das verlangte dynamische Verhalten des hydrostatischen Antriebs beschreiben. Zur Veranschaulichung der einzelnen Anforderungen dienen die Bilder 3.3 und 3.4; die darin auftretenden Begriffe werden in der DIN 19 226 T5 (1994) bzw. der VDI/VDE-Richtlinie 2185 (1963) definiert und erläutert. Der zeitliche Verlauf einer Sprungantwort wird u. a. durch die Festlegung der **An- und Ausregelzeit** t_{an} und t_{aus} beschrieben. Zusätzlich ist die Angabe der maximal **zulässigen Totzeit** T_t möglich.

Eigenfrequenz ω_0 : Die Eigenfrequenz ω_0 ist eine grundlegende dynamische Kenngröße sowohl für einzelne Komponenten als auch für Systeme und Teilsysteme. Ihre Vorgabe kann in Verbindung mit unterschiedlichen Zielen stehen: der Garantierung eines bestimmten Folgeverhaltens, der Abstimmung von Komponenten untereinander, der Vermeidung von Resonanzerscheinungen, der Verminderung der Geräusentwicklung etc.

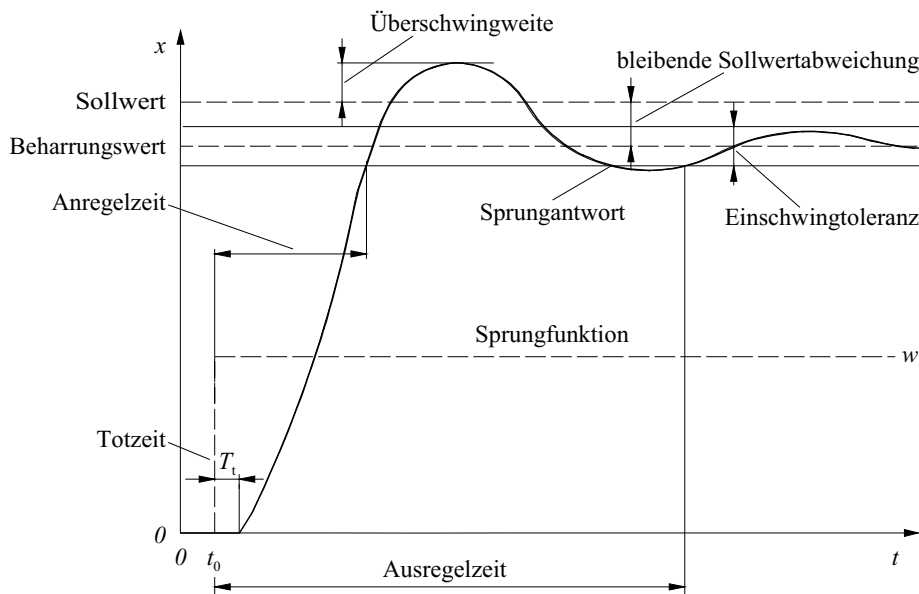


Bild 3.3: Zeitliche Änderung der Regelgröße nach einem Sprung der Führungsgröße w

Anforderungen an die Regelung

Anforderungen an die Regelung werden im allgemeinen dann formuliert, wenn von besonders hohen Ansprüchen an Genauigkeit und Zeitverhalten auszugehen ist. Die **Stabilität** des Regelkreises stellt – unabhängig von den nachfolgenden Angaben – *immer* eine Festforderung dar.

Regelungszweck: Im Hinblick auf den Regelungszweck werden zwei Hauptziele der Regelung unterschieden: Mit Hilfe der *Festwertregelung* soll die Systemdynamik unempfindlich gegenüber äußeren Störungen gemacht werden, d. h. die Regelgröße soll unabhängig von störenden Einflüssen auf einem konstanten Wert (z. B. Druck oder Kraft) gehalten werden. Mit dem Zweck, die Regelgröße möglichst schnell und genau einer vorgegebenen Führungsgröße w folgen zu lassen, verbindet sich der Begriff der *Folgeregelung*. Sie dient dazu, das System gut an einen gewünschten Sollwert, der auch zeitlich veränderlich sein kann, anzugleichen (vgl. Fahrprofil in Bild 3.1). In den meisten praktischen Anwendungen steht ein gutes Folgeverhalten im Vordergrund, wobei zugleich auch ein Mindestmaß an Störungsausgleich erforderlich ist.

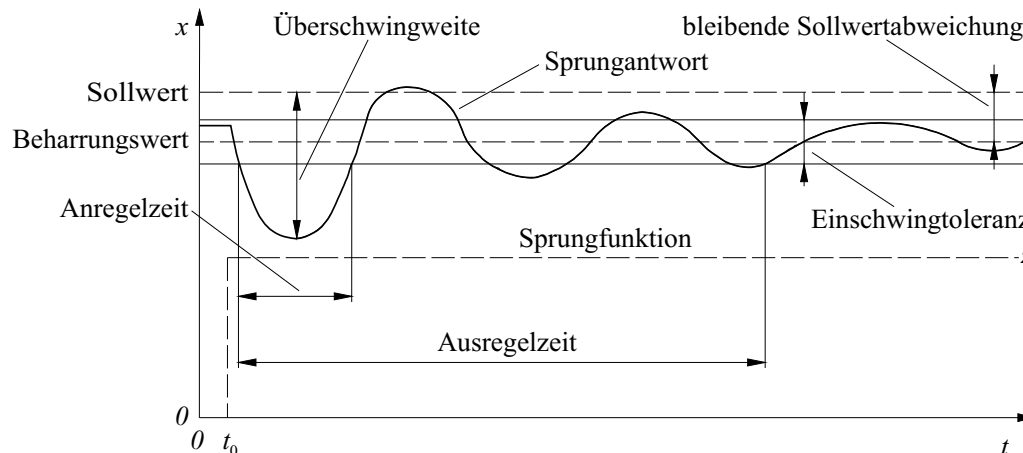


Bild 3.4: Zeitliche Änderung der Regelgröße nach einem Sprung der Störgröße z

Regelungsaufgabe: Die Festlegung der Regelungsaufgabe besteht in der Bestimmung der *Regelgröße*(n). Für die Hydraulik typische Regelgrößen sind Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Druck, Kraft und Volumenstrom. Die ablösende Positions- und Druckregelung (Götz 1989) stellt eine mögliche Kombination dar, bei der nach dem lagegeregelten Verfahren des Antriebs auf die Druckregelung umgeschaltet wird. Die Bahnsteuerung verbindet eine *Regelung* von Weg und Geschwindigkeit. Darüber hinaus besteht eine weitere Regelungsaufgabe im synchronen Verfahren zweier Zylinder, das als Gleichlaufregelung bezeichnet wird.

Zulässige bleibende Regelabweichung $e_{\infty, \text{zul}}$: Die bleibende Sollwert- oder Regelabweichung $e_{\infty, \text{zul}}$ definiert den zulässigen Bereich des statischen Endwertes der Regelung.

Einschwingtoleranz: Die Einschwingtoleranz definiert einen Toleranzbereich um den statischen Endwert.

Zulässige maximale Überschwingweite $e_{\max, \text{zul}}$: Das Überschwingverhalten ist für einige Anwendungen von entscheidender Bedeutung. Die Positionierung von Vorschubantrieben in Werkzeugmaschinen etwa erlaubt *kein* Überschwingen, was bei der Reglerauslegung entsprechend zu berücksichtigen ist.

Genauigkeitsanforderungen: Die Angabe von Genauigkeiten der Regelgrößen entspricht einer Erweiterung der *Toleranzen der Bewegungs- und Belastungsgrößen* (s. o.). Bei Positionieraufgaben kann eine erforderliche Wiederholgenauigkeit angegeben werden, der Schlepp- bzw. Nachlauffehler ist für Gleichlaufregelungen und Bahnsteuerungen von Interesse.

3.2 Randbedingungen

Antriebsprinzipien

Die im folgenden aufgeführten Randbedingungen aus dem Bereich der Antriebsprinzipien wirken jeweils auf die gesamte Schaltung oder zusammengehörende Teilschaltungen und sind somit der funktionalen Strukturebene $\mathcal{S}_{\mathcal{F}}$ zuzuordnen. Sie besitzen darüber hinaus alle den Charakter einer Festforderung.

Arbeitsenergie: Die Angabe der Arbeitsenergie stellt die grundlegendste Entscheidung im Hinblick auf die Realisierung der Antriebsanforderungen dar. Mit der Festlegung auf einen *hydraulischen, pneumatischen, elektrischen* oder *mechanischen* Antrieb verbinden sich weitreichende Konsequenzen für alle nachfolgenden Teilschritte des Antriebsentwurfes. Trotz der Voraussetzung hydraulischer Arbeitsenergie für die in diesem Abschnitt gegebenen Beispiele stehen dieselben Energieformen auch für die Vorgabe der **Steuerenergie** als Alternativen zur Verfügung.

Prinzip der Volumensteuerung: Zur Steuerung der Volumenströme in hydrostatischen Regelungssystemen finden zwei unterschiedliche Grundprinzipien Anwendung (Schulte 1994): Die *Widerstands-* oder *Drosselsteuerung* variiert den Volumenstrom durch Aufteilung an veränderbaren Drosselstellen. Sie verfügt über ein gutes dynamisches Verhalten, erzeugt jedoch hohe Energieverluste. Bei der *Verdrängersteuerung* wird durch Einstellung des Hubvolumens der Verdrängereinheit nur so viel Volumenstrom bereitgestellt wie erforderlich. Dadurch besitzt sie einen besseren Wirkungsgrad bei ungünstigeren dynamischen Verhältnissen.

Systemschaltungen: Besteht bereits bei der Formulierung der Randbedingungen eine detaillierte Vorstellung bezüglich einer geeigneten Umsetzung, so kommt die Auswahl von Systemschaltungen in Frage. Darunter versteht man Schaltungssysteme, die sich für bestimmte Anwendungen bewährt haben (Matthies 1991): der offene oder geschlossene Kreislauf, Maßnahmen zur Lastkompensation, Eilgangschaltungen etc.

Art der Antriebsbewegung: Die Art der Antriebsbewegung gehört zwar in den Zusammenhang der Antriebsprinzipien; im allgemeinen ist jedoch die Festlegung auf eine *translatorische* bzw. *rotatorische* Bewegung in der Formulierung der Bewegungsgrößen (s. o.) bereits implizit enthalten.

Einschränkung der Bewegungsgrößen

Die unter Abschnitt 3.1 beschriebene Angabe der Bewegungsgrößen wird üblicherweise durch die Vorgabe zulässiger Geschwindigkeits- und Beschleunigungsbereiche ergänzt: Jeweils für das Aus- und Einfahren des Zylinders getrennt werden minimale bzw. maximale Geschwindigkeiten $\dot{s}_{\min,\text{zul}}$ und $\dot{s}_{\max,\text{zul}}$ sowie maximale Beschleunigungen $\ddot{s}_{\max,\text{zul}}$ angegeben. Diese Randbedingungen sind insbesondere erforderlich, um die Korrektur unrealistischer Fahrprofile vornehmen zu können (s. Abschnitt 4). Entsprechend der Einordnung der Bewegungsgrößenvorgabe ist auch diese Randbedingung der funktionalen Strukturebene zuzuordnen.

Angaben zu Versorgungselementen

Die Hauptkenngröße der Versorgungseinheit – Pumpe bzw. Antriebsaggregat – ist der **Versorgungsdruck** p_0 , der das verfügbare Druckpotential maßgeblich mitbestimmt. Richtwerte für Versorgungsdruckbereiche, nach Anwendungsgebieten untergliedert, bieten Walter (1981) und Faatz u. a. (1988) an. Der

Förderstrom Q wird eher selten als Randbedingung angegeben. Er ergibt sich zumeist aus einer Analyse des erforderlichen Volumenstroms, der von den Wirkflächen am Zylinder und den im Fahrprofil geforderten Geschwindigkeiten abhängt, im Verlaufe der Auslegungsberechnung.

Tankdruck p_T : Der Tankdruck liegt im allgemeinen nahe 0 MPa. Bestehen besondere Erfordernisse, wie z. B. die Erhöhung der Einspannung des Zylinderkolbens, so kann p_T mit Hilfe schaltungstechnischer Maßnahmen angehoben werden (Lemmen 1993, Vier 1993).

Auswahl der Druckflüssigkeit

Das Druckmedium besitzt als kraftübertragendes Element eine zentrale Aufgabe im hydrostatischen Antrieb. Für die verschiedensten technischen Anwendungen kommen synthetische und Mineralöle, aber auch Wasser als Druckflüssigkeit zum Einsatz. Die Entscheidung für ein bestimmtes Fluid richtet sich nach seinen spezifischen Eigenschaften, die durch eine Reihe von Kenngrößen charakterisiert werden. Die wichtigsten sind die Dichte ρ_{fl} , der Elastizitätsmodul des Fluids E_{fl} sowie die kinematische Viskosität ν . Ausführliche Angaben zu Eigenschaften und Einsatzgebieten sind z. B. Matthies (1991) oder Backé und Murrenhoff (1994) zu entnehmen.

Angaben zum Zylinder

Zylinderart: Die Angabe der Art des Zylinders ist eine komponentenbezogene Festforderung. Mögliche Zylinderarten für translatorische Bewegungen sind nach Berger (1993) Gleichgang-, Differential-, Zweistangen-, Plunger- oder Teleskopzylinder, wobei nur die ersten drei (doppeltwirkenden) Zylindertypen für anspruchsvolle Regelungsaufgaben geeignet sind.

Zylinderhub S : Der Hub S begrenzt den abzudeckenden Arbeitsbereich des Zylinders und stellt damit eine komponentenbezogene Mindestforderung dar, die nicht unterschritten werden darf.

Kolben-(stangen-)Durchmesser: Gemeinsam mit der Festlegung der Zylinderart bestimmt die Vorgabe des Kolbendurchmessers d_K sowie des bzw. der Kolbenstangendurchmesser d_S die Wirkflächen A_1 und A_2 des Zylinders. Diese Geometriedaten werden üblicherweise nur dann angegeben, wenn ein bestimmter Zylinder – der z. B. schon vorhanden ist – verwendet werden soll, so daß diese Vorgabe dann eine Festforderung darstellt.

Flächenverhältnis φ : Bei Verwendung eines Differentialzylinders wird die Kolbenfläche $A_K = A_1$ und die Kolbenringfläche $A_R = A_2$ gesetzt, und es gilt:

$$A_K = \frac{\pi}{4} d_K^2 \quad \text{bzw.} \quad A_R = \frac{\pi}{4} (d_K^2 - d_S^2) \quad . \quad (3.7)$$

Das Verhältnis der Wirkflächen A_1 und A_2 wird als Flächenverhältnis φ bezeichnet mit

$$\varphi = \frac{A_1}{A_2} \quad \left(= \frac{A_K}{A_R} \right) \quad . \quad (3.8)$$

Die Angabe von φ (Bild 3.5) ist offenbar abhängig von der Festlegung der Durchmesser und stellt eine *Alternative* zur Beschreibung der Geometrie dar, die ohne Angabe absoluter Werte auskommt. Das Flächenverhältnis φ kann ebenso als Richtwert (Wunsch) wie auch als Festforderung formuliert werden.

Befestigungsort/-art des Zylinders: Diese Angaben ergeben sich aus den konstruktiven Anschlußbedingungen des Zylindereinbaus und können somit als Festforderungen eingestuft werden. Der Zylinder kann an Kopf, Mitte, Boden sowie Kopf und Boden zugleich befestigt werden. Als Befestigungsarten stehen feste bzw. schwenkbare Verbindungen für Zylinder und Kolbenstange zur Verfügung; die Kolbenstange kann in Einzelfällen auch ohne Befestigung bleiben. Mit der Vorgabe von Art und Ort der Zylinderbefestigung kann nach Hülswitt (1994) die kritische Knicklänge l_k für die Kolbenstangendimensionierung aus einer Tabelle entnommen werden.

Einbaulage α : Die Einbaulage wird durch den Winkel α als Abweichung von der Vertikalen beschrieben (Bild 3.6). Sie besitzt denselben Charakter wie die Angaben zur Befestigung und beeinflusst die Größe der auftretenden Gewichtskräfte gemäß Gl. (3.4).

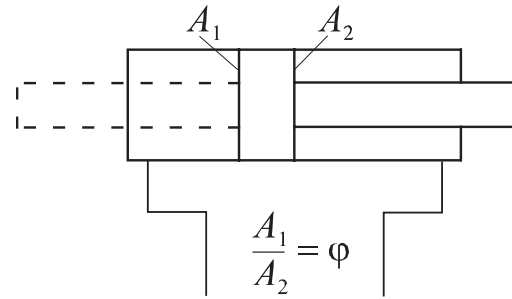


Bild 3.5: Flächenverhältnis φ

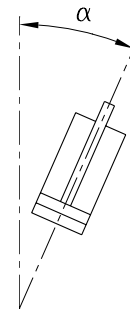


Bild 3.6: Einbaulage

Kolbenstangenwerkstoff: Die Vorgabe des Werkstoffes der Kolbenstange kann sowohl eine Festforderung als auch eine Forderung geringerer Priorität (Wunsch) sein. Durch die Werkstoffangabe sind implizit die zur Auslegungsberechnung erforderlichen Kennwerte 0,2-Dehngrenze $R_{p0,2}$, Elastizitätsmodul E und Biegefließgrenze σ_{bF} bekannt (vgl. Decker 1990).

Sicherheitsbeiwerte: Zur Kolbenstangenberechnung werden verschiedene Sicherheitsbeiwerte benötigt, die den Charakter von Mindestforderungen besitzen. Hülswitt (1994) gibt Richtwerte für die Zugsicherheit $S_Z \langle 2, 5 \rangle$, die Knicksicherheit $S_K \langle 3, 5 \rangle$ und die Fließsicherheit $S_F \langle 1, 5 \rangle$ an, die nicht unterschritten werden dürfen.

Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad η_{hm} : Diese Angabe dient zur Abschätzung von Reibungs- und Strömungsverlusten am Zylinder und kann für die Auslegungsberechnung zusätzlich angegeben werden. Realistische Werte für Arbeitszylinder liegen – abhängig von der verwendeten Dichtung – im Bereich von $\eta_{hm} = 0,86 \dots 0,98$ (Findeisen und Findeisen 1994).

Angaben zum Wegeventil

Ventiltyp: Bei der großen Vielzahl unterschiedlicher Wegeventilausführungen fällt eine exakte Klassifizierung des Ventiltyps nicht leicht. Zwischen den gebräuchlichen Bezeichnungen *Schalt-*, *Proportional-*, *Regel-* und *Servoventil* bestehen z. T. fließende Übergänge. Dennoch ermöglicht diese Angabe eine tendenzielle Einschätzung der Eigenschaften des Ventils.

Nenndruckabfall Δp_N : Der Nenndruckabfall dient als Referenzgröße für die Beschreibung des Ventils. Häufig findet man für Proportionalventile $\Delta p_N = 1$ MPa und für Servoventile $\Delta p_N = 7$ MPa.

Nenndurchfluß Q_N : Der Nenndurchfluß ist eine Ventilkenngröße, die sich direkt auf den Nenndruckabfall bezieht und eher selten in Form einer Randbedingung festgelegt wird.

Steuerkantenverhältnis X_S : Das Steuerkantenverhältnis X_S charakterisiert die Geometrie der Steuerkanten am Ventil (Feuser und Piechnick 1993). Wenn kein symmetrisches Ventil ($X_S = 1$) verwendet werden soll, wird häufig $X_S = \varphi$ (Flächenverhältnis am Zylinder) als Festforderung gewählt.

Angaben zu Verbindungselementen

Die nachfolgenden Vorgaben für Verbindungselemente gelten im allgemeinen nur jeweils für einzelne Rohrabschnitte und besitzen daher zumeist Bezug zur Komponentenebene, teilweise auch zur funktionalen Strukturebene.

Leitungslänge l : Die Leitungslänge l ist abhängig von den zu überbrückenden Distanzen zwischen Versorgung und hydraulischen Arbeitselementen, d. h. dem Arbeitsumfeld. Im Hinblick auf günstige dynamische Verhältnisse sollten die Rohr- bzw. Schlauchleitungen zwischen Ventil und Zylinder so kurz wie möglich gewählt werden. Dennoch muß diese Angabe als Mindestforderung verstanden werden, die nicht unterschritten werden darf, um die Verbindung der Elemente zu garantieren.

Zulässige Fluidgeschwindigkeit v_{zul} : Zur Vermeidung großer Druckverluste und einer zu starken Erwärmung der Druckflüssigkeit beim Durchströmen von Leitungen wird häufig eine maximal zulässige Fließgeschwindigkeit v_{zul} angegeben. Ihre Auswahl stützt sich auf Erfahrungswerte und hängt von der Funktion einer Leitungsverbindung (Saug-, Druck-, Rücklaufleitung) und dem anstehenden Versorgungsdruck p_0 ab (Ebertshäuser 1984).

Berstdrucksicherheit S_{ber} : Der Sicherheitsbeiwert S_{ber} für die Berstdruckberechnung stellt ebenfalls eine Mindestforderung dar.

Normen, Vorschriften, Richtlinien

Geregelte hydrostatische Antriebe fallen in den Geltungsbereich bzw. das Anwendungsgebiet einer Vielzahl von Normen, Vorschriften und Richtlinien verschiedener Institute und Verbände, wie z. B. dem DIN, dem VDI, dem VDMA und den Berufsgenossenschaften. Es ist im Einzelfall zu prüfen, welche Vorschriften etc. für ein bestimmtes Projekt zu beachten und anzuwenden sind. Aus diesen ergeben sich weitere Randbedingungen – beispielsweise die Angabe eines maximal zulässigen Druckes p_{max} – die sich auf eine der Strukturebenen beziehen und unterschiedlicher Qualität sein können. Damit entziehen sie sich – ähnlich der allgemeinen Funktionsbeschreibung – einer exakten Klassifizierung.

Äußere Einflüsse

Die Berücksichtigung äußerer Einflüsse schließt Informationen darüber ein, ob der Antrieb besonderen klimatischen Umständen (Feuchtigkeit, Hitze etc.), Schmutz, korrosiven Medien, Chemikalien usw. ausgesetzt ist (Walter 1981). Damit verbinden sich wiederum bestimmte Randbedingungen, so daß ihre Angabe einen ähnlichen Charakter wie die Normen und Vorschriften besitzt.

Globale Optimierungskriterien

In Abschnitt 2.1 wird bereits auf die große Variationsbreite möglicher Lösungen eines bestimmten Antriebsproblems hingewiesen. Hier besteht also ein Potential, das es gestattet, Entwurf und Auslegung des Antriebes in eine gewünschte Richtung zu lenken, wenn eine Entscheidung bezüglich alternativer Lösungsmöglichkeiten zu treffen ist. Solche Kriterien sind im allgemeinen von globaler Bedeutung und führen zur Optimierung des Entwurfsobjektes gemäß der formulierten Ziele.

Die Anzahl der in Frage kommenden Kriterien ist groß, so daß hier nur eine Auswahl vorgestellt wird. Mögliche Optimierungsziele sind z. B.: Maximierung der Regelgüte, Lebensdauer, Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit von Bauelementen, des energetischen Wirkungsgrades sowie die Minimierung von Geräuschemission, Kosten- und Geräteeinsatz.

4 Realisierung der Anforderungsformulierung

Ein wesentlicher Beweggrund für die Strukturierung und Systematisierung der Formulierung von Anforderungen für hydrostatische Anlagen (s. Abschnitt 2) liegt darin, diese grundlegende Projektierungsphase für eine informationstechnische Verarbeitung zugänglich zu machen. Basierend auf den Erfordernissen, die eine Umsetzung dieses Schrittes mit sich bringt, wurden Verfahren entwickelt und in Form eines Akquisitionswerkzeugs implementiert, die eine Schnittstelle zu einem Softwaresystem für den automatisierten Entwurf geregelter hydrostatischer Antriebe darstellen. Das wissensbasierte System ^{art}*deco* verfügt über CAD-Funktionalitäten zur Erstellung hydraulischer Schaltpläne sowie Algorithmen zur Prüfung, Modellierung und Simulation (Lemmen 1995, Stein 1995). In Kopplung mit ^{art}*deco* wird die Anforderungsformulierung mit Hilfe der in diesem Abschnitt beschriebenen Konzepte sowie des entwickelten Akquisitionswerkzeugs massiv unterstützt.

4.1 Darstellung von Diagrammen

In Abschnitt 3.1 wird bereits auf die zentrale Rolle der Definition der Bewegungs- und Belastungsgrößen hingewiesen. Sie werden üblicherweise graphisch mit Hilfe von Funktionsdiagrammen dargestellt. Bei der Entwicklung des Akquisitionswerkzeugs wird diese Art der Wissensformulierung besonders berücksichtigt und in Form eines „intelligenten“ Diagrammeditors operationalisiert.

4.1.1 Formulierung der Bewegungsgrößen

Bei der Angabe von Fahrprofilen legt der Ingenieur im ersten Schritt ein Weg-Zeit-Diagramm fest und definiert dadurch eindeutig die anzufahrenden Punkte. Das Diagramm wird als eine Folge von stetig ineinander übergehenden Geradenstücken gezeichnet. Alternativ bzw. ergänzend können auch Geschwindigkeit-Zeit- und Beschleunigung-Zeit-Diagramme angegeben werden. Die Diagramme sind untereinander nicht unabhängig, sondern sind durch Differentiation bzw. Integration ineinander überführbar und daher äquivalent, sofern bei der Integration die Startwerte entsprechend gewählt werden. Die Diagramme „von Hand“ konsistent zu halten, ist sehr aufwendig, fehleranfällig und in vielen Fällen praktisch unmöglich. Aufgabe eines Akquisitionswerkzeugs muß es hier sein, die Einhaltung der Constraints, die die relevanten Abhängigkeiten beschreiben, automatisch zur gewährleisten.

Da das Weg-Zeit-Diagramm als Streckenzug gezeichnet wird, ist die Ableitung der zugehörigen Funktion an den Knickstellen nicht stetig. Das tatsächliche Weg-Zeit-Verhalten des realen Systems ist aber an jeder Stelle beliebig oft stetig differenzierbar. Um die Lücke zwischen der Verwendung von Geradenstücken und dem realen Verhalten zu verkleinern, wurde das im folgenden beschriebene Verfahren entwickelt. Ein sinnvoller Kompromiß liegt in der Vereinbarung, Sprünge nur bei der Angabe von Beschleunigungen zuzulassen.

- a) Eingabe: Ein vom Anwender aus Geradenstücken gezeichnetes Weg–Zeit–Diagramm. Mathematisch gesehen ist dieses Diagramm eine stückweise definierte lineare Funktion.
- b) Transformation: Substitution des Weg–Zeit–Diagrammes durch eine Funktion, deren erste Ableitung (das Geschwindigkeit–Zeit–Diagramm) stetig ist.

Drei weitere Nebenbedingungen muß diese Substitution erfüllen:

1. Die vom Anwender eingegebenen Stützpunkte müssen erhalten bleiben.
2. Die Maxima und Minima des ursprünglichen Weg–Zeit–Diagramms müssen erhalten bleiben.
3. Vorgegebene minimale bzw. maximale Geschwindigkeiten und Beschleunigungen dürfen nicht unter- bzw. überschritten werden.

Durch eine weitere Ableitung erhält man das zugehörige Beschleunigung–Zeit–Diagramm, von dem die Stetigkeit nicht mehr verlangt wird.

Um die oben beschriebenen Bedingungen zur Substitution des Weg–Zeit–Diagrammes zu erfüllen, sind mehrere Funktionsklassen geeignet, wie z. B. Exponentialfunktionen, Splines, allgemeine Polynome und quadratische Polynome. Aus Gründen einer effizienten Berechnung und um eine graphisch interaktive Formulierung der Diagramme zu vereinfachen, wurde hier die Klasse der quadratischen Polynome gewählt. Ein weiteres Argument für diese Entscheidung ist die Tatsache, daß die benötigten Nebenbedingungen sich nur auf physikalische Größen beziehen (Geschwindigkeiten, Beschleunigungen), die anschaulich interpretierbar sind.

Die so erhaltene, stückweise definierte quadratische Substitutionsfunktion ist durch die oben genannten Bedingungen jedoch noch nicht eindeutig bestimmt. Die zwei wichtigsten Verfahrbewegungen, deren Charakteristika die Funktion eindeutig machen, sind nach Hüls Witt (1994):

- *Konstantfahrt*. Hierbei werden die Beschleunigungszeiträume so gewählt, daß möglichst lange konstante Geschwindigkeiten erzielt werden. Als Beschleunigung wird die zulässige maximale Beschleunigung \ddot{s}_{\max} gewählt.
- *Punktfahrt*. Hierbei werden die Beschleunigungen so gewählt, daß die Bewegung möglichst energieoptimal abläuft. Dazu werden die Beschleunigungen so klein wie möglich gewählt, und der Bewegungsablauf besteht meist nur aus Beschleunigen und Abbremsen. In diesem Fall kommt es in keiner Phase zu einer konstanten Geschwindigkeit \dot{s} .

Durch z. B. bauliche Beschränkungen der hydraulischen Komponenten existieren maximale Beschleunigungen, die nicht überschritten werden dürfen. Daraus folgt die Existenz von

Weg–Zeit–Diagrammen, deren Extrema mit der Substitution durch quadratische Polynome nicht erreicht werden. Ein Akquisitionswerkzeug muß schon bei der Wissensformulierung, also bei der Diagrammeingabe, solche Fälle erkennen und den Anwender warnen. Die Substitution besteht aus folgenden Schritten:

1. Einfügung einer Stützstelle zwischen je zwei Punkten des ursprünglichen Diagramms.
2. Auswahl *Konstantfahrt* oder *Punktfahrt*.
3. Aufstellung des zugehörigen Gleichungssystems (sechs Gleichungen mit sechs Unbekannten).
4. Berechnung der äquivalenten Geschwindigkeit–Zeit–Diagramme und Beschleunigung–Zeit–Diagramme durch Differentiation. Daraus ergibt sich, daß Geschwindigkeit–Zeit–Diagramme stetig durch stückweise definierte *lineare* Funktionen und Beschleunigung–Zeit–Diagramme nicht stetig durch stückweise definierte *konstante* Funktionen dargestellt werden.

4.1.2 Formulierung der Belastungsgrößen

Die Formulierung der Kraftprofile für hydrostatische Translationsantriebe ist in Abschnitt 3.1 bereits ausführlich dargelegt. Die Zusammensetzung der einzelnen Belastungsanteile greift zurück auf Diagramme, die die von außen auf den Antrieb einwirkenden Kräfte beschreiben, sowie auf das Beschleunigung–Zeit–Diagramm in Verbindung mit dem Massenprofil. Diese Größen werden vom Ingenieur genügend genau durch konstante Werte oder stückweise definierte konstante Funktionen beschrieben.

4.2 Erfassung weiterer Anforderungen

Zur Erfassung der weiteren, nicht in Diagrammform dargestellten Antriebsanforderungen und Randbedingungen, eignet sich ein elektronischer Fragenkatalog. Nicht immer können in der ersten Phase der Projektierung alle Angaben gemacht werden. Fehlende Informationen müssen später durch den Ingenieur auf der Grundlage von Erfahrungen und aufwendigen Auslegungsberechnungen ergänzt werden. Typische Randbedingungen sind zum Beispiel maximale Geschwindigkeiten \dot{s}_{\max} und Beschleunigungen \ddot{s}_{\max} . Derartige Bedingungen lassen sich als Tupel (Eigenschaft/numerischer Wert) formulieren und können mit numerischen Funktionen und Relationen gut ausgewertet werden. Weitere typische Randbedingungen sind Befestigungsart und -ort bei Zylindern. Für diese Anforderungen werden keine numerischen, sondern symbolische Werte angegeben, in der Regel in Form von Tabellen. Eine adäquate Darstellung derartiger Forderungen sind Relationen mit diskreten Definitionsbereichen.

Ein Werkzeug zur Erfassung sollte

- Abhängigkeiten verwalten, da bestimmte Größen Rückwirkungen auf andere Größen bzw. Anforderungen haben,
- Größen automatisch in verschiedene Einheiten umrechnen,
- fehlende Randbedingungen ergänzen,
- Vorwissen benutzen (z. B. für die Festlegung von Defaultwerten),
- auf entsprechendes Auslegungswissen bzw. Erfahrungswissen zurückgreifen,
- erkennen, wenn fehlende Parameter nicht automatisch berechnet werden können, und diese abfragen.

Ziel ist es, alle für eine Simulation benötigten Parameter durch die Anforderungsformulierung zu erhalten.

4.3 Realisierung eines Werkzeugs zur Anforderungsformulierung

Nachdem untersucht wurde, was ein Werkzeug zur Anforderungsformulierung zu leisten hat, wird im folgenden ein an *artydeco* gekoppeltes Akquisitionsprogramm beschrieben. Mit diesem Werkzeug ist es möglich, alle Anforderungen komfortabel graphisch zu formulieren. Grundlage hierfür bildet der mit *artydeco* gezeichnete und graphentheoretisch analysierte Schaltplan (Stein und Vier 1997). Informationen z. B. über hydraulische Achsen und einzelne Komponenten werden dem Werkzeug über eine definierte Schnittstelle zur Verfügung gestellt.

4.3.1 Diagramme

Ein Diagrammeditor ermöglicht, wie in Bild 4.1 dargestellt, die graphische Eingabe der verschiedenen Diagramme. Dabei können Skalierungsfaktoren beliebig gewählt werden. Es ist erlaubt, zu jedem Zeitpunkt mit der Maus alte Stützstellen zu verschieben oder neue hinzuzufügen. Jedem Diagramm ist eine Semantik zugeordnet. Dies bedeutet insbesondere bei Weg-Zeit-Diagrammen, daß die vom Anwender angegebenen Stützstellen nicht durch Geradenstücke verbunden werden sollen, sondern daß die zuvor beschriebene Substitution durchgeführt und quadratische Polynome verwendet werden. Die für die Substitution notwendige Lösung des zugehörigen Gleichungssystems ist geschlossen darstellbar. Dadurch ist es möglich, die Substitution während des Zeichnens des Weg-Zeit-Diagrammes durchzuführen.

Durch die vorgegebenen maximalen Beschleunigungen kann nicht in jedem Falle garantiert werden, daß alle ursprünglichen Extrema auch Extrema des angepaßten Weg-Zeit-Diagrammes sind. Diese Situation wird erkannt, und eine entsprechende Warnung wird ausgegeben.

Die Stützstellen eines Geschwindigkeit–Zeit–Diagrammes werden durch Geradenstücke miteinander verbunden. Stützstellen von Kraft- und Beschleunigungsdiagrammen werden nicht verbunden; stattdessen werden nur konstante Geradenstücke – beginnend mit der Koordinate der linken Stützstelle – bis zur x -Koordinate der rechten Stützstelle gespeichert und gezeichnet. Parallel zu der Zeichnung eines Diagramms des Fahrprofils werden die beiden anderen Diagramme des Fahrprofils automatisch durch Differentiation bzw. Integration berechnet und mitgeführt. Auf diese Weise werden die drei Diagrammtypen automatisch konsistent gehalten.

Die Auswirkung der beschriebenen Substitution gegebener Bewegungsgrößenverläufe durch quadratische Polynome ist aus dem Vergleich des Bildes 4.1 mit dem Fahrprofil aus Bild 3.1 ersichtlich. Für den Abgleich wurde in diesem Fall als Verfahrensbewegung die Punktfahrt gewählt.

4.3.2 Fragenkatalog

Im Akquisitionswerkzeug sind Eingabemasken zur Erfassung aller nicht in Form von Diagrammen vorliegenden Anforderungen realisiert. Bild 4.2 zeigt als Beispiel die Eingabemaske zur Anforderungsformulierung für einen Zylinder. Bei der Eingabe von physikalischen Größen kann die Angabe der Einheiten gewählt werden. Die entsprechende Größe wird sofort automatisch in die neue Einheit umgerechnet und angezeigt. Einige Größen haben Rückwirkungen auf andere Größen bzw. Anforderungen, z. B. spielen die maximalen Beschleunigungen \ddot{s}_{\max} bei der Substitution der Weg–Zeit–Diagramme

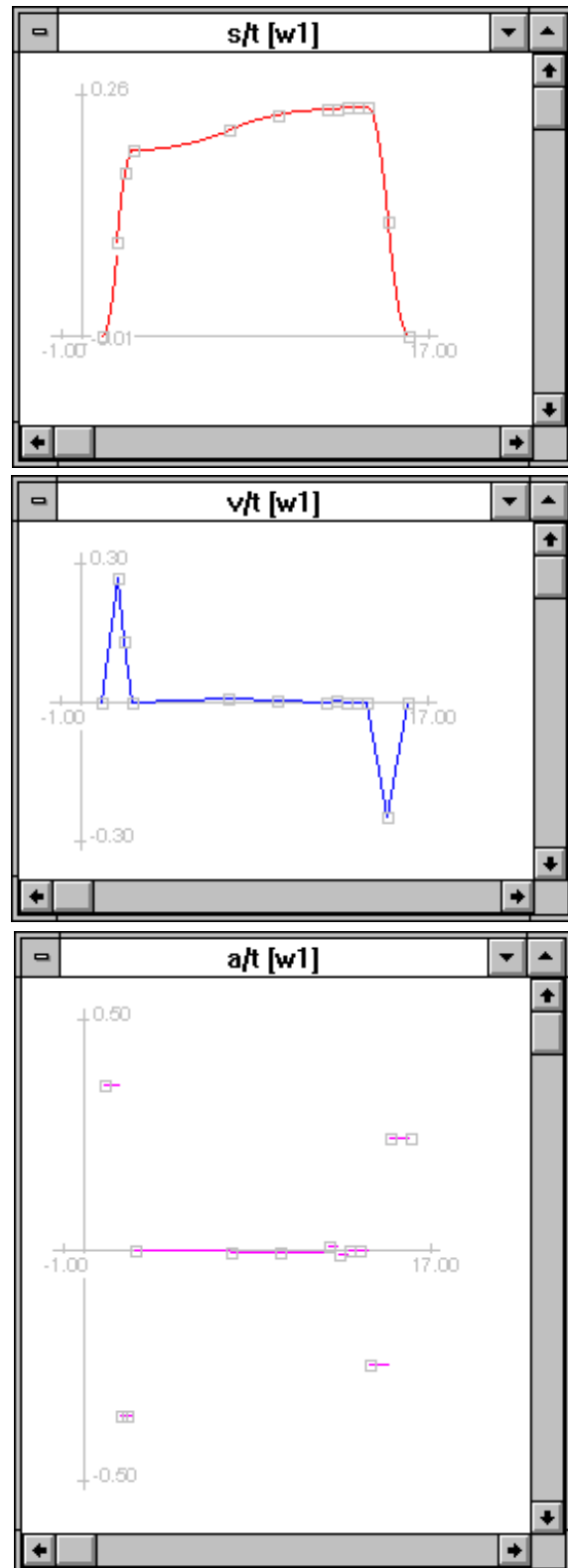


Bild 4.1: Diagramme der Bewegungsgrößen im Akquisitionswerkzeug

wie zuvor beschrieben eine wesentliche Rolle. Diese Abhängigkeiten werden von dem Akquisitionswerkzeug automatisch verwaltet.

Bild 4.2: Eingabemaske für die Anforderungsformulierung für einen Zylinder

Werden die Anforderungen nicht vollständig angegeben, so können fehlende Werte durch das wissensbasierte System ergänzt werden, sofern entsprechendes Auslegungswissen bzw. Erfahrungswissen hinterlegt wurde. Ziel ist es hierbei, alle für eine Simulation benötigten Parameter durch die Anforderungsformulierung zu belegen. Dabei müssen u. U. fehlende Parameter vom Ingenieur abgefragt werden, falls diese nicht automatisch berechnet werden konnten.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die Anforderungen, die ein Kunde an ein zu planendes Antriebssystem stellt, bilden den Mittelpunkt aller Teilschritte im Verlaufe des Entwurfsprozesses. Der vorliegende Bericht bereitet die erforderlichen Grundlagen zur Formulierung der Anforderungen an einen hydrostatischen Antrieb sorgfältig auf und diskutiert diese hinsichtlich verschiedener Aspekte.

Ein erster Schwerpunkt liegt in einer genauen Begriffsbestimmung, die in Abschnitt 2 in Form der Definition grundlegender Bezeichnungen enthalten ist. Daran anschließend wird ein Konzept zur Gewichtung der Bedeutung von Einzelanforderungen vorgestellt, das auf der Verarbeitung harter und weicher Constraints basiert. Darüber hinaus wird in Abschnitt 2.3 eine Zuordnung der Anforderungen zu strukturellen Elementen hydraulischer Anlagen vorgenommen, die im Hinblick auf eine geplante Verarbeitung von Anforderungsinformation innerhalb eines wissensbasierten Entwurfswerkzeuges von besonderem Interesse ist.

Die Klassifizierungen aus dem 2. Abschnitt werden am Beispiel widerstandsgesteuerter hydrostatischer Translationsantriebe ausführlich erläutert und diskutiert (Abschnitt 3). Die Schnittstelle für eine Anbindung der Anforderungsformulierung an das wissensbasierte System *artydeco* stellt das in Abschnitt 4 vorgestellte Akquisitionstool dar, das über eine komfortable Eingabe der Anforderungen hinausgehend wichtige Servicefunktionen übernimmt, die eine realitätsnahe Repräsentation garantieren.

Damit stellt der vorliegende Bericht einen grundlegenden Beitrag hinsichtlich der computergerechten Formulierung von Anforderungen für hydrostatische Antriebssysteme dar, auf den alle sich anschließenden Auslegungsschritte – insbesondere der automatisierten Analyse und Modifikation geregelter hydrostatischer Anlagen– aufbauen werden.

6 Literatur

- Backé, W.** und **H. Murrenhoff.** 1994. *Grundlagen der Ölhydraulik*. Vorlesungsumdruck 10. Auflage. IHP. RWTH Aachen.
- Berger, M.** 1993. *Aufbereitung und Strukturierung der Wissensbasis für die Prüfung und Diagnose der Arbeitselemente einer hydraulischen Anlage*. Studienarbeit. MSRT. Universität Duisburg.
- Decker, K.-H.** 1990. *Maschinenelemente*. 10. Auflage. München: Hanser.
- DIN 19 226 T5** 1994. *Regelungstechnik und Steuerungstechnik – Funktionelle Begriffe*. Berlin: Beuth.
- Ebertshäuser, H.** 1984. Planung hydraulischer Anlagen. *O+P Ölhydraulik und Pneumatik* 28(3). 132–136.
- Eversheim, W.** 1990. *Organisation in der Produktionstechnik. Band 2. Konstruktion*. Düsseldorf: VDI.
- Faatz, H.** u. a. 1988. *Der Hydrauliktrainer. Band 3. Projektierung und Konstruktion von Hydroanlagen*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH.
- Feuser, A.** und **M. Piechnick.** 1993. Antriebs-Dimensionierung unter Berücksichtigung von Zylinderflächen- und Steuerkantenverhältnissen. *O+P Ölhydraulik und Pneumatik* 37(6). 509–516.
- Findeisen, D.** und **F. Findeisen.** 1994. *Ölhydraulik*. 4. Auflage. Berlin: Springer.
- Geis, H.** 1988. Projektierung von Hydrosystemen. *Projektierung und Konstruktion von Hydroanlagen – Der Hydrauliktrainer, Band 3*, hg. von H. Faatz u. a.. 15–50. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH.
- Götz, W.** 1989. *Elektrohydraulische Proportional- und Regelungstechnik in Theorie und Praxis*. Stuttgart: Robert Bosch GmbH.
- Hülswitt, S.** 1994. *Rechnergestützte Auslegung und Konstruktion hydraulischer Zylinderantriebe*. Studienarbeit. MSRT. Universität Duisburg.
- Lemmen, R.** 1993. *Statisch nichtlineares Verhalten der Differentialzylinderschaltung bei angehobenem Tankdruck*. Forschungsbericht 1/93. MSRT. Universität Duisburg.
- Lemmen, R.** 1995. *Zur automatischen Modellerstellung, Konfigurationsprüfung und Diagnose hydraulischer Anlagen*. *VDI Fortschritt-Berichte. Reihe 8*. 503. Düsseldorf: VDI.
- Mannesmann Rexroth** 1995. *Elektro-hydraulische Linearachse (EHL) – Anforderungsliste und Bestellangaben*. RD 30 195-02-P/04.95.

- Maron, C.** 1991. *Methoden zur Identifikation und Lageregelung mechanischer Prozesse mit Reibung. VDI Fortschritt-Berichte. Reihe 8.* 246. Düsseldorf: VDI.
- Matthies, K. J.** 1991. *Einführung in die Ölhydraulik.* Stuttgart: Teubner.
- Oppolzer, J. u. a.** 1991. *Der Hydrauliktrainer. Band 1.* Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH.
- Paetzold, W. und W. Hemming.** 1989. *Hydraulik und Pneumatik.* Koblenz: Christiani.
- Puppe, F.** 1988. *Einführung in Expertensysteme.* Berlin: Springer.
- Schick, P. W.** 1991. *Management im Fertigungsbereich.* Landsberg: moderne industrie.
- Schulte, A.** 1994. *Hydraulische Regelkreise und Servosteuerungen.* Vorlesungsumdruck. MSRT. Universität Duisburg.
- Stein, B. und E. Vier.** 1997. Computer Aided Control Systems Design For Hydraulic Drives. *Proc. 7th Symposium on Computer Aided Control Systems Design.* Gent/Belgien. 377–382.
- Stein, B.** 1995. *Functional Models in Configuration Systems.* Dissertation. Fachbereich Informatik. Universität – GH – Paderborn.
- VDI–Richtlinie 3260** 1977. *Funktionsdiagramme von Arbeitsmaschinen und Fertigungsanlagen.* Düsseldorf: VDI.
- VDI/VDE–Richtlinie 2185** 1963. *Formulierung der Anforderungen an geregelte Antriebe.* Berlin: Beuth.
- VDI/VDE–Richtlinie 3694** 1991. *Lastenheft/Pflichtenheft für den Einsatz von Automatisierungssystemen.* Berlin: Beuth.
- Vier, E.** 1993. *Tankdruckabhängiges Verhalten der Ventil–Differentialzylinderschaltung.* Seminarvortrag. MSRT. Universität Duisburg.
- Vier, E.** 1995. *Ein Konzept zur Reglerauslegung für elektro–hydraulische Linearantriebe mit wissensbasierten Techniken.* Diplomarbeit. MSRT. Universität Duisburg.
- Vier, E.** 1996. *Rechnergestützter Entwurf geregelter fluidischer Antriebe.* Forschungsbericht 3/96. MSRT. Universität Duisburg.
- Vier, E., R. Lemmen und H. Schwarz.** 1997. Automated Synthesis of Hydraulic Closed Loop Control Systems. *IFAC Conference on Control of Industrial Systems.* Belfort/Frankreich. 191–196.
- Walter, H.** 1981. Auslegung einer Hydraulikanlage. *O+P Ölhydraulik und Pneumatik* 25(9). 692–701.

A Übersicht zur strukturellen Anforderungsformulierung hydrostatischer Antriebe

Die Tabelle A.1 gibt einen Überblick über die Vielzahl der einzelnen Anforderungen und ihre Klassifizierung. Die in Abschnitt 2 eingeführte Unterscheidung zwischen Antriebsanforderungen und Randbedingungen, die Zuordnung zu den Strukturebenen hydraulischer Anlagen sowie die qualitative Einordnung der Anforderungen wird dabei – wie in Abschnitt 3 detailliert ausgeführt – auf das Beispiel widerstandsgesteuerter hydrostatischer Translationsantriebe angewandt. Die Zuweisung der Einzelanforderungen zu den Klassen Festforderung, Mindestforderung und Wunsch ist nicht immer eindeutig (vgl. Abschnitt 3), so daß in diesen Fällen mögliche bzw. häufige Zuordnungen in Klammern „(×)“ gesetzt werden.

Anforderung	Antriebsanford./ Randbedingung	funktionale Komponenten- system-theor.	Festforderung	Mindestforderung	Wunsch
Bewegungsgrößen (Fahrprofil)	A	×		(×)	
Belastungsgrößen (Kraftprofil)	A	×		(×)	
Toleranzen der Bewegungs-/Belastungsgrößen	A	×		(×)	
Zeitverhalten					
An- und Ausregelzeit $t_{\text{an}}, t_{\text{aus}}$	A		×		×
Zulässige Totzeit T_t	A		×		×
Eigenfrequenz ω_0	A		×		(×)
Anforderungen an die Regelung					
Stabilität	A		×	×	
Regelungszweck	A		×	×	
Regelungsaufgabe	A		×	×	
Zulässige bleibende Regelabweichung $e_{\infty, \text{zul}}$	A		×		×
Einschwingtoleranz	A		×		×
Zulässige maximale Überschwingweite $e_{\text{max}, \text{zul}}$	A		×		×
Genauigkeitsanforderungen	A		×		×

Tabelle A.1: Übersicht zur strukturellen Anforderungsformulierung hydrostatischer Antriebe (Teil 1)

Anforderung	Antriebsanford./ Randbedingung	funktionale Komponenten- system-theor.	Festforderung	Mindestforderung	Wunsch	
Antriebsprinzipien						
Arbeitsenergie	R	×	×			
Steuerenergie	R	×	×			
Prinzip der Volumensteuerung	R	×	×			
Systemschaltungen	R	×	×			
Art der Antriebsbewegung	R	×	×			
Einschränkung der Bewegungsgrößen	R	×		(×)		
Angaben zu Versorgungselementen						
Versorgungsdruck p_0	R	×		(×)		
Förderstrom Q	R	×		(×)		
Tankdruck p_T	R	×	(×)			
Auswahl der Druckflüssigkeit	R	×	×			
Angaben zum Zylinder						
Zylinderart	R	×	×			
Zylinderhub S	R	×		×		
Kolben-(stangen-)Durchmesser d_K, d_R	R	×	(×)		(×)	
Flächenverhältnis φ	R	×	(×)		(×)	
Befestigungsort/-art des Zylinders	R	×	×			
Einbaulage α	R	×	×			
Kolbenstangenwerkstoff	R	×	(×)		(×)	
Sicherheitsbeiwerte S_Z, S_K, S_F	R	×		×		
Hydraulisch-mech. Wirkungsgrad η_{hm}	R	×	(×)			
Angaben zum Wegeventil						
Ventiltyp	R	×	×			
Nenndruckabfall Δp_N	R	×	×			
Nenndurchfluß Q_N	R	×	(×)			
Steuerkantenverhältnis X_S	R	×	×			
Angaben zu Verbindungselementen						
Leitungslänge l	R	(×)	(×)		×	
Zulässige Fluidgeschwindigkeit v_{zul}	R	(×)	(×)		×	
Berstdrucksicherheit S_{ber}	R	(×)	(×)		×	
Normen, Vorschriften, Richtlinien	R	(×)	(×)	(×)	(×)	(×)
Äußere Einflüsse	R	(×)	(×)	(×)	(×)	(×)
Globale Optimierungskriterien	R	×			×	

Tabelle A.1: Übersicht zur strukturellen Anforderungsformulierung hydrostatischer Antriebe (Teil 2)