

# Strukturierter mechatronischer Entwurf einer SbW-Lenkung

zur Erlangung des akademischen Grades eines  
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)  
der Fakultät für Maschinenbau  
der Universität Paderborn

genehmigte  
Dissertation

von  
Dipl.-Ing. Markus Nyenhuis  
aus München

|                      |                                |
|----------------------|--------------------------------|
| Tag des Kolloquiums: | 04.05.2006                     |
| Referent:            | Prof. Dr.-Ing Joachim Lückel   |
| Koreferent:          | Prof. Dr.-Ing Ansgar Trächtler |



## Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Mechatronik Laboratorium der Universität Paderborn.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel danke ich besonders, da er mir nicht nur die Durchführung dieser Arbeit ermöglichte, sondern darüber hinaus durch sein stetiges Interesse und wertvollen Anregungen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Ansgar Trächtler, heutiger Leiter der Fachgruppe, danke ich für die Übernahme des Koreferats.

Allen Mitarbeitern und Kollegen des Instituts danke ich für die vielen anregenden und konstruktiven Diskussionen, sowie für die stets angenehme Arbeitsatmosphäre. Mein besonderer Dank gilt den Kollegen Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker, Dipl.-Ing. Ulrich Dierkes, Dipl.-Math. Carsten Rustemeier, die maßgeblich an den aufgeführten Projekten beteiligt waren.

Die Anwendung der theoretischen Ergebnisse dieser Arbeit wurden zum Großteil durch die Firma TRW ermöglicht. Hier bin ich besonders den Herren Dr.-Ing. Heinz-Dieter Heitzer und Dr.-Ing. Cristoph Eicker zu Dank verpflichtet.

Frau Annette Bökamp-Gros danke ich für die sorgfältige Durchsicht des Manuskripts.

Dank ganz anderer, aber nicht geringerer Art gilt meinen Eltern und meiner Partnerin Miranda van Druten, die mich über die Jahre begleitet und unterstützt haben.

München, im Juli 2006

Markus Nyenhuis



# Inhalt

|          |                                                                                            |           |
|----------|--------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b> | <b>Einleitung</b>                                                                          | <b>1</b>  |
| 1.1      | Motivation und Zielsetzung                                                                 | 1         |
| 1.2      | Gliederung der Arbeit                                                                      | 4         |
| <b>2</b> | <b>Entwurf mechatronischer Systeme</b>                                                     | <b>6</b>  |
| 2.1      | Die Mechatronik                                                                            | 7         |
| 2.2      | Der funktionsorientierte Entwurf                                                           | 9         |
| 2.2.1    | Phase 1: Konzeptionierung                                                                  | 11        |
| 2.2.2    | Phase 2: Rechnergestützte Bewertung                                                        | 13        |
| 2.2.3    | Phase 3: Prüfstandsrealisierung                                                            | 15        |
| 2.3      | Verteilter strukturierter Entwurf komplexer mechatronischer Systeme                        | 16        |
| 2.3.1    | Das Problem der Komplexität beim Entwurf von Fahrzeugregelsystemen und deren Aktorik       | 17        |
| 2.3.2    | Strukturierung mechatronischer Systeme (Top-Down-Entwurf)                                  | 20        |
| 2.3.3    | Dezentraler Entwurf strukturierter mechatronischer Systeme (Bottom-Up-Entwurf)             | 25        |
| 2.3.3.1  | Vorgehensweise beim Bottom-Up-Entwurf                                                      | 25        |
| 2.3.3.2  | Voraussetzungen für den verteilt strukturierten Entwurf                                    | 26        |
| 2.4      | Zusammenfassung                                                                            | 34        |
| <b>3</b> | <b>Identifizierung mechatronischer Systemmodelle</b>                                       | <b>36</b> |
| 3.1      | Vorbemerkungen zur Identifizierung                                                         | 37        |
| 3.2      | Anforderungen an das Identifizierungsverfahren                                             | 38        |
| 3.3      | Das vierstufige Identifizierungsverfahren                                                  | 40        |
| 3.3.1    | Kurzvorstellung des Verfahrens                                                             | 42        |
| 3.3.2    | Mathematischer Hintergrund und Anwendungsbeispiele für das Frequenzgangverfahren (Stufe 2) | 45        |
| 3.3.2.1  | Allgemeine Einführung                                                                      | 45        |
| 3.3.2.2  | Identifizierung von Eingrößensystemen                                                      | 51        |
| 3.3.2.3  | Identifizierung von Mehrgrößensystemen                                                     | 56        |
| 3.3.2.4  | Implementierung des Frequenzgangverfahrens                                                 | 61        |
| 3.3.3    | Koeffizientenvergleich zur Bestimmung der physikalischen Parameter (Stufe 3)               | 62        |
| 3.3.4    | Identifizierung durch die nichtlineare Optimierung (Stufe 4)                               | 63        |

|          |                                                          |            |
|----------|----------------------------------------------------------|------------|
| 3.4      | Identifizierung eines HP-Federbeins .....                | 64         |
| 3.4.1    | Stufe 1: Schaffung der Voraussetzungen .....             | 65         |
| 3.4.2    | Stufe 2: Erstellung des Grey/Black-Box-Modells .....     | 69         |
| 3.4.3    | Stufe 3: Koeffizientenvergleich .....                    | 70         |
| 3.4.4    | Stufe 4: Nichtlineare Optimierung .....                  | 71         |
| <b>4</b> | <b>Entwurf einer Steer-by-Wire-Lenkung .....</b>         | <b>73</b>  |
| 4.1      | Untersuchungen eines konventionellen Lenksystems .....   | 74         |
| 4.1.1    | Experimentelle Untersuchung von Lenksystemen .....       | 74         |
| 4.1.2    | Modellbasierte Untersuchung von Lenksystemen .....       | 77         |
| 4.1.3    | Zusammenfassung .....                                    | 85         |
| 4.2      | Verteilt strukturierter Entwurf einer SbW-Lenkung .....  | 85         |
| 4.2.1    | Strukturierung der SbW-Lenkung im Top-Down-Entwurf ..... | 87         |
| 4.2.2    | Mechatronischer Entwurf des Lenkkreises .....            | 90         |
| 4.2.2.1  | Modellbildung und Analyse des Modulatorkreises .....     | 91         |
| 4.2.2.2  | Identifizierung des Modells .....                        | 93         |
| 4.2.2.3  | Reglerauslegung des Lenkkreises .....                    | 98         |
| 4.2.3    | Mechatronischer Entwurf des Servokreises .....           | 104        |
| 4.2.3.1  | Modellbildung und -analyse der Druckregelkreise .....    | 104        |
| 4.2.3.2  | Identifizierung des Druckregelkreises .....              | 108        |
| 4.2.3.3  | Reglerauslegung des Servokreises .....                   | 111        |
| 4.2.4    | Reglerauslegung der Servolenkung .....                   | 114        |
| 4.3      | Bewertung und Erweiterung der Regelstrategie .....       | 120        |
| <b>5</b> | <b>Anwendungsbeispiele. ....</b>                         | <b>126</b> |
| 5.1      | Mehrkoordinatenantrieb .....                             | 127        |
| 5.2      | Lenksysteme .....                                        | 128        |
| 5.2.1    | Elektrohydraulische SbW-Lenkung .....                    | 129        |
| 5.2.2    | Elektromechanische SbW-Lenkung .....                     | 133        |
| 5.2.3    | Konventionelles Lenksystem .....                         | 134        |
| 5.3      | Federungssysteme .....                                   | 134        |
| 5.3.1    | Das hydropneumatische Federbein .....                    | 135        |
| 5.3.2    | Viertelfahrzeugprüfstand eines aktiven Federbeins .....  | 136        |
| 5.4      | Aggregate .....                                          | 137        |
| 5.4.1    | Motor-Pumpenaggregat .....                               | 137        |
| 5.4.2    | Flügelzellenpumpe .....                                  | 138        |
| <b>6</b> | <b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>                | <b>140</b> |
| <b>7</b> | <b>Anhang .....</b>                                      | <b>143</b> |
| 7.1      | Frequenzgänge der Positioniermaschine .....              | 143        |
| 7.2      | Modellbildung eines HP-Federbeins .....                  | 148        |

|          |                                             |            |
|----------|---------------------------------------------|------------|
| 7.3      | Modellbildung des Modulatorkreises .....    | 150        |
| 7.3.1    | Die Modulatoreinheit .....                  | 151        |
| 7.3.2    | Das Getriebe .....                          | 151        |
| 7.3.3    | Die Modulatorpumpe .....                    | 151        |
| 7.3.4    | Der Lenkzylinder .....                      | 152        |
| 7.3.5    | Die Rohrleitungen .....                     | 153        |
| 7.3.6    | Das Gesamtmodell des Modulatorkreises ..... | 155        |
| 7.3.7    | Herleiten der Übertragungsfunktionen .....  | 155        |
| 7.4      | Die m-Funktion identfreq .....              | 160        |
| <b>8</b> | <b>Literatur .....</b>                      | <b>163</b> |



# Kapitel 1

## Einleitung

Bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen haben sich in der Vergangenheit zwei wesentliche Schwierigkeiten ergeben: Zum Einen werden die Kraftfahrzeuge und deren Subsysteme komplexer, zum Anderen verkürzen sich die Entwicklungszeiten zunehmend. Ein Beispiel für den zweiten Trend stellt die Entwicklung der A-Klasse dar. Als ein neueres Fahrzeugkonzept des Hauses DaimlerChrysler wurde sie innerhalb von 36 Monaten entwickelt. Für den im Jahre 1976 erstmals verkauften W123 wurden noch 8 Jahre Entwicklungszeit investiert. Dieser Trend ist auf die steigende Variantenvielfalt und den wachsenden Konkurrenz- und Kostendruck zurückzuführen. Die zunehmende Komplexität der Fahrzeuge resultiert nicht zuletzt aus den gestiegenen Ansprüchen an Fahrsicherheit und Fahrkomfort und die damit einhergehende Einführung von Fahrerassistenzsystemen. Auch die zur Zeit sehr stark diskutierten X-by-Wire-Technologien und vor allem die Verknüpfungen all dieser Systeme werden die Komplexität in der Entwicklung des Produktes Fahrzeug noch einmal steigern.

Dass kürzere Entwicklungszeiten bei steigender Komplexität ein Umdenken bei der Fahrzeugentwicklung erfordern, zeigt die Statistik der Rückrufaktionen. 1993 gab es in Deutschland 35 sicherheitskritische Rückrufaktionen, 2001 lag die Zahl schon bei 113. Hier müssen dem Entwicklungsingenieur neue Methodiken an die Hand gegeben werden, um diesen Schwierigkeiten zu begegnen.

### 1.1 Motivation und Zielsetzung

In der Natur des Menschen liegt es begründet, dass er versucht, komplexe, schwer zu verstehende Systeme, aber auch Vorgänge zu simplifizieren und zu abstrahieren. Hierzu benutzt er seit jeher Modelle bzw. Modellvorstellungen. Beispiele hierfür reichen weit in die Geschichte der Menschheit zurück, so wird das Sonnensystem<sup>1</sup> seit Jahrhunderten an Modellen erläutert.

---

1. Auch wenn die zugrundeliegenden Modelle nicht immer richtig waren (Galileo).

Die verwendeten Modelle können auf unterschiedlichen Abstraktionsebenen basieren und weisen somit einen voneinander abweichenden Realitätsbezug auf. Ausgehend von rein gedanklichen Modellen, die weit entfernt vom realen System sind, gibt es z. B. Anforderungskataloge, Zeichnungen, maßstabsgetreue Modelle und Prototypen mit einem hohen Realitätsbezug.

Durch die rasante Entwicklung der Computertechnik in den letzten vier Jahrzehnten ist der Digitalrechner zu einem der wichtigsten Werkzeuge zum Erstellen von Modellen avanciert. Die Fülle an verfügbaren Programmen erlaubt es nunmehr, Modelle aller Abstraktionsebenen zu erstellen bzw. deren Erzeugung stark zu unterstützen.<sup>1</sup> Mittels der Rechnerunterstützung wurde ein enormer Kosten- und Zeitvorteil erzielt, da die im Rechner erzeugten Modelle, nicht zuletzt durch die Verwendung von Bibliotheken, schnell zu erzeugen und zu verändern sind. Aus diesem Grund wird der Trend immer mehr Entwicklungsschritte in den Rechner zu verlagern stark forciert. So werden heute ein Großteil der Entwicklungsstufen, wie z. B. Analyse-, Synthese- und Optimierungsschritte, rechnergestützt durchgeführt.

In allen Entwicklungsdisziplinen entstehen Modelle, die unterschiedliche Sichtweisen auf das reale System repräsentieren. Der Konstrukteur z. B. erstellt Zeichnungen, bei denen die Gestalt und das Gewicht des Produktes im Vordergrund stehen. Beim Berechnungsingenieur, der FEM-Modelle erstellt, bilden wiederum die Belastung und die Haltbarkeit den Schwerpunkt. Der Mechatroniker nimmt für sich eine ganzheitliche Sichtweise in Anspruch. Er versucht, die an einem mechatronischen Produkt aus unterschiedlichen Disziplinen<sup>2</sup> stammenden Subsysteme bzgl. ihrer zu erfüllenden Bewegungsfunktion optimal zu gestalten.

Ganz besonders bei der Entwicklung mechatronischer Produkte ist die Unterstützung durch den Rechner nicht mehr wegzudenken. Beim Entwurf dieser Systeme hat sich in der Vergangenheit der mechatronische Entwicklungskreis durchgesetzt und kann nunmehr als Stand der Technik bezeichnet werden. Ausgehend vom Konzept eines realen Systems, werden beim mechatronischen Entwicklungskreislauf die Modellbildung, die Modellanalyse, die Modellidentifizierung und die Reglersynthese durchgeführt. Dies soll sowohl zu einer optimalen Systemstruktur als auch zu einem optimalen Regler führen. Dabei wird der Entwurf durch eine reale Testumgebung wie Prüfstände unterstützt.

Der Trend, immer mehr Entwicklungsschritte in den Rechner zu verlagern, erfordert, dass die Modelle immer mehr Systemeigenschaften berücksichtigen und somit auch immer komplexer werden. Der mechatronische Entwicklungskreislauf bezieht sich jedoch auf das zu untersuchende Gesamtsystem. Dies kann bei komplexen Systemen zu Schwierigkeiten führen, da viele der heute bekannten Methoden aus den Bereichen der Analyse, der Identifizierung und der Reglersynthese nur auf kleine Systeme anwendbar sind. Ähnlich wie bei der Erstellung von komple-

1. Auch die Realisierung von Prototypen wurde durch CAE-Techniken (z. B. Stereo-Lithographie) stark erleichtert.

2. In der Regel handelt es sich hier um Systeme aus dem Bereich des Maschinenbaus, der Elektrotechnik und der Informatik.

nen Softwareprogrammen kann eine Lösung dieser Problematik in der Strukturierung gesamthafter mechatronischer Systeme liegen. Hierzu gibt es unterschiedliche Ansätze, wie sie in [Lückel 92] und [Cartronic] zu finden sind.

In dieser Arbeit soll der Entwurf komplexer mechatronischer Systeme an Beispielen vorwiegend aus dem Bereich der Fahrzeugtechnik gezeigt werden. Dabei steht die Entwicklung einer Steer-by-Wire-Lenkung im Vordergrund. Im ersten Teil soll eine Methode zur Strukturierung solch komplexer Systeme vorgestellt werden. Diese funktionsorientierte Strukturierung, d. h. die Einteilung des komplexen Systems in überschaubare Subsysteme, wirft jedoch neue Fragen zu Modellbildung, Analyse, Identifizierung und Reglersynthese auf. Um diese Fragen zu beantworten, soll im zweiten Teil gezeigt werden, wie der funktionsorientierte Entwurf (eine Erweiterung des mechatronischen Entwicklungskreislaufs) in diese Strukturierungsmethodik eingegliedert werden kann. Darüber hinaus wird eine Methode zur Identifizierung von Modellen vorgestellt, die sich sehr gut in den strukturierten verteilten Entwurf einbetten lässt. Diese drei Aspekte werden im Folgenden näher erläutert:

### **Verteilte strukturierte Systemarchitektur**

Neben den einzelnen Synthese-, Analyse- und Identifizierungstechniken, die oftmals nur auf kleine Systeme anwendbar sind, wird für den Entwurf komplexer Systeme eine verteilte strukturierte Systemarchitektur vorgestellt. Sie erlaubt es, die komplexen Systeme auf überschaubare Teilsysteme herunterzubrechen, bei denen dann die herkömmlichen Techniken des modellgestützten Entwurfs, wie z. B. die symbolische Analyse, angewendet werden können. Dieser modular- hierarchische Ansatz, der erstmals in [Lückel 92] vorgestellt und am MLaP<sup>1</sup> in den letzten Jahren weiterentwickelt wurde, wird in dieser Arbeit aufgegriffen.

Aufgrund der Strukturierung werden Subsysteme, wie z. B. die Aktorik, sehr einfach austauschbar, da die Anforderungen an diese Subsysteme aufgrund der modular-hierarchischen Entwicklung sehr genau bekannt sind. So entsteht ein Baukastensystem für das jeweilige Produkt, das jeweils an Kundenbedürfnisse angepasst werden kann.

### **Anwendung des funktionsorientierten Entwurfs innerhalb des strukturierten Systems**

Ein wesentlicher Nutzen der Strukturierungsmethodik ist die Entstehung von kleinen überschaubaren Subsystemen, die unabhängig (innerhalb einer Hierarchieebene) voneinander betrachtet und ausgelegt werden können. Dies wirft jedoch weiterführende Fragen auf, wie z.B.:

- Wie werden die Subsysteme entworfen?
- Wie werden informationstechnische und mechanisch/hydraulische Kopplungen zwischen den Subsystemen in der Modellbildung berücksichtigt?
- Wie werden die Subsysteme in der Reglersynthese berücksichtigt?

1. MLaP, Mechatronik Laboratorium Paderborn an der Universität Paderborn. Leitung: Prof. Dr.-Ing. J. Lückel.

Zur Beantwortung dieser Fragen wird folgende Vorgehensweise vorgeschlagen:

Die entstehenden Teilsysteme werden im Sinne des funktionsorientierten Entwurfs ausgelegt. Die Kopplungen zwischen den Subsystemen sollen entweder durch regelungstechnische Eingriffe oder durch den Einsatz von intelligenten Aktoren aufgehoben werden (siehe Kapitel 3). Für die Auslegung von übergeordneten Teilsystemen werden reduzierte Modelle der unterlagerten Teilsysteme verwendet, um so die Komplexität der Modelle gering zu halten. Die Modellreduktion ist aufgrund der geregelten Subsysteme gut realisierbar. Unterstützt wird sie auch durch die Tatsache, dass die Eigenfrequenzen der Systeme höherer Hierarchieebenen prinzipbedingt langsamer werden und somit sehr oft eine frequenzmäßige Trennung der Systeme vorliegt.

### **Identifizierung von Teilsystemen**

Ein großer, oft unterschätzter Teil des modellgestützten Entwurfs stellt die Modellidentifizierung dar. Ohne validiertes Modell sind keine aufschlussreichen Analysen und keine erfolgreiche Reglersynthese möglich. Damit geht der Nutzen des modellbasierten Entwurfs verloren.

In dieser Arbeit soll ein Verfahren zur Identifizierung von Modellen vorgestellt werden, welches sich in den verteilten strukturierten Entwurf eingliedert. Zum Einen soll es auf unteren Hierarchieebenen zur Erstellung detaillierter physikalischer Systemmodelle beitragen. Zum Anderen wird es zur Erstellung reduzierter Systemmodelle für den Entwurf höherer Hierarchieebenen dienen. Für beide Zwecke ist ein Identifizierungsverfahren notwendig, mit dem es möglich ist, Modelle unterschiedlicher Modellierungstiefen zu erstellen, die je nach Anwendungsfall mehr oder weniger physikalische Eigenschaften des Systems berücksichtigen. Darüber hinaus soll es mit dem Verfahren ermöglicht werden, sowohl Eingrößen- als auch Mehrgrößensysteme zu identifizieren.

## **1.2 Gliederung der Arbeit**

Die Arbeit gliedert sich in vier weitere Hauptkapitel, deren Inhalt im Folgenden kurz erläutert wird:

Kapitel 2 beschreibt den Entwurf mechatronischer Produkte. Ausgehend vom mechatronischen Entwicklungskreislauf, werden die 3 Phasen des funktionsorientierten Entwurfs erläutert. Die hierbei im Vordergrund stehende Bewegungsfunktion dient als Strukturierungsansatz für den im 3. Unterkapitel diskutierten verteilten strukturierten Entwurf. Besonderes Augenmerk wird auf die möglichen Entkopplungsarten der entstehenden Subsysteme gelegt.

Der verteilte strukturierte Entwurf fordert ein besonderes Identifizierungsverfahren, das auf dem Markt nicht verfügbar ist. Die Entwicklung eines solchen Verfahrens wird in Kapitel 3 beschrieben.

Kapitel 4 zeigt den mechatronischen Entwurf einer SbW-Lenkung. Anhand der Erkenntnisse, die bei der Analyse einer konventionellen hydraulischen Servolenkung erlangt werden, wird in einem ersten Schritt der verteilt strukturierte Entwurf der SbW-Lenkung durchgeführt. Die dabei entstehende klare Gliederung des Systems bietet im weiteren die Möglichkeit zur Optimierung.

Viele der in dieser Arbeit behandelten Fragestellungen haben sich bei der Bearbeitung von praxisnahen Projekten ergeben. Das Kapitel 5 zeigt eine Zusammenstellung der im Rahmen dieser Arbeit mitentwickelten Produkten. Es wird grob die Funktion der Systeme erläutert, welche Problemstellung an ihnen zu bearbeiten ist und in welchen Kapiteln diese bearbeitet wird.

# Kapitel 2

## Entwurf mechatronischer Systeme

Die Komposition mechatronischer Produkte wird zunehmend schwerer, da deren Komplexität enorm ansteigt. Dieser Trend wird bei der PKW-Entwicklung durch die steigenden Anforderungen an Sicherheit und Komfort gesteigert. Um die Komplexität dennoch beherrschbar zu gestalten, müssen neue Methodiken für die Entwicklung erarbeitet werden. Eine solche Methodik soll in diesem Kapitel zur Diskussion gestellt werden:

Es wird aufgezeigt, wie nach heutigem Stand der Technik derartige Produkte anhand des mechatronischen Entwicklungskreislaufes entworfen werden. Im darauffolgenden Unterkapitel 2.2 wird diese Methodik um den funktionsorientierten Entwurf mechatronischer Systeme erweitert, bei dem die Bewegungsfunktion im Vordergrund steht. Am Beispiel der Entwicklung von PKW-Regelsystemen und deren Aktorik wird gezeigt, dass die im ersten und zweiten Unterkapitel vorgestellten Methodiken nur bedingt auf solche komplexen Systeme anwendbar sind. Darüber hinaus wird ein Ausweg aus diesem Dilemma aufgezeigt; es werden die komplexen Systeme bzgl. ihrer Funktionen in modular hierarchische Subsysteme eingeteilt (Top-Down-Entwurf; Unterkapitel 3). In Kapitel 2.3.3 wird demonstriert, wie diese Subsysteme in einem dezentralen Entwurf einzeln ausgelegt werden können (Bottom-Up-Entwurf). Im Besonderen wird auf die Kopplung der Subsysteme und deren Berücksichtigung beim Entwurf eingegangen. Einige der hier vorgestellten Gesichtspunkte werden bei der Entwicklung bereits rein intuitiv berücksichtigt. Diese Arbeit soll darüber hinaus eine Systematik aufzeigen, die den Entwicklungsprozess formal beschreibt. Die Anwendung des verteilt-strukturierten Entwurfs wird anhand des Reglerentwurfs für eine SbW-Lenkung in Kapitel 4.2 gezeigt.

Einen weiteren wichtigen Aspekt stellt die Rechnerunterstützung beim Entwurf mechatronischer Systeme dar. Bei dieser Thematik werden u. a. Fragen beantwortet wie: Welche Werkzeuge gibt es, und wie leistungsfähig sind sie? Welche Aufgaben übernimmt der Rechner? Wie werden mechatronische Systeme im Rechner abgebildet? Wie verlässlich sind die Ergebnisse? Derartige Fragen werden in dieser Arbeit nur am Rande betrachtet, da es hierzu hinreichend Literatur gibt (vgl. [Hahn], [Kett], [Analogy], [Matlab]).

## 2.1 Die Mechatronik

Das Kunstwort Mechatronik, gebildet aus den Wörtern Mechanik und Elektronik, etablierte sich Ende der sechziger Jahre. Anfangs wurden mechatronische Produkte als solche bezeichnet, wenn ihre mechanische Struktur durch Elektronik erweitert wurde [Heimann]. Heute spricht man von einem mechatronischen System, wenn es aus folgenden Komponenten besteht:

- Mechanische Trag- oder Führungsstruktur
- Aktorik
- Sensorik
- Informationsverarbeitende Komponenten

Die möglichen Bewegungsmechanismen (Strukturfreiheitsgrade) werden maßgeblich durch die mechanische Trag- oder Führungsstruktur und die Aktorik bestimmt. Die Aktorik wird an dieser Stelle erwähnt, da sie häufig Bestandteil der Struktur ist und tragende bzw. führende Aufgaben übernimmt. Sie erzeugt die notwendigen Kräfte und Momente zur Durchführung von Bewegungen. Der jeweilige Bewegungszustand wird durch die Sensorik ermittelt.

Der Informationsverarbeitung kommt eine besondere Bedeutung im Rahmen des mechatronischen Produktes zu. Sie stellt das Verbindungselement zwischen Sensorik und Aktorik dar. Die über die Sensorik ermittelten Bewegungszustände werden innerhalb der informationsverarbeitenden Komponenten aufbereitet, mittels eines Regelgesetzes verarbeitet und schließlich als Stellsignale an die Aktorik ausgegeben, um so ein kontrolliertes Bewegungsverhalten des Systems einzustellen. Damit kann der Begriff der Mechatronik folgendermaßen definiert werden:

*Die Mechatronik ist die Wissenschaft zur Beschreibung von mechanischen Systemen und Systemverbänden mit kontrollierten Bewegungsvorgängen. Die Kontrolle der Bewegungsvorgänge und des Informationsaustausches zwischen den einzelnen Systemen übernimmt dabei ein digitaler Mikrorechner [Lückel 97].*

Da die Kontrolle des Bewegungsverhaltens von der Informationsverarbeitung übernommen wird, dessen Verhalten wiederum einfach anzupassen bzw. abzuändern ist, ergibt sich ein hohes Maß an Flexibilität beim Einstellen des Bewegungsverhaltens. Hierdurch lassen sich neue Funktionen realisieren, die nicht nur die Bewegung beeinflussen. Es werden auch Funktionen umgesetzt, welche die Ausfallsicherheit durch Sensor-, Aktor- bzw. Strukturüberwachung betreffen oder auch eine Energiebedarfsreduktion durch situationsangepasste Regelstrategien ermöglichen.

Steigende Flexibilität und steigender Funktionsumfang bedeuten ebenfalls einen gleichzeitigen Anstieg der Komplexität. Hoch komplexe Systeme der Mechatronik lassen sich nicht mehr im Trial-and-Error-Verfahren entwickeln. Aus diesem Grund wurde ihr Entwurf in den vergange-

nen Jahren immer mehr in den Rechner verlagert und systematisiert. Der rechnergestützte Entwurf wird durch die einzelnen Schritte des mechatronischen Entwicklungskreislaufes [Wältermann] vorangetrieben. Sie werden im Folgenden skizziert:

1. Modellbildung, -identifizierung und -analyse

Zur Neuentwicklung oder zur Verbesserung eines Produktes wird dessen statisches und dynamisches Verhalten mittels Modellen abgebildet. Um sicherzustellen, dass die Modelle die Realität genügend genau abbilden, erfolgt eine Identifizierung. Hierbei wird ein Abgleich zwischen dem Modell und den Messungen durchgeführt. Mit Hilfe dieser identifizierten Modelle kann dann eine rechnergestützte Analyse des Systemverhaltens erfolgen.

2. Modellgestützte Reglersynthese und Systemoptimierung

Unter Anwendung des nun bekannten Systemverhaltens kann eine Reglerstruktur extrahiert werden. Dies erfolgt unter Berücksichtigung der vorhandenen Mess- und Stellgrößen und erfordert ein hohes Maß an regelungstechnischer Erfahrung und Wissen. Dieser Reglersynthese wird zur Findung optimaler Reglerparameter eine Optimierung nachgeschaltet. Hierbei werden die Standardverfahren der linearen bzw. nichtlinearen Regelung ([Föllinger], [Isidori], [Ludyk]) angewendet. Das anzuwendende Verfahren wird dabei maßgeblich durch die vorher gewählte Reglerstruktur bestimmt.

3. Systemrealisierung und Systemtest

Erfüllt das im Rechner ausgelegte geregelte Gesamtsystem die Anforderungen, so kann der Übergang zum realen System geschehen. Hierzu wird der Regler an einem Prüfstand am realen System getestet. Oftmals wird hierzu eine Rapid-Prototyping-Hardware verwendet, was den Bedienkomfort und die Durchlaufzeiten begünstigt.

Insbesondere stellen die ersten beiden Schritte des Entwicklungskreislaufs einen stark iterativen Prozess dar, der Rückschritte in frühere Phasen notwendig macht. Wird z. B. bei der Identifizierung festgestellt, dass die Modellierungstiefe nicht ausreichend ist, so muss die Modellbildung der Strecke neu überdacht werden. Iterationen an dieser Stelle sind jedoch unproblematisch, da der Entwurf bis zum 2. Schritt rechnergestützt durchgeführt wird. Somit können Iterationen zeit- und kostengünstig durchgeführt werden. Beim Übergang zum realen System in der 3. Phase sollten Iterationen, welche die Hardware betreffen, vermieden werden, da der Bau eines Prototypen zeit- und kostenintensiv ist. Die Vermeidung von Iterationen an dieser Stelle wird durch eine gewissenhafte Abarbeitung von Phase 1 und 2 begünstigt. Iterationen, welche die Reglerstruktur (Software) betreffen, sind in Phase 3, ähnlich wie Änderungen in Phase 1 und Phase 2, zu bewerten.

## 2.2 Der funktionsorientierte Entwurf

Am Anfang des Entwicklungskreislaufes steht entweder ein zu verbesserndes<sup>1</sup> Produkt oder eine neue Produktidee, die umgesetzt werden soll. Speziell im ersten Fall droht die Gefahr, dass die schon bestehende (oder aus anderen, ähnlichen Produkten bekannte) mechanische Struktur übernommen und durch Ergänzung von Aktor-, Sensorgruppen und den zugehörigen informationstechnischen Komponenten zu einem mechatronischen Produkt erweitert wird. Diese Vorgehensweise suggeriert eine getrennte Auslegung und Analyse der mechanischen Tragstruktur, der Aktoren/Sensoren und der Regelung. Das kann jedoch nur zu einer suboptimalen Lösung des Gesamtsystems führen, da Optimierungsfreiheitsgrade der mechanischen Struktur und Wechselwirkungen der Struktur mit den anderen Komponenten bei der Auslegung unberücksichtigt bleiben. Hinzu kommt, dass die mechanische Struktur sehr oft nicht für die neuen, zu erfüllenden Funktionen ausgelegt wurde und somit bereits suboptimal ist. Die mechatronischen Elemente dienen daher im schlimmsten Fall nur zum Ausgleich von Unzulänglichkeiten der Strecke, was u. a. zu einem erhöhten Energiebedarf und infolgedessen zu schwereren, größeren und teureren Aktoren führt.

Um dies zu vermeiden, wird der mechatronische Entwicklungskreislauf um den ganzheitlichen funktionsorientierten Entwurf erweitert, der die folgenden beiden Merkmale beinhalten muss:

- Die zu erfüllende Funktion, insbesondere die Bewegungsfunktion, steht beim Entwurf im Vordergrund. Hier hat sich ein Wandel vollzogen, weg vom gestaltorientierten und hin zum funktionsorientierten Entwurf.
- Der Entwurf muss ganzheitlich vollzogen werden, d. h. alle am System beteiligten Komponenten werden von Anfang an beim Entwurf berücksichtigt. Dies unterstreicht noch einmal, dass die Mechatronik ein interdisziplinäres Forschungsgebiet ist, das auf verschiedenen Bereichen Maschinenbau, Informatik, Elektrotechnik und Hydraulik gleichermaßen aufbaut.

Dass diese beiden Merkmale für den Entwurf erforderlich sind, zeigt auch die schon erwähnte Entwicklung der zunehmenden Systemintegration. So werden z. B. Aktoren zum festen Bestandteil der Tragstruktur, um Gewichts-, Packaging- und Kostenvorteile zu erzielen. Darüber hinaus werden Sensoren und Informationsverarbeitung direkt in die Aktoren integriert. Es entstehen sogenannte autark funktionierende, "smarte" Aktoren. Dabei sind diese Aktoren im Rahmen der jeweiligen zu erfüllenden Funktionen im Gesamtsystem optimiert. Dies ist in Kapitel 2.3.3 am Beispiel einer Flügelzellenpumpe dargestellt. Dort soll nicht nur ein Druck als Führungsgröße eingeregelt werden, vielmehr wird der Aktor hydraulisch und mechanisch so abgestimmt, dass er Störgrößen hoher Bandbreite ausregeln kann.

---

1. Die Verbesserung bezieht sich hier auf die Funktion, speziell die Bewegungsfunktion, nicht z. B. auf die Gestalt oder das Aussehen.

Abbildung 2.1 soll diesen funktionsorientierten Entwurf verdeutlichen. Er kann in 3 Phasen unterteilt werden, die in den folgenden Unterkapiteln noch genauer beschrieben werden. Ausgangspunkt sind die zu erfüllenden Bewegungsfunktionen. Auf dieser Basis werden in Phase 1 unterschiedliche reduzierte Lösungselemente (Wirkprinzipien) erdacht, die als topologisch-physikalische Modelle bezeichnet und durch methodisches oder intuitives Vorgehen erarbeitet werden, jedoch rein auf Erfahrungen des Entwicklungsingenieurs beruhen.

Beim Fortschreiten der Entwicklung über die einzelnen Phasen hinweg werden die reduzierten Lösungselemente weiter verfeinert und entsprechend analysiert, so dass das Systemwissen weiter wächst. In Phase 2 wird, über das Erfahrungswissen des Ingenieurs hinaus, durch die rechnergestützte Systemanalyse neues Systemwissen hinzugewonnen.

Des Weiteren werden bei der Detaillierung in Phase 2 weitere Systemanforderungen berücksichtigt, um schon beim Abschluss der Phase 2 ein im Rechner getestetes optimales Produkt zu erzielen, das unter allen Betriebsbedingungen den gestellten Anforderungen gerecht wird. Für die dritte, zeit- und kostenintensive Phase sollte nur noch eine Lösungsvariante bleiben, die für Prüfstandtests am realen System ausgearbeitet wird. Für die rechnergestützte Analyse können drei Modelltypen verwendet werden, die in Kapitel 2.2.2 näher erläutert werden:

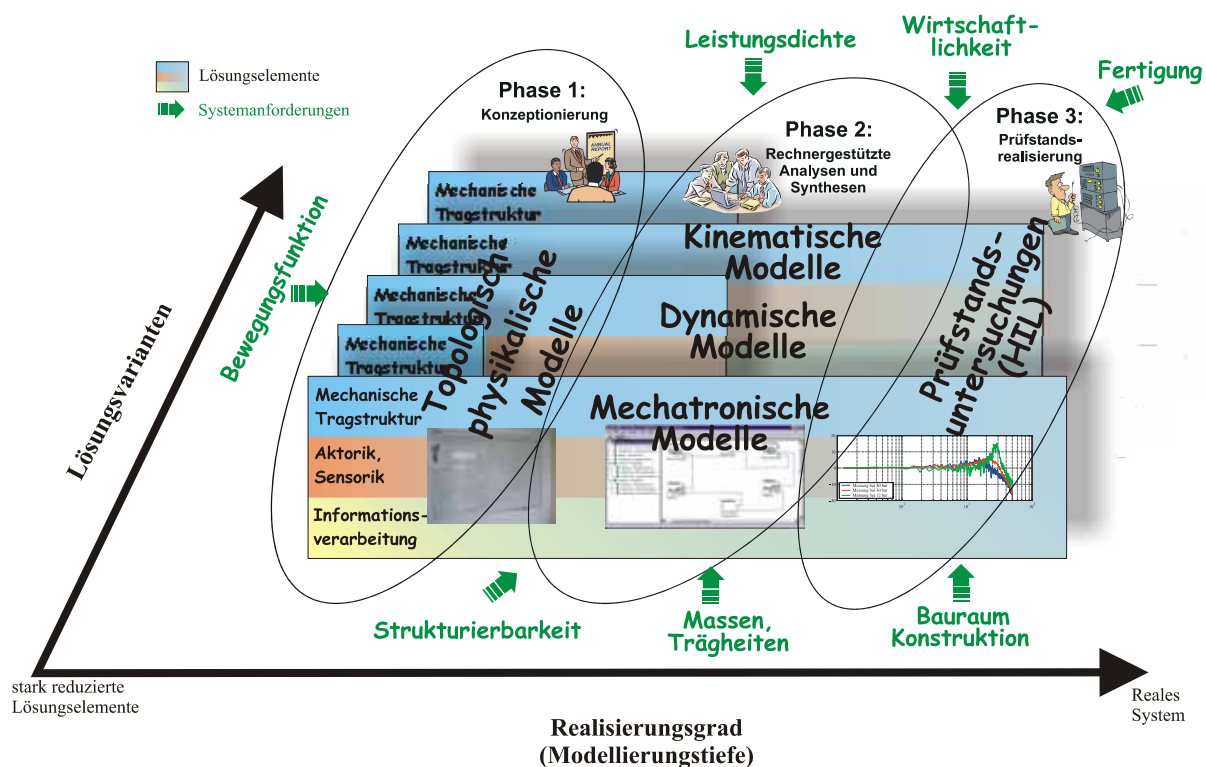


Abbildung 2.1: Der funktionsorientierte Entwurf

Innerhalb der einzelnen Phasen laufen, oberflächlich betrachtet, immer die gleichen Arbeitsschritte (angelehnt an den mechatronischen Entwicklungskreislauf) ab. Jeweils anhand der in den Phasen vorherrschenden Modelle wird eine Analyse durchgeführt, um anhand dieser zu entscheiden, ob die betrachtete Lösungsvariante realisierbar ist oder ob gegebenenfalls nachgebessert werden muss. Es unterscheiden sich lediglich Methoden und Modelle. In Phase 1 werden anhand des topologisch-physikalischen Modells größtenteils aus der Erfahrung des Ingenieurs eine Systemanalyse und -optimierung durchgeführt. Daran schließt sich eine im Wesentlichen durch Intuition getriebene Systemauswahl an. Bei Phase 2 sind Systemanalyse, -optimierung und -auswahl durch die Auswertung von Simulation, Eigenwertberechnung etc. komplett rechnergestützt anhand von quantitativen Größen möglich. Phase 3 erlaubt die Analyse und die Auswahl durch Messungen im Zeit-, Frequenz- und Modalbereich. Optimierungsschleifen sollten in Phase 3 möglichst vermieden werden (s. o.).

Die Ganzheitlichkeit des Entwurfs drückt sich darin aus, dass von Anfang an sowohl Tragstruktur, Aktorik, Sensorik als auch Informationsverarbeitung berücksichtigt und sukzessive optimiert werden.

Schon das topologisch-physikalische Modell kann mit Hilfe eines Rechners erstellt werden, aus dem wiederum die mathematischen Modelle der zweiten Phase bedingt automatisiert abgeleitet werden können ([Hahn]).

Zu welchem Zeitpunkt der Übergang in die nächste Phase vollzogen werden kann, hängt vom Erfahrungswissen des Ingenieurs ab. Dem erfahrenen Ingenieur ist es möglich, schon in Phase 1 Erkenntnisse zu berücksichtigen, die der unerfahrene Ingenieur erst in Phase 2 bzw. Phase 3 erlangt. Somit verkürzt sich der Entwurf enorm. Das frühe Verwerfen von Lösungsvarianten birgt jedoch auch Risiken; so können Lösungsansätze, die vor fünf Jahren noch undenkbar gewesen wären, heute etwa aufgrund neuer Aktoren durchsetzbar sein.

### **2.2.1 Phase 1: Konzeptionierung**

Die wichtigste Ergänzung des mechatronischen Entwicklungskreislaufes ist Phase 1 beim funktionsorientierten Entwurf. Sie gliedert sich noch vor der Modellbildung in den Entwicklungskreislauf ein und stellt eine Mischung aus intuitivem und methodischem Vorgehen dar. Angelehnt an die Produktplanungs- und Konzeptionierungsphase (siehe [Pahl]) des konstruktiven Entwurfs werden, ausgehend von den Bewegungsfunktionen, prinzipielle Wirkprinzipien erstellt, die diesen gerecht werden. Diese Wirkprinzipien werden durch sehr stark reduzierte Lösungselemente, welche die Funktion simplifiziert und abstrahiert wiedergeben, präsentiert. Gefunden werden diese Lösungselemente durch Methodiken wie Brainstorming, die Wasserfallmethode etc. Die Lösungselemente werden auch als topologisch-physikalische Mo-

delle bezeichnet, welche die Anordnung und die Verknüpfungen von Bauelementen der unterschiedlichen Fachdisziplinen beschreiben. Die Phase 1 ist summarisch in Abbildung 2.2 dargestellt:

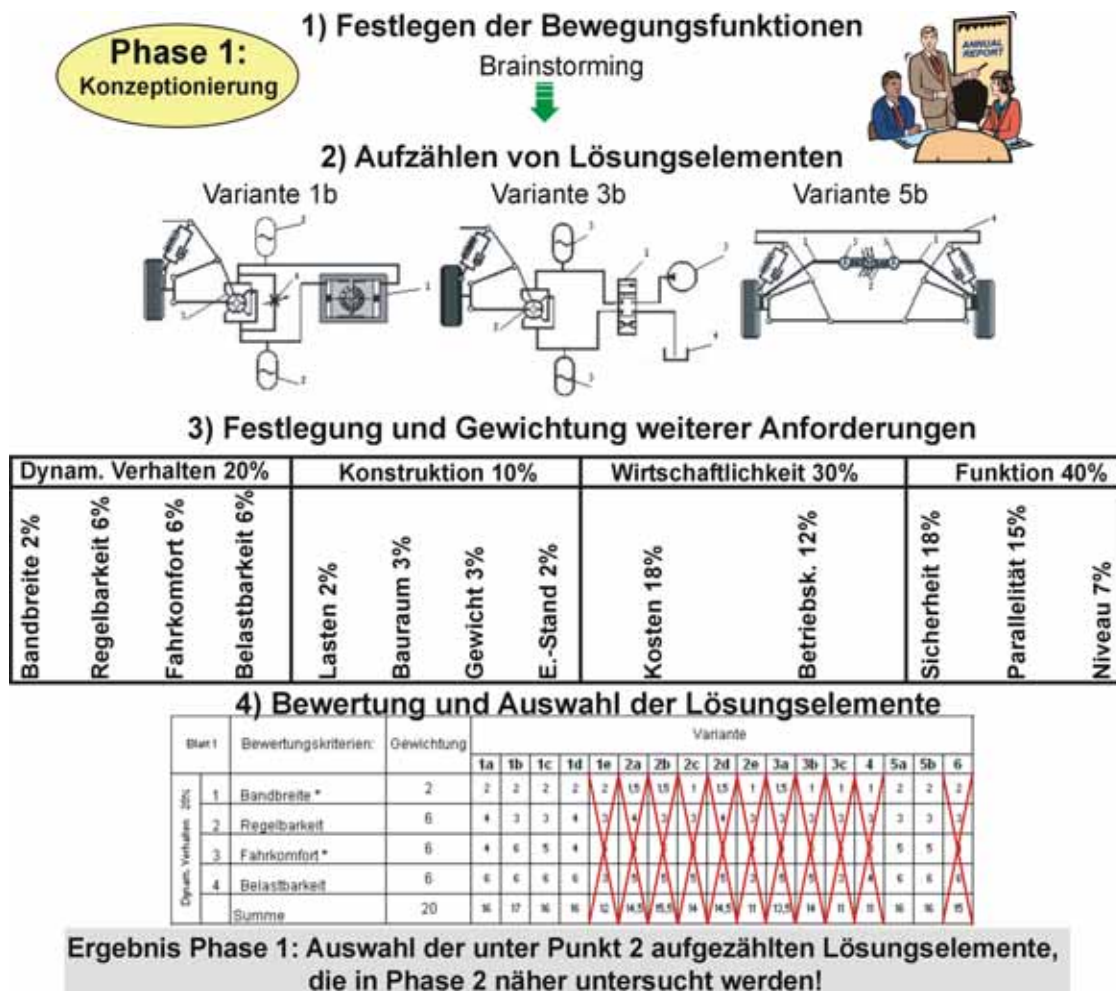


Abbildung 2.2: Phase 1 des funktionsorientierten Entwurfs

Schon in Phase 1 werden eine Bewertung und eine Vorauswahl der einzelnen Lösungsvarianten durchgeführt. Dies ist auch erforderlich, da der Arbeitsaufwand zu hoch wäre, um alle Lösungen einer modellgestützten Analyse in Phase 2 und einer Realisierung in Phase 3 zu unterziehen. Hierzu wird ein Anforderungskatalog erstellt, der alle Forderungen und Wünsche enthält, die das spätere Produkt erfüllen soll. Schon bei diesem Katalog muss sich die Ganzheitlichkeit des funktionsorientierten Entwurfes ausdrücken. Neben den beim konstruktiven Entwurf gestellten Forderungen sollen hier insbesondere auch mechatronische Gesichtspunkte berücksichtigt werden, so z. B.: Wie viele und welche Sensoren und Aktoren werden für die einzelnen Lösungsvarianten benötigt? Wo sind sie günstig zu platzieren? Welches Informationssystem mit welchem Bus und welchen Taktraten ist günstig? Welche Dynamik ist hiermit zu erzielen? Nur

wenn diese Anforderungen so frühzeitig wie möglich beim Entwurf berücksichtigt werden und nicht erst zu einem späteren Zeitpunkt als Add-On-Lösung zur Minimierung zuvor begangener Fehler, kann ein optimales Produkt entstehen.

Nicht alle Forderungen sind gleichermaßen zu erfüllen; sie können vielmehr in einem Konflikt zueinander stehen. So ist z. B. die Forderung nach sehr hoher Dynamik nur bedingt mit einem geringen Energiebedarf in Einklang zu bringen. Aus diesem Grund müssen die Anforderungen entsprechend ihrer Bedeutung für ein optimales Produkt, gewichtet werden. Hierzu können die Anforderungen hierarchisch in Haupt- und Subanforderungen innerhalb einer Matrix aufgebaut und gewichtet werden [Jorden], [Pahl].

Anhand der Bewertungsmatrix werden die einzelnen Lösungsvarianten beurteilt. Die Bewertung beruht dabei maßgeblich auf den Erfahrungen des Ingenieurs und findet intuitiv statt. So können schon in dieser Phase einige Lösungsvarianten ausgeschlossen werden, wobei deren Ausschluss immer kritisch geprüft werden sollte.

## 2.2.2 Phase 2: Rechnergestützte Bewertung

In Phase 1 kann in der Regel nicht abschließend geklärt werden, ob und wie gut die einzelnen Lösungsvarianten den Anforderungen entsprechen. Ihre Systemeigenschaften sind nicht umfassend bekannt und durch das Erfahrungswissen des Ingenieurs nicht ausreichend vorhersagbar. Deshalb werden die aus Phase 1 verbleibenden Lösungsvarianten in Phase 2 einer modellgestützten Analyse im Rechner unterzogen. Anhand der topologisch-physikalischen Modelle werden mathematische Modelle erstellt. Mit Hilfe dieser Modelle und unter Anwendung der bekannten Analysetechniken (Simulation, Eigenwertanalyse, Frequenzgangsanalyse etc.) können qualitative Aussagen über das System getroffen werden. Diese Aussagen werden herangezogen, um die Bewertungsmatrix detaillierter ausfüllen und bewerten zu können (siehe Abbildung 2.3).

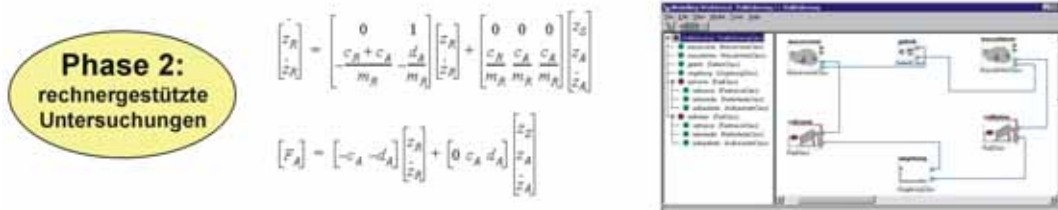
Anders als in Phase 1, in der versucht wird, mittels Erfahrungswissen, alle Anforderungen auf das eine topologisch-physikalische Modell anzuwenden, werden in Phase 2 verschiedene Anforderungen je nach verwendetem Modell geprüft. Es werden hier drei Modelltypen unterschieden, die im Folgenden aufgezeigt werden:

- Kinematische Modelle zur Beschreibung einfacher nichtdynamischer Zusammenhänge sind gekennzeichnet durch funktionale Beziehungen, Kennlinien und Kennfelder. Sie dienen der Beschreibung des "quasistatischen" Bewegungsmechanismus bzw. der Bewegungsmöglichkeit, um z. B. eine Vorauswahl für geeignete Positionen für Sensoren zu bestimmen oder eine Kollisionsprüfung durchzuführen.
- Dynamische Modelle beruhen auf Differentialgleichungssystemen zur Beschreibung des dy-

namischen Bewegungsverhaltens (die Aktorik wird als passive Systemkomponente mitberücksichtigt, da sie sehr oft Teil der Struktur ist). Mit Hilfe dieser Modelle wird das unkontrollierte, nicht geregelte Systemverhalten untersucht, um die zur Erfüllung der Bewegungsfunktion nötigen Kräfte und Momente zu bestimmen.

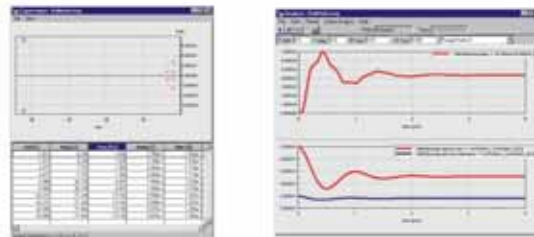
- Mechatronische Modelle beinhalten im Gegensatz zu den dynamischen Modellen Elemente der Mechatronik (Sensorik, Informationsverarbeitung und aktive Aktorik). Anhand dieser Modelle werden sowohl die Reglersynthese durchgeführt als auch das geregelte Gesamtsystem mit all seinen Einflüssen untersucht. Darüber hinaus wird das mechatronische Modell letztendlich auch zur ganzheitlichen Optimierung, sowohl der Regelung als auch der mechanischen Tragstruktur, herangezogen.

### 1) Modellbildung der reduzierten Lösungselemente, die in Phase 1 ausgewählt wurden



### 2) Rechnergestützte Analyse und Identifizierung der Modelle

Z. B.:  
Eigenwertanalyse  
Zeitbereichsanalyse  
Frequenzbereichsanalyse  
Modalanalyse



### 3) Bewertung der Lösungsvarianten anhand der Modellergebnisse

| Bewertungskriterien:   |                  | Gewichtung | Variante |    |    |    |    |      |      |    |      |    |      |    |    |    |    |    |    |  |  |  |
|------------------------|------------------|------------|----------|----|----|----|----|------|------|----|------|----|------|----|----|----|----|----|----|--|--|--|
|                        |                  |            | 1a       | 1b | 1c | 1d | 1e | 2a   | 2b   | 2c | 2d   | 2e | 3a   | 3b | 3c | 4  | 5a | 5b | 6  |  |  |  |
| Dynam. Verfahren 2015: | 1. Bandbreite *  | 2          | 2        | 2  | 2  | 2  | 2  | 15   | 15   | 1  | 15   | 1  | 15   | 1  | 1  | 1  | 2  | 2  | 2  |  |  |  |
|                        | 2. Regelbarkeit  | 6          | 4        | 3  | 2  | 4  | 3  | 4    | 3    | 4  | 3    | 4  | 3    | 4  | 3  | 4  | 3  | 4  | 3  |  |  |  |
|                        | 3. Fahrkomfort * | 8          | 4        | 4  | 4  | 4  | 4  | 4    | 4    | 4  | 4    | 4  | 4    | 4  | 4  | 4  | 4  | 4  | 4  |  |  |  |
|                        | 4. Belastbarkeit | 6          | 4        | 4  | 4  | 4  | 4  | 4    | 4    | 4  | 4    | 4  | 4    | 4  | 4  | 4  | 4  | 4  | 4  |  |  |  |
|                        | Summe            | 20         | 16       | 17 | 16 | 16 | 12 | 14,5 | 15,5 | 14 | 14,5 | 11 | 13,5 | 14 | 11 | 11 | 16 | 16 | 16 |  |  |  |

**Ergebnis Phase 2: Entscheidung für das erfolgsversprechendste Lösungselement das in Phase 3 näher untersucht werden sollen**

Abbildung 2.3: Phase 2 des funktionsorientierten Entwurfs

Es wird explizit darauf hingewiesen, dass die Modelltypen sich nicht durch die Modellierungstiefen, sondern durch ihr Anwendungsgebiet unterscheiden. Vielmehr können alle 3 Modelltypen je nach Verwendungszweck in unterschiedlichen Modellierungstiefen (z. B. linear oder nichtlinear) und Modellpräsentationen (z. B. numerisch oder symbolisch) vorliegen. So ist es zur Reglersynthese sinnvoll, die Modellierungstiefe gering zu halten. Für den anschließenden Test des geregelten Systems kann dann wiederum ein komplexeres Modell mit all seinen Nichtlinearitäten verwendet werden.

Die Ergebnisse der Analyse und der Reglersynthese sind nur dann aussagekräftig, wenn die Modelle eine ausreichende Güte aufweisen. Diese wird durch den Vorgang der Identifizierung erreicht und in Kapitel 3 ausführlich diskutiert

### 2.2.3 Phase 3: Prüfstandsrealisierung

Während die rechnergestützte Analyse und Synthese noch relativ zeit- und kostengünstig sind, entstehen für den Bau eines Prototypen und dessen Ausrüstung mit Sensorik, Prüfstandsperipherie und Informationshardware erhebliche Kosten. Infolgedessen sollte am Ende der 2. Phase die Entscheidung zur Realisierung maximal einer Lösungsvariante anhand der Bewertungsmatrix gefallen sein.

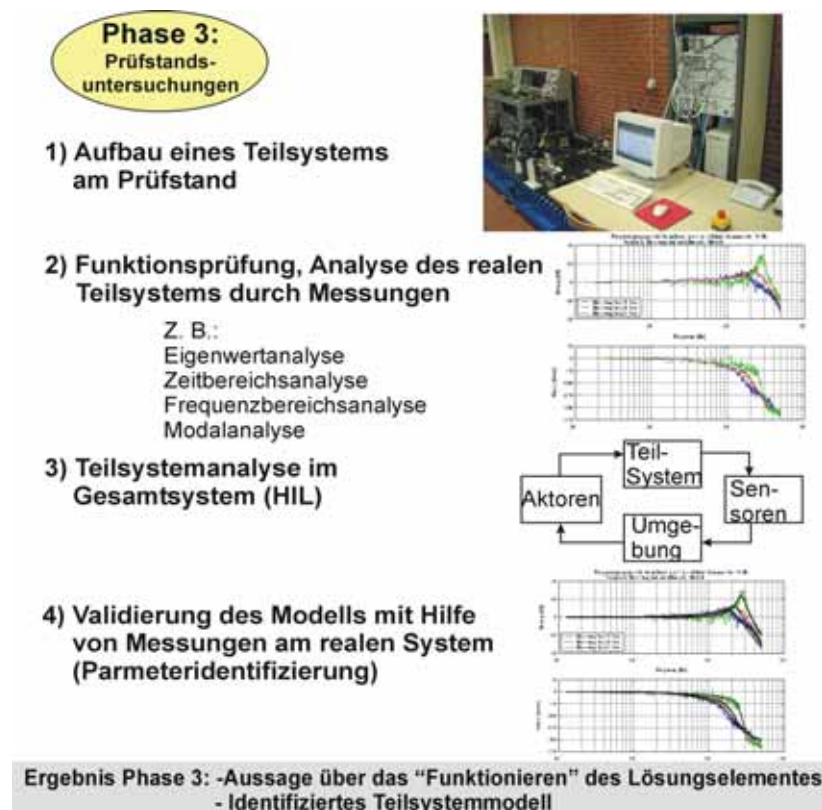


Abbildung 2.4: Phase 3 des funktionsorientierten Entwurfs

Um die Kosten für diese Entwurfsphase dennoch gering zu halten, hat sich ein schrittweiser Übergang vom rechnergestützten Entwurf hin zum realen Prototypentest als gangbar erwiesen. Bei diesen Hardware-in-the-Loop-Tests (HIL-Tests) werden nur Teile des Systems realisiert. In der Regel werden diejenigen Teile des Gesamtsystems ausgewählt, deren Eigenschaften am wenigsten durch den rechnergestützten Entwurf vorhersagbar sind. Die anderen Komponenten

werden unter Verwendung einer Rapid-Prototyping-Hardware und entsprechender I/O-Hardware unter harten Echtzeitbedingungen (siehe [Honekamp 98]) in einer geschlossenen Schleife simuliert. Einen umfassenden Einblick in die HIL-Technik liefert [Wältermann].

Mit Hilfe des Prüfstandes können neben den Funktionstests der Komponenten und der HIL-Tests des Gesamtsystems Modelle weiter verfeinert, identifiziert und validiert werden. Diese Modelle können dann für weiterführende Tests herangezogen werden, die entweder aufgrund fehlender Sensorik am Prüfstand nicht durchführbar oder aufgrund von Belastungsgrenzen nicht ratsam sind.

Bei der Analyse des Systems kommen wieder die gleichen Techniken wie in Phase 2 zum Tragen. Hier stehen die Zeitbereichs-, die Frequenzbereichsanalyse als auch die Analyse im Modalbereich im Vordergrund. Im Unterschied zur Phase 2 werden die Analysen jedoch unter Verwendung von Messdaten durchgeführt.

## **2.3 Verteilter strukturierter Entwurf komplexer mechatronischer Systeme**

Der in Kapitel 2.2 beschriebene funktionsorientierte Entwurf bezieht sich immer auf das Gesamtsystem. Eine Vielzahl der dort verwendeten Analyse-, Synthese- und Identifizierungstechniken sind aber nur für Systeme geringer bis mittlerer Größe verwendbar. So ist z. B. der symbolische Reglerentwurf mit Hilfe der Polvorgabe nur für Systeme bis maximal 10. Ordnung anwendbar. Das Problem hierbei sind u. a. die Lösbarkeit der entstehenden Gleichungen, die geeignete Wahl der Pollagen und die physikalische Interpretierbarkeit des Problems und auch der Lösung.

In diesem Kapitel wird der verteilte strukturierte Entwurf, der einen Ausweg aus diesem Konflikt anbietet, in zwei Phasen gegliedert. In der ersten Phase wird das Gesamtsystem in einem Top-Down-Entwurf strukturiert, wodurch die Komplexität verringert werden kann und ein guter Einblick in die Physik des Systems möglich wird (vgl. Kapitel 2.3.2). Die so entstandenen Subsysteme werden in der zweiten Phase nach den bewährten Methoden des funktionsorientierten Entwurfs in einem Bottom-Up-Verfahren ausgelegt (vgl. Kapitel 2.3.3). Dabei sind die Ergebnisse aus dem Top-Down-Entwurf, was die Struktur, das physikalische Verständnis und die Kopplungen innerhalb des Systems betrifft, nahezu unentbehrlich (vgl. [Nyenhuis 02]).

Vorerst soll das Problem der Komplexität am Beispiel der Entwicklung von PKW-Regelsystemen und deren Aktorik verdeutlicht werden, um so auch Anforderungen an den Entwurf abzuleiten.

### **2.3.1 Das Problem der Komplexität beim Entwurf von Fahrzeugregelsystemen und deren Aktorik**

Die zunehmende Anzahl von Aktorik, Sensorik und Steuergeräten ermöglicht eine Vielzahl neuer Funktionen, resultiert aber auch in einer sehr viel höheren Komplexität. Diese Funktionen sind nicht unabhängig voneinander und müssen somit in einem ganzheitlichen Entwurf berücksichtigt werden.

Die Komplexitätssteigerung des Systems Fahrzeug wird aus mechatronischer Sicht im Folgenden erläutert. Sie kann zweigeteilt betrachtet werden: zum Einen findet eine Steigerung der Komplexität auf Ebene der Aggregate statt (siehe Abbildung 2.5). Zum Anderen wird sie durch die Verknüpfung der Aggregate hin zur Gesamtfahrzeugregelung, unter Ausnutzung von Redundanzen und der steigenden Anforderung an Fahrkomfort und Fahrsicherheit, vorangetrieben.

#### **Steigende Systemkomplexität auf der Ebene der Fahrzeugaggregate**

In Abbildung 2.5 ist dargestellt, wie sich in den vergangenen Jahren Lenksysteme bei der Firma TRW entwickelt haben [Heitzer]. Um den Fahrer bei der Fahrzeugführung zu unterstützen, wurden im Laufe der Zeit, in Ergänzung zur reinen Übertragungsmechanik, verschiedene Möglichkeiten zur Lenkkraftunterstützung entwickelt und eingesetzt. Nach rein manuellen Lenkungen ohne jegliche Sensorik bzw. Aktorik sind hier nunmehr elektrohydraulische bzw. elektromechanische Servolenkungen im Einsatz und stellen den Stand der Technik dar. Diese Lenkungen verfügen über einen Aktor und verwenden je nach Art der Regelung und nach den zu erfüllenden Funktionen 2 bis mehr als 4 Sensoren. Die Funktionen, die mit solchen Systemen erfüllbar sind, gehen schon weit über das Stellen eines Lenkwinkels hinaus. So kann bei dem elektrohydraulischen System (EPHS) eine fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Unterstützungskennlinie realisiert werden. Bei dem elektromechanischen System (EPS) ist es darüber hinaus möglich, eine fahrzeugstabilisierende Lenkradmomentenregelung zu integrieren.

Zur Zeit befinden sich Steer-by-Wire-Systeme mit 3 bis 4 Aktoren und 7 bis 10 Sensoren (je nach Sicherheitsstrategie) in der Entwicklung. Bei diesen Systemen wird der Funktionsumfang noch einmal erweitert.

Bei anderen Aggregaten wie Motoren, Bremssystemen, Federungssystemen etc. ist die Komplexitätssteigerung ähnlich stark.

|                                                                                                            | Akt. | Sen. | Funktion                                                                                                                                                                                        |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <br>SBW<br>Pre-Industrial | 3-4  | 7-10 | Variable Unterstützungskennlinie<br>geschwindigkeitsabhängig<br>Energieeinsparung<br>Fahrzeugstabilisierung<br>Variables Übersetzungsverhältnis<br>Fail-Operational<br>Links-Rechtslenker; etc. |
| <br>SBW<br>Pre-Prototype  | 2    | 5-8  | Variable Unterstützungskennlinie<br>geschwindigkeitsabhängig<br>Energieeinsparung<br>Stabilisierung<br>Variables Übersetzungsverhältnis<br>Fail-Safe                                            |
| <br>Rack Column<br>EPS   | 1    | 4    | Variable Unterstützungskennlinie<br>geschwindigkeitsabhängig<br>Energieeinsparung<br>Fahrzeugstabilisierung                                                                                     |
| <br>EPHS                | 1    | 2-3  | Variable Unterstützungskennlinie<br>geschwindigkeitsabhängig<br>Energieeinsparung                                                                                                               |

Abbildung 2.5: Komplexitätssteigerung der Aktorik am Beispiel von Lenksystemen

### Steigende Systemkomplexität auf Ebene der Fahrzeugesamtregelung

Zur Beeinflussung der sechs Aufbaufreiheitsgrade (Hub-, Nick-, Wank-, Gier-, Längs- und Querbewegung) wurden im Laufe der PKW-Entwicklung eine Vielzahl von Aktoren und Sensoren ins Fahrzeug integriert. Bereits bestehende Aktoren werden immer weiter optimiert und bzgl. ihrer Funktionen erweitert, wie z. B. der Antrieb, die Lenkung oder die Bremsen. Andere neue Aktoren, wie z. B. die aktive Kinematikverstellung, kommen in den nächsten Jahren hinzu. Zur Ausnutzung des gesamten Potentials werden die Systeme zunehmend im Sinne der Regelungstechnik miteinander verknüpft. Dies und die Komplexitätssteigerung der Subsysteme (siehe Abbildung 2.6) stellen eine Fülle neuer Anforderungen an den Entwurf von Fahrzeugregelsystemen.

Aus der Sicht eines Regelungstechnikers ist die Regelung eines Körpers bzgl. seiner sechs Freiheitsgrade bei geeigneter Aktorik kein unlösbares Problem. Die Randbedingungen im Kraftfahrzeug erschweren diese Aufgabe jedoch erheblich. Zum Einen besteht ein Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort, d. h. das Fahrzeug muss nicht nur auf Kurs gehalten werden, sondern dies sollte zugleich mit möglichst hohem Komfort geschehen. Zum Anderen herrscht ein eingeschränkter Kraftschluss zwischen den Rädern und der Fahrbahn. Dieser Kraftschluss hängt zudem von einer Vielzahl weiterer Randbedingungen ab, die sich stark ändern können. Darüber hinaus gibt es redundante Aktoren, die auf gleiche Freiheitsgrade des Aufbaus direkt oder indirekt wirken. So kann der Gierwinkel direkt über die Lenkung, den Antrieb und die Bremsen beeinflusst werden, indirekt über die aktive Federung oder über eine aktive Kinematikverstellung durch Erhöhung oder Verringerung der Seitenführungskraft.

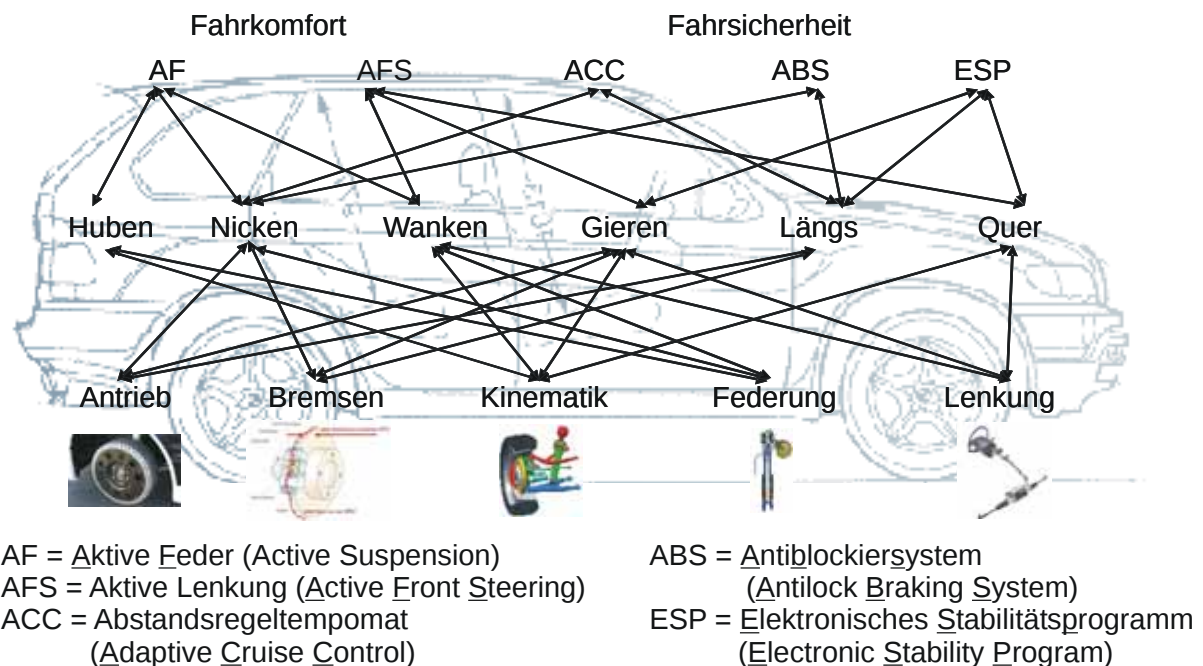


Abbildung 2.6: Komplexitätssteigerung der Fahrzeuggesamtregelung

In den letzten Jahren entstanden Systeme, die gezielt einen Freiheitsgrad beeinflussen und hierzu auch nur einen Aktor verwendeten; so wurde ESP zunächst zur Regelung des Gierwinkels nur durch den Einsatz der Bremsen verwirklicht [Zanten]. Dabei steht die Fahrsicherheit bei diesem System gegenüber dem Fahrkomfort klar im Vordergrund. Das Potential, das die Verknüpfung verschiedener Aktoren zur Regelung des Gesamtsystems bietet, ist mittlerweile erkannt worden. So kann die Gierwinkelregelung durch die kombinierte Anwendung des

Antriebs, der Bremsen, der aktiven Lenkung etc. realisiert werden. Hierdurch lässt sich nicht nur der Kraftschluss zwischen Fahrbahn und Reifen besser ausnutzen, sondern auch der Fahrkomfort weitreichender berücksichtigen.

Die Integration mehrerer Aktoren zur Erfüllung verschiedener Zielgrößen steigert die Komplexität jedoch immens. Es kommt erschwerend hinzu, dass die einzelnen Aktoren und deren Funktionen von unterschiedlichen Entwicklern konzipiert werden und somit ihre Funktion und Arbeitsweise nicht immer transparent sind. Die Integration ins Gesamtsystem, allein basierend auf dem Wissen über die Schnittstellen des Systems und unter Ausnutzung des vollständigen Potenzials, fällt schwer und ist nicht selten unmöglich.

Sowohl auf Ebene der Aggregate als auch auf Ebene des Fahrzeugs liegen hochkomplexe Systeme vor, deren unregelmäßiges und geregeltes Verhalten extrem nichtlinear sein können. Darüber hinaus handelt es sich hierbei um Mehrgrößensysteme mit mehreren Ein- und Ausgängen, deren Regelung einer Vielzahl von Zielgrößen gerecht werden muss. Unter diesen gleichen Voraussetzungen für die Ebene der Aggregate wie auch für die des Gesamtfahrzeugs kann die im Folgenden vorgestellte Methodik sowohl auf den Entwurf der Aktorik als auch auf die Gesamtfahrzeugregelung angewendet werden.

### 2.3.2 Strukturierung mechatronischer Systeme (Top-Down-Entwurf)

Die Forderung nach Transparenz und Beherrschbarkeit der Komplexität bei der Entwicklung mechatronischer Systeme legt deren Strukturierung in einzelne Module nahe. Ähnlich wie es bei der Erstellung von großen Hard- und Softwaresystemen der Informatik bereits der Fall ist, werden für die Strukturierung mechatronischer Produkte folgende Konzepte eingesetzt:

- Modularisierung - funktionale Kapselung von Teilmodulen auf horizontaler Ebene und
- Hierarchisierung - vertikale Aufteilung bzw. Zusammenfassung von niederwertigen bzw. höherwertigen Modulen.

Die Anwendung dieser Konzepte auf mechatronische Systeme ist naheliegend, da diese an sich schon stark dezentralisiert sind. So zeigt Abbildung 2.6 am Beispiel eines Fahrzeugs einerseits Modul- (Antriebs-, Brems-, Lenkmodule, ...), aber auch Hierarchiecharakter (ESP greift auf unterlagerte Brems- und Lenkmodule zu). Darüber hinaus weisen Reglerfunktionalitäten, wie z. B. die Kaskadenregelungen eines Motors mit unterlagerter Strom- und überlagerter Drehzahlregelung, eine Hierarchie auf.

Bereits in [Lückel 92] und dann in weiteren Forschungsarbeiten ([Honekamp 97], [Naumann]) wurde eine dreistufige Hierarchie entwickelt. Die Basiselemente bilden hierbei die Mechatronischen Funktionsmodule (MFM). Mehrere MFM, physikalisch und/oder informationstechnisch miteinander verknüpft, ergeben ein Autonomes Mechatronisches System (AMS). Wiederum mehrere AMS, informationstechnisch miteinander gekoppelt, ergeben ein Vernetztes Mechatronisches System (VMS). Bedingt durch den stetig steigenden Anteil der Informationsverarbeitung, ist ein neues Strukturierungselement hinzu gekommen: die Mechatronische Funktionsgruppe (MFG). Die MFG bildet kein zusätzliches hierarchisches Element, vielmehr bietet es die Möglichkeit, mehrere MFM oder andere MFG informationstechnisch zu koppeln. Es stellt keine weitere Hierarchiestufe dar, da ein MFG auch Bestandteil eines MFM sein kann (vgl. Abbildung 2.7).

### **Mechatronische Funktionsmodule (MFM)**

**Komponenten:** MFM sind die Basiselemente eines komplexen mechatronischen Systems und bestehen aus einer mechanischen Tragstruktur, Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitung. Sie können im Sinne der Hierarchie wieder aus unterlagerten MFM und/oder MFG bestehen.

**Eigenschaften:** MFM sind die vitalen Elemente eines mechatronischen Systems. Sie stellen die Momente und Kräfte zur Verfügung, um die Bewegungen einzuleiten. Die Echtzeitanforderungen an die Informationsverarbeitung sind relativ hoch, da die MFM häufig mit schnellen unterlagerten Regelkreisen ausgestattet sind.

**Beispiele:** Das in Kapitel 5.4 dargestellte Motor-Pumpenaggregat stellt ein hoch integriertes MFM dar. Neben der Sensorik (Strom-, Temperatur-, Winkel- bzw. Drehzahlmessung) ist eine Electronic-Computer-Unit (ECU) integriert, die u. a. einen kaskadierten Drehzahlregler und einige Überwachungsfunktionen beinhaltet. Weitere Beispiele sind der Aktor eines aktiven Federbeins, die verstellbaren Dämpfer eines PKWs und die in dieser Arbeit vorgestellte SbW-Lenkung. Auch die geregelten Gelenke eines Roboters oder die geregelten Antriebe eines Kasenautomaten stellen ein MFM dar.

### **Mechatronische Funktionsgruppen (MFG)**

**Komponenten:** Eine MFG koordiniert mehrere unterlagerte MFM und/oder MFG durch Signal- (z. B. kontinuierliche Sensorsignale) und Informationsleitungen (z. B. diskrete Zustandsinformationen zum Umschalten von Reglern) über die dazugehörige Informationsverarbeitung. MFG können zusätzliche Sensorik beinhalten oder alternativ ihre Signale aus den unterlagerten MFM bzw. überlagerten AMS beziehen.

**Eigenschaften:** Eine MFG stellt durch softwaretechnische Verknüpfungen unterlagerter Strukturen neue Funktionalitäten zur Verfügung. Daher macht die Einführung einer MFG nur Sinn, wenn ihre Funktionalität durch eine überlagerte Hierarchieebene genutzt wird. Je nachdem in

welcher Hierarchieebene sich die MFG befindet, ergeben sich die Anforderungen an die Echtzeitbedingungen. Da die MFG in der Regel direkt auf MFM zugreifen, sind die Echtzeitbedingungen ähnlich denen der MFM.

**Beispiele:** Das elektronische Fahrzeugstabilisierungsprogramm ESP greift auf unterlagerte MFM (Bremsen; neuere Versionen auch auf das Motormanagement) zu, erhält u. a. Informationen aus dem Gierratensensor des PKWs (AMS) und erzeugt hieraus eine fahrzeugstabilisierende Funktionalität, die wiederum im AMS Fahrzeug verwendet wird. Weitere Beispiele sind der Bremsassistent oder die oberste Ebene einer aktiven Federung.

### **Autonome Mechatronische Systeme (AMS)**

**Komponenten:** AMS entstehen durch die Verknüpfung mehrerer MFM oder MFG. Darüber hinaus beinhalten sie die oberste mechanische Trag- und Führungsstruktur, Sensorik und eine Informationsverarbeitung. Damit die AMS autark agieren können, sind sie darüber hinaus mit einer Energieversorgung ausgestattet.

**Eigenschaften:** Innerhalb des AMS können die einzelnen MFM über die Tragstruktur miteinander verknüpft sein. Des Weiteren können die MFM wie die MFG über informations- und signaltechnische Kopplungen innerhalb eines AMS verbunden sein. Auch bei der Informationsverarbeitung innerhalb des AMS werden harte Echtzeitanforderungen gestellt, allerdings mit geringeren Taktraten als bei den MFM oder MFG, bedingt durch die in den höheren Hierarchieebenen anwachsenden Zeitkonstanten.

**Beispiele:** Einzelne Werkzeugmaschinen, Fahrzeuge (Bahn, PKWs, LKWs), Roboter, Kassensautomaten sind Beispiele für Autonome Mechatronische Systeme.

### **Vernetzte Mechatronische Systeme (VMS)**

**Komponenten:** VMS entstehen dann, wenn mehrere AMS über Signal- oder Informationsleitungen miteinander gekoppelt werden. Zusätzlich verfügt ein VMS noch über Elemente der Informationsverarbeitung und der Sensorik.

**Eigenschaften:** Innerhalb eines VMS treten keine physikalischen oder versorgungstechnischen (Energieleitungen) Kopplungen auf. Auf der Basis von Informationen aus den beteiligten AMS werden diese durch das VMS koordiniert. Dabei arbeitet dessen Informationsverarbeitung im Wesentlichen ereignisgesteuert und unterliegt in der Regel weichen Echtzeitbedingungen.

**Beispiele:** Ein durch ein intelligentes Verkehrsnetz geführter Fahrzeugverbund stellt genauso wie eine im Verbund arbeitende Roboterkolonne ein VMS dar. Die Position der einzelnen Fahrzeuge kann global detektiert (durch z. B. Sensoren in den Leitplanken), oder von den einzelnen Fahrzeugen an das VMS gemeldet werden. Im ersten Fall wird die Sensorik dem VMS zugesprochen, im zweiten der AMS.

Jedes der hier dargestellten Strukturierungselemente weist eine Informationsverarbeitung auf, wobei diese (in [Naumann] als Operator-Controller-Modul OCM bezeichnet) in einen sogenannten Operator und in einen Controller unterteilt werden kann. Dabei übernimmt der Controller die quasikontinuierlichen Regelvorgänge zur kontrollierten Bewegung der Tragstruktur unter harten Echtzeitbedingungen. Der Operator bearbeitet hingegen zeitdiskrete, ereignisgesteuerte Systemvorgänge. Beispiele hierfür sind Online-Systemoptimierungen, Regleradaptationen, Überwachungsfunktionen (Systemanalyse, Notfallerkennung). Zusätzlich übernimmt der Operator die Kommunikation mit dem Controller und mit den Operatoren der überlagerten bzw. unterlagerten Hierarchieebenen.

Beginnend mit den MFM, deren Informationsverarbeitung in der Regel zum größten Teil durch quasikontinuierliche Prozesse geprägt ist, nimmt der kontinuierliche Anteil (also der Controlleranteil) zu höheren Hierarchieebenen hin immer mehr ab. Der Operatoranteil gewinnt dabei zunehmend an Bedeutung, da in höheren Hierarchieebenen die Koordination aufgrund von zeitdiskreten Ereignissen überwiegt.

Abbildung 2.7 stellt den ersten Schritt des verteilt-strukturierten Entwurfes - den Top-Down-Entwurf sowie die Zuordnung der Strukturelemente - am Beispiel PKW (speziell Strukturierung der Teilbewegungsfunktion Gieren) dar [Nyenhuis 02].

Den Ausgangspunkt des Top-Down-Entwurfes bildet das Gesamtsystem bzw. dessen (Bewegungs-)Funktion, die auch als Hauptbewegungsfunktion bezeichnet werden kann [Lückel1 02]. Diese wird zunächst in einem Top-Down-Entwurf in Teilfunktionen unterteilt, wodurch eine hierarchische Struktur entsteht. Durch Zuordnung von Lösungselementen (Aggregate, Baugruppen, aber auch reduzierte Lösungselemente beim Entwurf neuer Produkte) zu den Teilfunktionen wird die funktionsorientierte Darstellung in eine bauteilorientierte überführt. Es entsteht eine modular/hierarchische Anordnung von überschaubaren, jedoch verkoppelten Subsystemen, die unter gewissen Voraussetzungen (siehe Kapitel 2.3.3.2), gekapselt nach den bewährten Methoden des funktionsorientierten Entwurfs, bearbeitet werden können.

Ebenfalls können die Art der Verkopplung (mechanisch oder informationstechnisch) und die Verkopplungen der Subsysteme selbst anhand der Struktur verdeutlicht werden. Dies führt neben einer Reduzierung der Komplexität zu einem guten Einblick in die Physik und die Schnittstellen des Systems. Wird der Top-Down-Entwurf durch eine rechnergestützte Modellbildung und -analyse begleitet (dies ist nur möglich, wenn schon Lösungselemente für die Teilbewegungsfunktionen vorhanden sind), so sind die Einblicke in das System um so tiefgreifender. Die Modellbildung sollte im Top-Down-Entwurf auf einer geringen Modellierungsstufe stattfinden, so dass die Komplexität nicht zu hoch wird. Eine Detaillierung findet im Bottom-Up-Entwurf statt.

Es sei noch einmal explizit darauf hingewiesen, dass die Strukturierung lediglich eine Entwurfsmethodik darstellt. Sie soll nicht festlegen, wie z. B. die Steuergeräte bzw. Sensorsignale im realen Produkt verteilt werden. Nicht jedes MFM muss zwangsläufig mit einem Steuergerät realisiert werden. Die Informationsverarbeitung der einzelnen Strukturierungselemente kann auch auf einem zentralen Steuergerät platziert werden. Wird dies verwirklicht, so kann die modular-hierarchische Strukturierung als funktionale Kapselung innerhalb des Steuergerätes verwendet werden. Das andere Extrem, die Verwendung eines Steuergerätes pro Strukturierungselement, führt zu autarken Teilfunktionalitäten, die ein gewisses Maß an Ausfallsicherheit garantieren. Hier muss letztendlich ein Kompromiss zwischen Kosten und Funktionskapselung gefunden werden. Anzahl und Verteilung der Steuergeräte müssen aber frühzeitig bekannt sein, da die Kommunikation zwischen den Steuergeräten das Systemverhalten maßgeblich beeinflusst und somit beim ganzheitlichen Entwurf berücksichtigt werden muss.

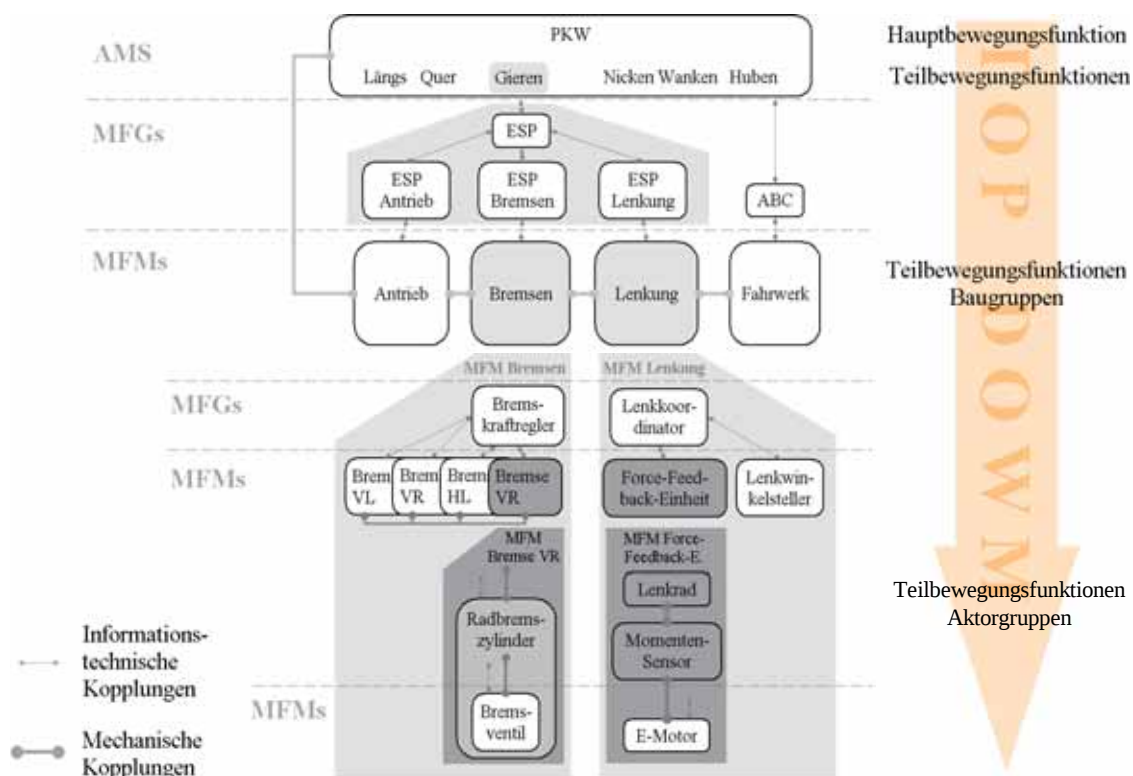


Abbildung 2.7: Strukturierung eines PKWs am Beispiel einer ESP-Regelung

Wie aus Abbildung 2.7 ebenfalls deutlich wird, entsteht durch das oben beschriebene Vorgehen beim verteilt strukturierten Entwurf eine Art Baukastenprinzip. Es ist für die Erfüllung der Gesamtfunktion nicht entscheidend, auf welche Weise (Aktorprinzip) die einzelnen Teilfunktionen

erfüllt werden. Die unterlagerten MFM können durch Funktionsmodule mit anderen Aktorprinzipien ersetzt werden, was erst durch die entstandene Transparenz der Subsysteme bzgl. Schnittstellen und Funktion etc. möglich wird.

## **2.3.3 Dezentraler Entwurf strukturierter mechatronischer Systeme (Bottom-Up-Entwurf)**

### **2.3.3.1 Vorgehensweise beim Bottom-Up-Entwurf**

Da der Ausgangspunkt des Top-Down-Entwurfs die Bewegungsfunktionen sind, können bei Auslegung des Gesamtsystems durch den dezentralen Entwurf die Methodiken des funktionsorientierten Entwurfs verwendet werden. Die Auslegung erfolgt in einem Bottom-Up-Verfahren, indem zunächst die Funktionsmodule auf unterster Hierarchieebene nach den Methoden des funktionsorientierten Entwurfs und unter Berücksichtigung der Verkopplungen (vgl. Kapitel 2.3.3.2) bearbeitet werden. Es entstehen nichtlineare Modelle hoher Modellierungstiefe, die sich bei geeigneter Regelung nach außen wie lineare Systeme darstellen und oft durch Modelle geringerer Ordnung approximiert werden können. Diese reduzierten Modelle werden zur Auslegung der Systeme auf den höheren Hierarchiestufen verwendet. Dadurch bleibt das Gesamtsystem überschaubar, und die Auslegung der Module auch auf den oberen Hierarchieebenen wird möglich.

Es entstehen also Kaskaden, die auf den Aktoren der unteren Ebenen aufbauen. Da in den oberen Hierarchieebenen zunehmend Mehrgrößensysteme auftreten, spricht man von einer Verallgemeinerung der Kaskade. Die bekannten Vorteile einer Kaskadenregelung, wie der einfache Entwurf oder die einfache Inbetriebnahme, gelten natürlich auch hier.

Die zweiphasige Vorgehensweise bei der Modellbildung im Bottom-Up-Entwurf kann durch ein geeignetes Identifizierungsverfahren sehr stark begünstigt werden. Zum Einen wird ein Verfahren benötigt, das physikalische Modelle zur Analyse und zur Reglerauslegung unterer Hierarchieebenen identifizieren kann (Stufe 1). Zum Anderen soll es für die Reglerauslegung höherer Hierarchieebenen möglich sein, die unterlagerten geregelten Subsysteme durch deren erneute Identifizierung als reduzierte Modelle geringerer Ordnung darzustellen, um sie für die Reglerauslegung der nächst höheren Hierarchieebene zu verwenden. Ein derartiges Identifizierungsverfahren und weiterführende Anforderungen an dieses Verfahren werden in Kapitel 3 dargelegt.

Die Reduzierung der Modellierungstiefe hin zu höheren Hierarchieebenen ist notwendig, um die Handhabbarkeit der anwachsenden Systeme und deren Transparenz sicher zu stellen. Sie ist aber auch zulässig, da sich einerseits die geregelten Subsysteme in der Regel linear und mit einer entsprechenden Bandbreite (häufig durch Systeme 2. bis 3. Ordnung approximierbar) dar-

stellen. Andererseits nehmen die Zeitkonstanten in den oberen Hierarchieebenen zu, so dass die Modellierungstiefe zurückgenommen werden kann. Eine ganzheitliche Parameteroptimierung des Systems (sowohl Regler- als auch Strukturparameter) kann sich dennoch anschließen. Für die Optimierung mechatronischer Systeme stehen zahlreiche Methoden, z. B. auf Basis einer linearen Analyse oder nichtlinearen Simulation (vgl. [Münch], [Kreisselmeier], [Nyenhuis 99]) zur Verfügung.

### **2.3.3.2 Voraussetzungen für den verteilt strukturierten Entwurf**

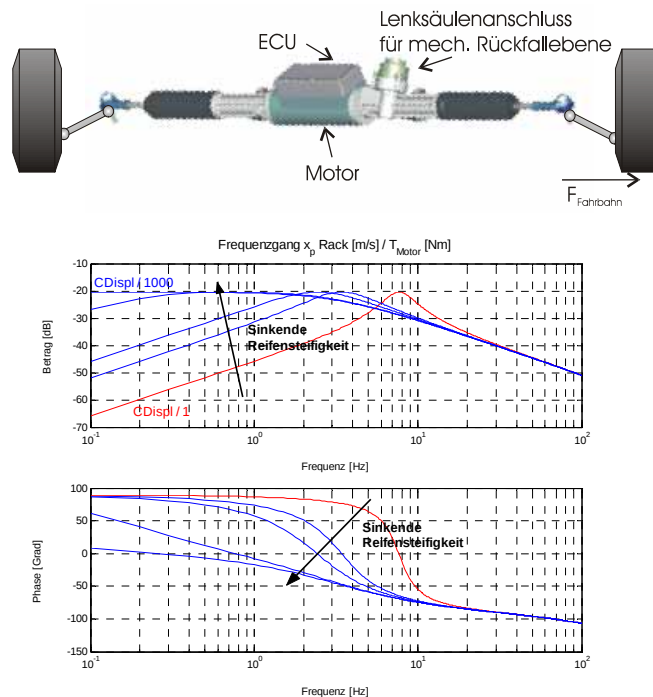
Einzelne Subsysteme können nur unter bestimmten Voraussetzungen dezentral entworfen werden, da sie durch physikalische bzw. durch informationstechnische Verbindungen stark miteinander verknüpft sein können. Diese Systemkopplungen müssen beim Entwurf des jeweiligen Subsystems berücksichtigt werden. Es werden vier mögliche Wege aufgezeigt, um entweder die Systeme zu entkoppeln oder deren Kopplung beim Entwurf zu berücksichtigen:

#### **Berücksichtigung der Systemkopplungen durch reduzierte Modelle**

Die wohl nächstliegende Möglichkeit, die Kopplung des Subsystems zum Gesamtsystem zu berücksichtigen, ist dessen Nachbildung mittels Modells. Dies ist natürlich nur bis zu einem gewissen Grad möglich, da sonst die Komplexität des Modells wieder zu groß wird. Aus diesem Grund wird hier vorgeschlagen, die Kopplung zum Gesamtsystem und das Gesamtsystem selber als Umgebung zu betrachten und durch ein reduziertes Umgebungsmodell nachzubilden. Hierbei ist es wichtig, dass diese Modelle die Umgebung bzgl. ihrer Freiheitsgrade und bis zu einer bestimmten Bandbreite, die von der zu erzielenden Regelbandbreite des Subsystems abhängt, genügend genau approximieren. Das Umgebungsmodell muss hierzu nicht unbedingt als physikalisches Modell vorliegen; es reicht aus, es als Black-Box-Modell einzubinden. Dies legt die Verwendung des in Kapitel 3.3.2 beschriebenen Verfahrens zur Ermittlung des Umgebungsmodells nahe. Mit Hilfe dieses Verfahrens ist es ohne großen Aufwand möglich, Umgebungsmodelle unterschiedlicher Ordnung und für unterschiedlich große Frequenzbereiche von Messungen oder Simulationsdaten abzuleiten. So kann für die Reglersynthese ein Umgebungsmodell geringer Ordnung verwendet werden. Anschließend kann für den Test des Reglers ein Modell höherer Ordnung herangezogen werden. Diese Vorgehensweise wurde in ähnlicher Form bei der Reglerauslegung der in Kapitel 5.1 beschriebenen Positioniermaschine angewendet.

Insbesondere wenn sich die Umgebung als sehr nichtlinear darstellt, sollte das Subsystem durch Variation der Parameter der reduzierten Umgebungsmodelle einer Robustheitsanalyse unterzogen werden. Dies soll an dem in Abbildung 2.8 dargestellten Lenkwinkelsteller einer Steer-by-Wire-Lenkung erläutert werden. Dieser Aktor wird über die Spurstange, die Räder/Reifen, den Radträger und den Querlenker an den Fahrzeugaufbau und die Umgebung (Straße) angebunden. Speziell der Reifen-Fahrbahnkontakt weist ein sehr nichtlineares Verhalten auf. Zum Einen

wird der Kraftaufbau in Abhängigkeit des Lenkwinkels sehr stark durch unterschiedliche Fahrbahnen oder verschiedene Reifen, zum Anderen durch unterschiedliche Fahrzeuggeschwindigkeiten beeinflusst. Diesem Umstand wurde bei der modellgestützten Untersuchung Rechnung getragen, indem ein einfaches Reifenmodell - ausgeführt als Feder-Dämpfer-Element - bzgl. seiner Parameter in einem großen Parameterraum variiert wurde.



**Abbildung 2.8: Einfluss der Reifensteifigkeit auf die ungeregelte Strecke eines Lenkwinkelstellers**

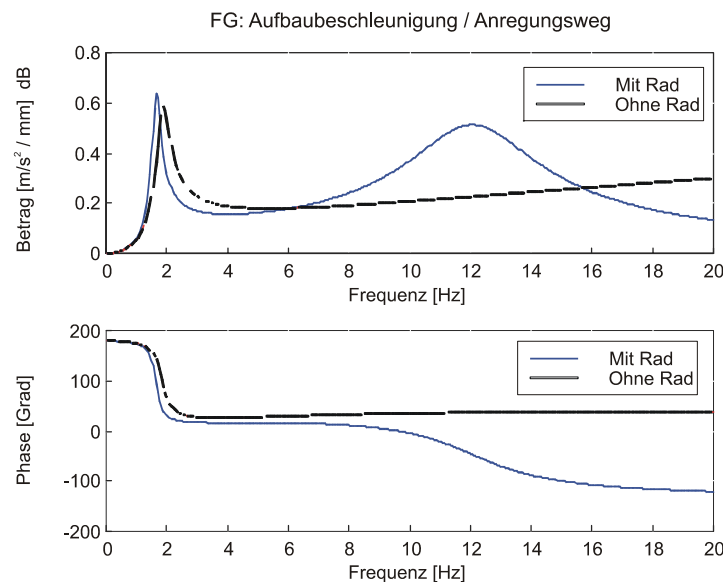
Dargestellt ist in Abbildung 2.8 der offene Frequenzgang vom Motormoment zur Spurstangengeschwindigkeit. Die Reifensteifigkeit wurde dabei von einer maximalen Steifigkeit bis zu einem Tausendstel dieses Wertes variiert. Gleiches wurde mit der Reifendämpfung durchgeführt. Es wurde ein robuster Regler für diesen weiten Parameterraum ausgelegt. Das geregelte System zeigte seine Funktionsfähigkeit im Fahrzeug, sowohl im Parkmodus als auch bei hoher Geschwindigkeit.

### Entkopplung durch den Einsatz von mechanischen Bauteilen

Bei der Entkopplung durch mechanische Bauteile wird davon ausgegangen, dass die einzelnen Subsysteme schwach gekoppelt sind. Dabei kann die schwache Kopplung durch den Einsatz von Aktoren mit hydraulischer bzw. mechanischer Rückführung oder durch den Einsatz von weichen Federn erzielt werden.

Liegen zusätzlich zum Einsatz von weichen Federn noch große Masseunterschiede zwischen den Systemen vor, so sind diese bzgl. ihrer Eigenfrequenz voneinander getrennt. Werden z. B. zur Auslegung einer aktiven PKW-Federung Vertikalschwingungen betrachtet, so führen die relativ weiche Kopplung zwischen Aufbau und Rad zu einer Aufbaueigenfrequenz von ca. 1 Hz und die relativ harte Reifenfeder zu einer Radeigenfrequenz von  $> 10$  Hz. Dies ermöglicht für den ersten Entwurf eines Reglers die ausschließliche Betrachtung der Aufbauschwingungen.

In Abbildung 2.9 sind die Bode-Diagramme eines Viertelfahrzeugmodells mit und ohne Rad gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass die Aufbaueigenfrequenz bei Vernachlässigung des Rades nur marginal beeinflusst wird. Damit kann das gekoppelte System Rad-Aufbau bzgl. der Aufbaubewegung bis zu einer Frequenz von ca. 5 Hz als nahezu entkoppelt betrachtet werden:



**Abbildung 2.9: Einfluss des Rades auf das Übertragungsverhalten eines Viertelfahrzeuges**

Eine weitere Möglichkeit der Entkopplung besteht darin, den Einfluss anderer Subsysteme auf das betrachtete System als Störung zu interpretieren. Die Störung kann dann mit Hilfe einer Störgrößenkompensation ausgeglichen werden. Der Begriff der Störgrößenkompensation kommt aus der Regelungstechnik. [Föllinger] beschreibt dies als eine Regelstrategie, wie sie softwaretechnisch auf einem Steuergerät als Funktion realisiert werden kann. Diese Vorgehensweise wird später in diesem Kapitel diskutiert. An dieser Stelle wird die Störgrößenkompensation durch Einsatz von Aktoren, die eine mechanische bzw. eine hydraulische Rückführung besitzen, betrachtet.

Ein weit verbreitetes Beispiel für einen derartigen Aktor ist ein hydraulisch zurückgeführtes Druckregelventil. In Abbildung 2.10 ist ein Druckreduzierventil im statisch ausgeregelten Zustand dargestellt. Dieses 3/2-Wegeventil reduziert den Druck am Anschluss „P“ auf einen ge-

ringeren, einstellbaren Wert am Verbraucheranschluss "A". Das Ventil wird über eine Kraft  $F_{EI}$ , z. B. über einen Hubmagnet, angesteuert. Der Tankanschluss "T" ermöglicht die Begrenzung des momentan eingestellten Druckes, auch wenn durch äußere Lasten (Störgrößen) Öl am geregelten Verbraucheranschluss in Richtung Ventil fließt. Diese Art von Aktoren hat den Vorteil, dass keine Sensorik zur Regelung verwendet werden muss. So stellt sich der angeforderte Druck aufgrund des Kräftegleichgewichts am Steuerschieber ein. Darüber hinaus werden Störgrößen und damit auch Kopplungen, die als Störungen betrachtet werden können, hochfrequent ( $> 100 \text{ Hz}$ ) ausgeglichen.

Aufbauend auf dieser Idee und auf [Patent MPE1], wurde ein hydraulisch zurückgeführtes Motor-Pumpenaggregat entwickelt [Patent MPE2]. In Abbildung 2.11 ist die hydraulisch zurückgeführte Flügelzellenpumpe dieses Aggregats dargestellt. Als Verbraucher ist hier ein Hydraulikzylinder angedeutet. In dieser Anordnung kann die Pumpe ohne Drucksensoren innerhalb eines Druckregelkreises eingesetzt werden. Mit Hilfe des Kraftstellers wird eine definierte Kraft auf den Steuerschieber aufgebracht, die den Steuerschieber auslenkt. Aufgrund der hydraulischen Rückführung wird der Steuerschieber bei Erreichen des vorgegebenen Druckes wieder zentriert, und es fließt kein weiteres Öl in die Zylinderkammern bzw. aus ihnen heraus.

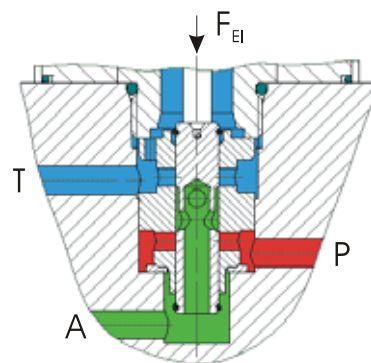


Abbildung 2.10: Hydraulisch zurückgeführtes Druckreduzierventil [Claas]

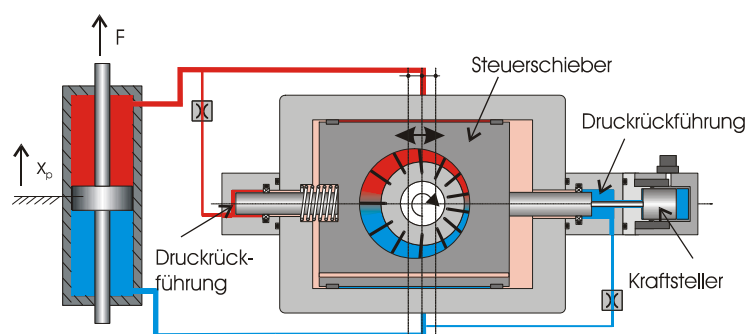
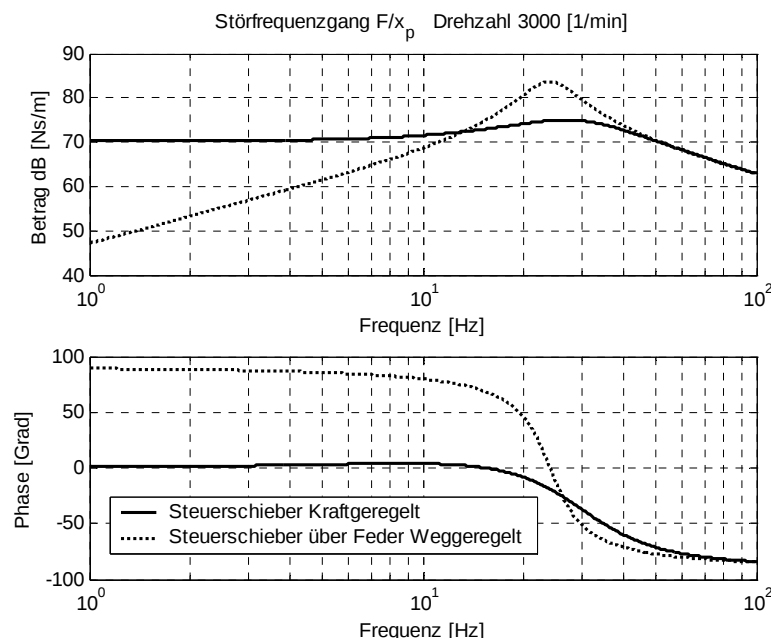


Abbildung 2.11: Hydraulisch zurückgeführte druckgeregelte Flügelzellenpumpe

Wird der Zylinder nun mit äußeren Kräften beaufschlagt, so entstehen Ölströme, die als Störgröße für die Druckregelung betrachtet werden können. Dies wäre z. B. der Fall, wenn der Zylinder als Dämpferersatz in einer Fahrzeugfederung [Patent AF] oder als Lenkzylinder in einer Fahrzeuglenkung (siehe Kapitel 5) verwendet wird. In beiden Fällen werden Störkräfte durch die Straße eingeleitet die Störölströme erzeugen. Die unterlagerte Druckregelung regelt diese Störölströme je nach Abstimmung des Systems aus.



**Abbildung 2.12: Störfrequenzgänge der Flügelzellenpumpe für verschiedene Abstimmungen**

In Abbildung 2.12 sind für zwei unterschiedliche Abstimmungen die Störfrequenzgänge dargestellt. Eingang dieser Störfrequenzgänge ist die Kolbengeschwindigkeit  $x_p$ , Ausgang ist die Kraft  $F$  am Kolben. Dabei wurde der Steuerschieber frei gelagert bzw. über eine Feder inertial an das Gehäuse angebunden. Bei der Variante mit freigelegtem Steuerschieber werden Störölströme geringer Frequenz ausgeregelt. Dies ist an dem D-Verhalten des Störfrequenzganges zu erkennen. Die Variante mit angebundenem Steuerschieber erzeugt auch für geringe Frequenzen dämpfende Kräfte, wie sie z. B. bei einer Fahrzeugfederung als Ersatz für den Dämpfer Anwendung finden kann.

Somit kann je nach hydraulischer bzw. mechanischer Abstimmung ein komplett anderes Systemverhalten, und damit die Ausregelung von Störgrößen, rein konstruktiv optimal eingestellt werden.

Diese Erkenntnisse bekräftigen noch einmal die Notwendigkeit eines ganzheitlichen Entwurfs, wie er in Kapitel 2.2 vorgestellt wurde. Gemäß von der zu erfüllenden Funktion werden die Aktoren unter Berücksichtigung der elektrischen, mechanischen, hydraulischen und mechatronischen Aspekte ganzheitlich ausgelegt.

### Anwendung einer mathematischen Transformation zur Entkopplung

Eine weitere Möglichkeit zur Entkopplung der Subsysteme besteht darin, sie durch eine Transformation zu entkoppeln. Die Idee beruht auf einer mathematischen Transformation. Mit Hilfe dieser Transformation soll eine gekoppelte große Systemmatrix entkoppelt werden, so dass die einzelnen entstehenden Subsystemmatrizen als entkoppelte Subsysteme getrennt voneinander betrachtet werden können.

Ein sehr anschauliches Beispiel hierfür stellt die Beeinflussung der Aufbaubewegung eines aktiv gefederten PKWs unter der Anwendung der Reglerstruktur AKTAKON dar [Acker], [Streiter], [Hester]. Ziel hierbei ist es, den Aufbau bzgl. seiner hierbei vereinfacht angenommenen drei Freiheitsgrade Huben, Nicken, Wanken zu regeln. Zur Erfassung des aktuellen Fahrzeugzustandes stehen jeweils die Relativwege zwischen Aufbau und Rad an den Federbeinen und die Beschleunigungen an den Federbeindomen zur Verfügung. AKTAKON (Abbildung 2.13) verwendet als Messgrößen die Federwege und transformiert diese im Block "modale Entkopplung" in quasi-modale Bewegungen des Fahrzeugaufbaus.

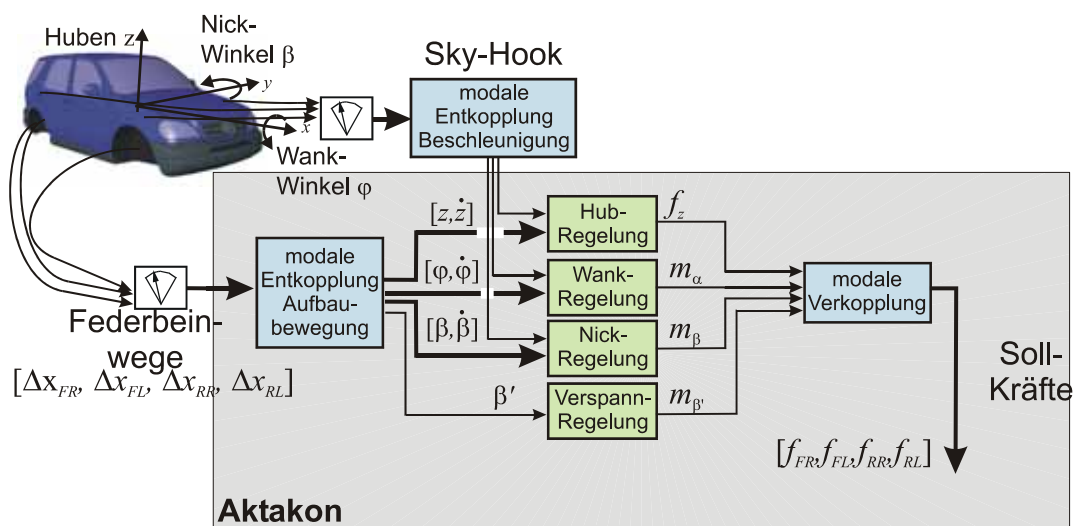


Abbildung 2.13: AKTAKON-Regelung als Beispiel der modalen Entkopplung [Koch]

Diese rein kinematische Transformation bewirkt eine Entkopplung der Systemmatrix, so dass die Regler für Huben, Nicken und Wanken getrennt voneinander ausgelegt werden können. In den einzelnen Reglerblöcken werden die modalen Wege und Geschwindigkeiten<sup>1</sup> proportional verstärkt. Damit können die Abstimmungsparameter der einzelnen Regelungen als physikalisch interpretierbare Hubfeder, Hubdämpfer, Wankfeder etc. bezeichnet und verstanden werden.

Der Regelung mittels AKTAKON kann noch eine Sky-Hook-Regelung in den quasi-modalen Bewegungen überlagert werden. Da bei der Aufbauregelung vier Aktoren zur Regelung eingesetzt, aber nur drei Freiheitsgrade geregelt werden, wird bei AKTAKON noch eine Verspannungsregelung überlagert. Sie sorgt dafür, dass die Ansteuerung der einzelnen Aktoren zu keiner Verwindung des Aufbaus führt.

### **Berücksichtigung der Kopplung in höheren Hierarchieebenen**

Hierbei wird ausgenutzt, dass der Bewegungszustand der einzelnen gekoppelten Subsysteme in der nächsthöheren Hierarchieebene bekannt ist. Werden die einzelnen Subsysteme ohne Einbeziehung dieser Kopplungen ausgelegt, so muss die Kopplung beim Reglerentwurf in der nächsthöheren Ebene berücksichtigt werden. Hier sind die einzelnen Bewegungszustände der Subsysteme entweder durch die Auswertung von Sensorsignalen bekannt oder werden durch entsprechende Beobachtermodelle geschätzt. Mittels Standardtechniken der Regelungstechnik wie Vorsteuerungen, Vorfilter, Störgrößenaufschaltung, -schätzung oder auch überlagerte Mehrgrößenregler können die Kopplungen berücksichtigt werden.

Als einfaches Anwendungsbeispiel soll hier eine Servolenkung dienen, die zur Servounterstützung ein Motor-Pumpenaggregat (Kapitel 5) verwendet. Die hierarchische Anordnung dieses Systems ist in Abbildung 2.14 dargestellt. Das MFM MPA (Motor-Pumpenaggregat mit Drehzahlregelung) stellt die unterste hier dargestellte Ebene dar. Der Regler für das überlagerte MFM Druckregelkreis wurde bei festgelegtem Kolben ausgelegt. Wird das System Druckregelkreis über die Zahnstange mit dem Lenkrad und den Rädern des Fahrzeug verkoppelt, so entsteht das Gesamtsystem Lenkung. Die Kopplung dieser Subsysteme wird dabei in dem Regler Lenkung berücksichtigt. Dabei wird die Auslenkung der Zahnstange durch den Lenkradwinkel vorgegeben. Ist der Lenkradwinkel bzw. die Lenkradwinkelgeschwindigkeit im MFM Lenkung bekannt, so kann er zur Berücksichtigung der Zahnstangenbewegung innerhalb des Druckregelkreises vorgesteuert werden:

---

1. Die Geschwindigkeiten werden durch bandbegrenzte Differentiationen der Wege gewonnen.

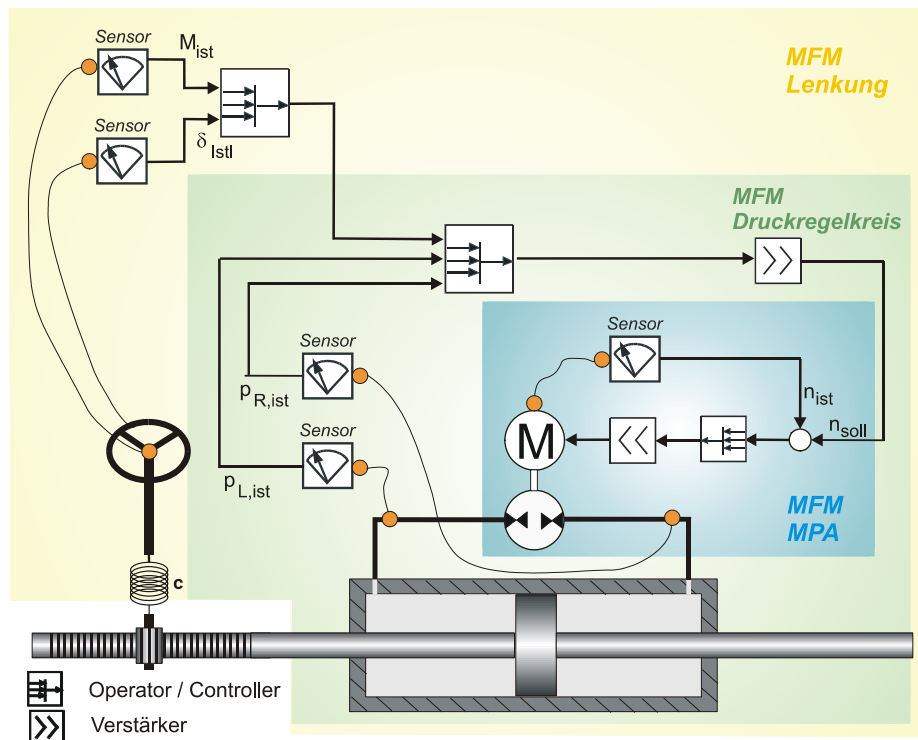


Abbildung 2.14: Hierarchische Reglerstruktur einer Servolenkung

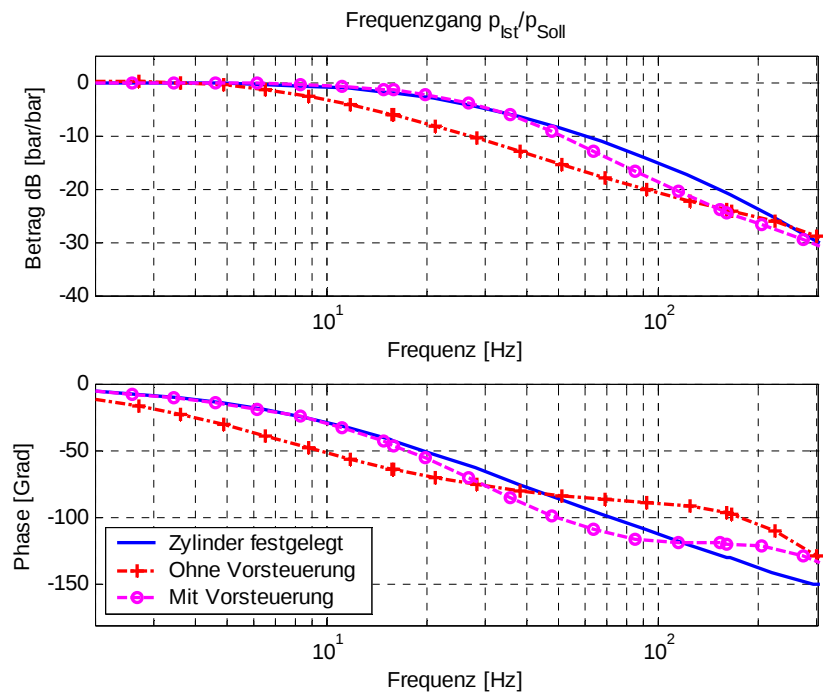


Abbildung 2.15: Frequenzgänge des Druckregelkreises mit und ohne Vorsteuerung

Abbildung 2.15 zeigt drei Frequenzgänge des geschlossenen Druckregelkreises. Der erste entspricht dem identifizierten Druckregelkreis bei festgelegtem Zylinder, der zweite dem nicht vorgesteuerten Druckregelkreis bei beweglichem Zylinder. Es ist zu erkennen, dass die Bandbreite dieses Regelkreises je nach angehängter Last stark nachlässt. Der dritte Frequenzgang zeigt den mit Hilfe der Lenkradwinkelgeschwindigkeit vorgesteuerten Druckregelkreis, der bzgl. des festgelegten Systems eine bessere Frequenzgangstreue und damit eine höhere Bandbreite aufweist. Daher ist die Auslegung des unterlagerten Druckregelkreises am festgelegtem Zylinder zulässig. Auch die Betrachtung der Pole zeigt, dass je nach Vorsteuerstrategie die Pole des vorgesteuerten Systems immer mehr in die des festgelegten Systems wandern. Weitergehende Frequenzgangstreue kann durch entsprechende Vorfilter, welche die inverse Dynamik der Strecke - inklusive Einflüsse der Signalverarbeitung - beinhalten, erzielt werden. Dies ist natürlich nur bis zu einem gewissen Grad möglich, da die benötigte Leistung zu hoch wird und das MPA nur eine beschränkte Dynamik aufweist.

Hier wird der Unterschied zur Entkopplung mittels mechanischer Bauteile deutlich. Bei dieser Entkopplung werden die Kopplungen zu anderen Subsystemen als Störgrößen betrachtet. Durch eine unterlagerte hydraulische bzw. mechanische Rückführung werden die Störgrößen in der gleichen Hierarchieebene hochfrequent ausgeglichen. Dies kann unter bestimmten Bedingungen sogar ohne zusätzlichen energetischen Aufwand geschehen. Die Berücksichtigung von Kopplungen in der nächsthöheren Hierarchieebene ist in der Regel mit einem höheren Energieeintrag und mit einer geringeren Bandbreite verbunden.

Werden die verkoppelten Subsysteme mit den 4 aufgeführten Methoden entkoppelt, so können auf die nunmehr entkoppelten Subsysteme die Verfahren des funktionsorientierten Entwurfes angewendet werden.

## 2.4 Zusammenfassung

Es wurde versucht, eine Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme aufzuzeigen. Der bewährte mechatronische Entwicklungskreislauf wurde zum ganzheitlichen, funktionsorientierten Entwurf erweitert. Um auch komplexe Systeme mit diesen Verfahren realisieren zu können, wurde eine funktionsorientierte Strukturierung vorgeschlagen, in der alle Aspekte des funktionsorientierten Entwurfs weiterhin Gültigkeit haben. Insgesamt ergeben sich folgende Vorteile:

- Durchgängige systematische Entwurfsmethodik.
- Transparenz beim Entwurf.
- Die Beherrschbarkeit auch von komplexen Systemen wird ermöglicht.
- Entstehung von austauschbaren Baukastensystemen auf Ebene der Aggregate.

- Hinweise für die Aufteilung der Informationsverarbeitung auf die Steuergeräte.

Die Notwendigkeit eines neuen Identifizierungsverfahrens wurde aufgezeigt, das im folgenden Kapitel erarbeitet wird.

# Kapitel 3

## Identifizierung mechatronischer Systemmodelle

### Motivation

Die Bedeutung der Modellidentifizierung wird in der Regel unterschätzt. Es werden oftmals Modelle mit hoher Modellierungstiefe erstellt, deren Realitätsbezug mangelhaft ist. Dies liegt sicherlich zum Einen an der Modellkomplexität und der damit einhergehenden schwierigen Parametrisierung (z. B. Reifenmodelle). Zum Anderen kommt hemmend hinzu, dass Systemlieferanten nur sehr selten identifizierte Modelle bzw. benötigte Parameter ihrer Produkte liefern können bzw. wollen. Häufig ist man besser beraten, die Modellierungstiefe gering zu halten und mehr Aufwand in die Identifizierung zu investieren. So ist das erzielte Ergebnis des mechatronischen Entwurfs vorteilhafter. Die Systemanalyse ist immer nur dann aussagekräftig und die Reglersynthese immer nur dann erfolgversprechend, wenn das Modell die Realität gut abbildet.

Im vorigen Kapitel wurde der verteilt strukturierte Entwurf vorgestellt, dessen konsequente Anwendung ein vielseitiges Identifizierungsverfahren erfordert. Zum Einen sollen physikalische Modelle abgeleitet werden können, zum Anderen wird erwartet, reduzierte Black-Box-Modelle der geregelten Subsysteme für den Bottom-Up Entwurf identifizieren zu können. Ein solches Verfahren ist zur Zeit auf dem Markt nicht erhältlich. Hier soll ein Verfahren aufgezeigt werden, das zum großen Teil den unten angegebenen Anforderungen gerecht wird.

### Inhalt

Nach einer kurzen Einführung werden im zweiten Unterkapitel die Anforderungen an dieses Verfahren aufgelistet. Im dritten Unterkapitel wird das Verfahren mit seinen vier Stufen kurz vorgestellt. Darüber hinaus wird an ausgewählten Beispielen gezeigt, wie es den Anforderungen gerecht wird. Unterkapitel 3.4 rundet dieses Kapitel mit der Identifizierung eines hydropneumatischen Federbeins ab.

## 3.1 Vorbemerkungen zur Identifizierung

### Definition der Identifizierung

Der Vorgang ein validiertes Modell anhand von Messungen zu bestimmen, das die Realität sehr gut nachbildet, wird Identifizierung genannt. Dabei ist die Forderung, die Realität genau nachzubilden, sehr hart und sollte auf "so genau wie nötig" abgeschwächt werden. Dabei bezieht sich "so genau wie nötig" auf die nötige Modellierungstiefe, um die wichtigsten (interessierenden) Systemeigenschaften abzubilden.

Das Modell zu identifizieren kann sich dabei auf die Festlegung der Modellstruktur als auch auf die Bestimmung der Modellparameter beziehen. Da bei dem mechatronischen Entwurf die Modellstruktur schon früher im Entwicklungsprozess durch die Physik des Systems festgelegt wird, ist hier die Anwendung eines Verfahrens zur Bestimmung der Parameter angebracht.

Der Vorgang der Identifizierung basiert auf Messungen eines realen Systems, welches modelliert werden soll. Daher ist dieser Schritt immer erst möglich, wenn reale Komponenten (Prototypen) zur Verfügung stehen. Trotzdem kann eine hohe Modellgüte auch schon in einem früheren Entwicklungsstadium entstehen. Dies kann erreicht werden, indem das Modell durch Erfahrungen mit ähnlichen Komponenten oder mit Hilfe von Tabellenwerken parametrisiert wird (siehe Kapitel 3.4.1). Da dies zum Systemverständnis beiträgt, und einige Identifizierungsverfahren gut gewählte Startparameter voraussetzen, ist dies auch durchaus sinnvoll und sehr oft notwendig.

### Stand der Technik

Eine gute Übersicht über die bekannten Identifizierungsverfahren liefert [Isermann]. Hier wird im Wesentlichen unterschieden zwischen:

- der Identifizierung parametrischer und nichtparametrischer Modelle:  
Hierbei beziehen sich parametrische Modelle auf Modelle mit physikalischem Hintergrund. Nichtparametrische Modelle hingegen sind sogenannte Black-Box-Modelle, die keinen physikalischen Hintergrund haben und deren Parameter als mathematische Koeffizienten angesehen werden können. Darüber hinaus wird ein zweistufiges Verfahren vorgestellt, bei dem ein nichtparametrisches Modell in ein parametrisches umgewandelt wird,
- der Identifizierung zeitkontinuierlicher und diskreter Modelle,
- der Identifizierung linearer und nichtlinearer Modelle,
- der Identifizierung durch iterative und nichtiterative Verfahren
- den Verfahren, die im Zeitbereich oder im Frequenzbereich arbeiten,
- den Verfahren, die sich durch die Anregungssignale unterscheiden,
- den Verfahren zur Online- und Offlineidentifizierung,

- den Verfahren, die zwischen MIMO-, SIMO-, MISO- und SISO Systemen unterscheiden.

Ein sehr stark verbreitetes Anwendungsgebiet der Identifizierung ist die Modalanalyse. In diesem Umfeld wurde die Entwicklung von Identifizierungsverfahren seit den 80er Jahren stark vorangetrieben [Richard 82], [Richard 85], [Richard 86], [Potter], [Natke]. Einen Überblick über diese Verfahren liefern [Ewins], [Isermann], [Nyenhuys 97]. Hier entstanden Verfahren, die im Zeitbereich bzw. Frequenzbereich arbeiten und die Single-Degree-of-Freedom-Systeme (SDoFs<sup>1</sup>) bzw. Multi-Degree-of-Freedom Systeme (MDoFs<sup>2</sup>) identifizieren. Diese Verfahren basieren auf linearen Modellen. Mit dem Einzug der Computertechnik und deren rasanter Leistungssteigerung war es bald möglich, auch Systeme hoher Ordnung zu identifizieren. Aufgrund der Leistungsfähigkeit und der einfachen und flexiblen Anwendbarkeit hat sich ein Verfahren in besonderem Maße durchgesetzt und wird nunmehr in einer Vielzahl von Modalanalysewerkzeugen z. B. [MeScope] eingesetzt. Hierbei handelt es sich um ein Frequenzbereichsverfahren, das auf einer Modellstruktur mit gebrochen rationalen Funktionen und einem Least-Squares-Algorithmus aufsetzt. Dieses Verfahren wird im Kapitel 3.3.2 noch genauer beschrieben.

## 3.2 Anforderungen an das Identifizierungsverfahren

Anhand der im Folgenden aufgelisteten Anforderungen, die sich aus dem verteilten strukturierten Entwurf mechatronischer Systeme ergeben, soll ein Identifizierungsverfahren abgeleitet werden:

1. In dieser Arbeit ist die wichtigste Anforderung an ein Identifizierungsverfahren der Anspruch, dass es sich in den verteilten strukturierten Entwurf einbetten lässt. Hierbei sind für dieses Verfahren im Wesentlichen zwei Aufgaben zu erfüllen: Zum Einen soll beim Bottom-Up-Entwurf auf unteren Hierarchieebenen die Identifizierung von physikalischen Modellen möglich sein, die zur Analyse und zur Reglerauslegung eingesetzt werden können. Zum Anderen soll es für die Reglerauslegung höherer Hierarchieebenen durchführbar sein, die unterlagerten geregelten Subsysteme durch eine erneute Identifizierung als reduzierte Black-Box-Modelle geringerer Ordnung darzustellen (siehe Kapitel 2.3.3).
2. Aufgrund der geforderten vielseitigen Anwendbarkeit des Verfahrens sollte es Systeme mit beliebiger Anzahl von Ein- und Ausgängen bedienen können, also auch Mehrgrößensysteme. Hierbei ergeben sich bei vielen Verfahren, die nicht speziell für Mehrgrößensysteme entwickelt wurden und quasi erweiterte SISO-, MISO- oder SIMO-Verfahren sind, Modelle, die z. B. bei der Überführung in den Zustandsraum eine nicht gewollte Ordnungserhöhung erzeugen (siehe Kapitel 3.3.2.1; Anforderungen bei MIMO-Systemen).

---

1. SDoF-Systeme sind Systeme die durch einen Einmassenschwinger repräsentiert werden, also ein System der Ordnung 2.

2. MDoF-Systeme sind Systeme die durch mehrere Einmassenschwinger repräsentiert werden, also ein System 2\*ter Ordnung ([Ewins]).

3. Das Verfahren sollte die durch das physikalische System vorgegebene Struktur berücksichtigen.
4. Es sollte möglich sein, Modelle hoher Ordnung zu identifizieren. Dabei ist die Forderung nach gleichzeitiger Identifizierung mehrerer Parameter selbstverständlich.
5. Aufgrund der Handhabbarkeit und aus zeitlichen Gründen ist es sinnvoll, ein nichtiteratives Verfahren anzustreben, da iterative Verfahren oft sehr zeitintensiv sind und viele Interaktionen mit dem Anwender erfordern.
6. Das Verfahren sollte im Frequenzbereich arbeiten, da die meisten Verfahren zum Reglerentwurf auf dem Frequenzbereich beruhen und somit Frequenzgangstreu voraussetzen. Die Argumentation ist hier ähnlich wie bei der Diskretisierung von Reglern. Hier kommen auch häufig Verfahren zur Anwendung, die frequenzgangstreu sind. Darüber hinaus bietet die Anpassung im Frequenzbereich erfahrungsgemäß eine genauere Bestimmung der System-eigenfrequenzen und -dämpfungen [Richard 86].  
Ein weiterer Vorteil, der sich bei Frequenzbereichsverfahren ergibt, ist die einfache Messdatenaufbereitung. So ist z. B. die Auswahl des interessierenden Frequenzbereichs sehr einfach. Zum Einen können die wichtigen Eigenfrequenzen direkt abgelesen werden, zum Anderen kann der Frequenzgang hinter dem interessierenden Frequenzbereich einfach abgeschnitten werden. Im Zeitbereich ist dies nur durch komplizierte Filtertechnik möglich. Hinzu kommt, dass durch die Betrachtung des Verhältnisses zwischen Ausgangssignal und Eingangssignal etwaige Einflüsse von Stellerdynamik, Signalverarbeitungszeiten etc. direkt erkannt und ggf. eliminiert werden können.  
Die Aufnahme von Frequenzgängen und deren Nachbearbeitung stellt heute durch die Anwendung von modernen Signalanalysatoren kein Problem mehr dar.
7. Es sollen nichtlineare wie auch lineare Systeme identifiziert werden können. Dies steht teilweise im Widerspruch zur Forderung nach einem Verfahren, das im Frequenzbereich arbeitet, da der Frequenzbereich nur für lineare Systeme definiert ist. Die Betrachtung des nichtlinearen Systems in ausgewählten Betriebspunkten lässt jedoch eine Linearisierung zu und löst damit den Widerspruch auf.

Die Erfüllung all dieser Anforderungen mit einem schon bekannten Verfahren ist unrealistisch. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden wird im Folgenden ein vierstufiges Identifizierungsverfahren vorgestellt. Hierbei wird im wesentlichen auf ein Identifizierungsverfahren zurückgegriffen, welches in [Isermann] als ein nichtparametrisches Least-Squares-Verfahren (Methode der kleinsten Quadrate) vorgestellt wird. Es basiert auf lineare, zeitkontinuierliche Modelle, die im Frequenzbereich identifiziert werden. Dieses Verfahren findet auch im Bereich der Modalanalyse eine breite Anwendung und wurde insbesondere zur Identifizierung von Mehrgrößensystemen erweitert und weiterentwickelt ([Richard 82], [Ewins]). Die Verfahren aus der Modalanalyse beherrschen die MIMO-Systeme zwar, erzeugen jedoch Modelle, die die physi-

kalische Struktur des Systems nicht ausreichend berücksichtigen. Im Rahmen dieser Arbeit wird dieses Verfahren aufgegriffen und im wesentlichen um Mechanismen erweitert, die es ermöglichen die physikalische Struktur des Systems weiterreichend zu berücksichtigen.

### 3.3 Das vierstufige Identifizierungsverfahren

Vorgeschlagen wird an dieser Stelle ein vierstufiges Identifizierungsverfahren (Abbildung 3.1). Die erste Stufe kann im Wesentlichen als Vorbereitung des Identifizierungsvorganges betrachtet werden. Hier werden Überlegungen zur Messdatenaufbereitung/-erfassung und Modellaufbereitung getroffen, so dass der Identifizierungsvorgang möglichst unproblematisch abläuft.

In Stufe 2 kommt im Wesentlichen ein modifiziertes Verfahren aus der Modalanalyse zum Einsatz. Dieses Verfahren wurde angepasst, um möglichst viele bekannte physikalische Systemeigenschaften schon an dieser Stelle zu berücksichtigen. So entstehen sogenannte Black/Grey-Box-Modelle. Bei der Identifizierung von Systemmodellen ohne jegliche Berücksichtigung von physikalischen Systemeigenschaften entstehen sogenannte Black-Box-Modelle. Modelle, die aus Verfahren resultieren, welche Teilweise die Systemphysik berücksichtigen, werden als Grey-Box-Modelle bezeichnet. Physikalische Modelle werden auch White-Box-Modelle genannt.

Stufe 3 dient dem Übergang vom Grey-Box-Modell zum physikalischen Modell.

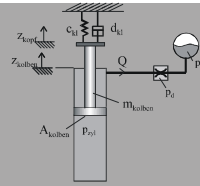
Die vierte Stufe dient lediglich der Nachoptimierung des schon erzielten Ergebnisses bzw. der vertiefenden Behandlung von Nichtlinearitäten. In der vierten Stufe wird die Forderung 5 nach einem nichtiterativen Verfahren aufgegeben, da hier ein iteratives vektorielles Optimierungsverfahren (MOPO Multi-Objective Parameter Optimization) [Münch] zum Einsatz kommt.

Je nachdem, in welcher Stufe des Verfahrens der Identifizierungsvorgang abgebrochen wird, werden verschiedene der vorher definierten Anforderungen erfüllt. So kann zum Erstellen von reduzierten Black-Box-Modellen für den Bottom-Up-Entwurf nach der 2. Stufe abgebrochen werden. Zur Identifizierung eines physikalischen Modells muss auch noch die Stufe 3 durchlaufen werden.

Mit dem Einsatz des frei konfigurierbaren Frequenzgangsverfahren in Stufe 2 können je nach Einstellung alle Anforderungen 1 bis 6 erfüllt werden. Anforderung 7 kann nur bedingt erfüllt werden, da das Verfahren sich ausschließlich mit der Identifizierung von linearen bzw. linearisierten Systemen beschäftigt. Nichtlinearitäten können nur durch die Betrachtung unterschiedlicher Betriebspunkte berücksichtigt werden (siehe Kapitel 4.2.3.2).

Da die Thematik der Identifizierung sehr umfangreich ist, bietet sich die ergänzende Anwendung der beiden Verfahren in Stufe 3 und 4 an. MOPO arbeitet nur mit ausreichend guten Startparametern, die z. B. mit dem Frequenzgangsverfahren ermittelt werden können.

## Modell



## Reales System



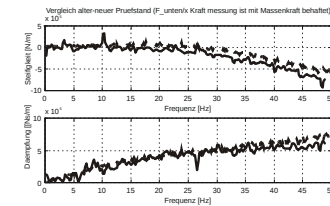
### Stufe 1: Modell und Messdatenaufbereitung

#### Modellerstellung und -aufbereitung

$$\frac{P_{Dr} A_{Zyl}}{x} = \frac{(1 + C_{Sp} R_{Dr} s)^2 A_{Zyl}^2}{C_{Sp} C_L L_L s^2 + (R_{Dr} C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp} R_L) s + C_{Sp} + C_L}$$

$$\frac{P_{Zyl} A_{Zyl}}{x} = \frac{(C_S L_L s^2 + (C_S R_L + C_{Sp} R_{Dr}) s + 1) A_{Zyl}^2}{C_{Sp} C_L L_L s^2 + (R_{Dr} C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp} R_L) s + C_{Sp} + C_L}$$

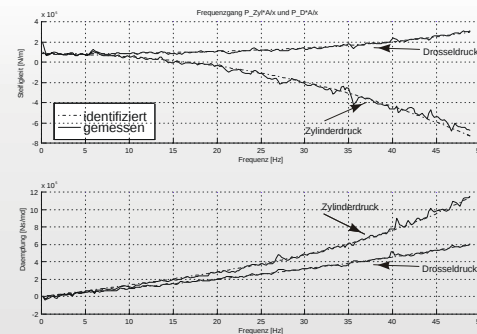
#### Messdatenakquisition und -aufbereitung



### Stufe 2: Erstellung eines Black/Grey Box-Modells

$$G_1(s) = \frac{4.43E8 * s + 2.27E10}{s^2 + 229 * s + 2.83E5} = \frac{A_0 s + A_1}{B_0 s^2 + B_1 s + B_2}$$

$$G_2(s) = \frac{2.46E6 * s^2 + 5.66E8 s + 2.27E10}{s^2 + 229 * s + 2.83E5} = \frac{A_2 s^2 + A_3 s + A_4}{B_0 s^2 + B_1 s + B_2}$$



### Stufe 3: Herleiten der physikalischen Parameter

$$\frac{P_{Dr} A_{Zyl}}{x} = \frac{(1 + C_{Sp} R_{Dr} s)^2 A_{Zyl}^2}{C_{Sp} C_L L_L s^2 + (R_{Dr} C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp} R_L) s + C_{Sp} + C_L} = \frac{A_0 s + A_1}{B_0 s^2 + B_1 s + B_2}$$

$$\frac{P_{Zyl} A_{Zyl}}{x} = \frac{(C_S L_L s^2 + (C_S R_L + C_{Sp} R_{Dr}) s + 1) A_{Zyl}^2}{C_{Sp} C_L L_L s^2 + (R_{Dr} C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp} R_L) s + C_{Sp} + C_L} = \frac{A_2 s^2 + A_3 s + A_4}{B_0 s^2 + B_1 s + B_2}$$

Aufstellen des Gleichungssystems durch Koeffizientenvergleich

$$\frac{A_{Zyl}^2}{C_L} = A_2 \quad \frac{(R_L + R_{Dr}) A_{Zyl}^2}{C_L L_L} = A_3$$

Lösen des Gleichungssystems

### Stufe 4: Nachoptimierung mit vektoriellem Zielgrößenverfahren

Etwaige Modellerweiterung um Nichtlinearitäten

Akquisition neuer Messdaten, die insbesondere Nichtlinearitäten sichtbar machen

Anpassen des Modells an die Messdaten durch z. B. Minimierung der Fehlerfläche

Abbildung 3.1: Flussbild der Identifikationsmethodik

Für eine Vielzahl von Anwendungen hat sich jedoch gezeigt, dass die Anwendung des vierstufigen Identifizierungsverfahrens bis zur Stufe 3 völlig ausreichend ist (siehe Kapitel 3.4, 4.2.2.2, 4.2.3.2 etc.).

### 3.3.1 Kurzvorstellung des Verfahrens

Das Verfahren, das summarisch in Abbildung 3.1 am Beispiel der Identifizierung eines HP-Federbeins dargestellt ist, gliedert sich in 4 Stufen. Welche Arbeitsschritte in diesen vier Stufen notwendig sind, welche CAE-Tools diese Arbeitsschritte unterstützen, welche Schwierigkeiten auftauchen und welche Lösungen möglich sind, wird im Folgenden diskutiert:

#### 1. Modell- und Messdatenaufbereitung

Das Verfahren arbeitet bis einschließlich der dritten Stufe im Frequenzbereich. Hierzu müssen gemessene Frequenzgänge aller interessierenden Ausgangs- zu Eingangsgrößen vorliegen. Auch der interessierende Frequenzbereich muss an dieser Stelle festgelegt werden. Der Frequenzgang wird also nur bis zu einer maximalen Frequenz betrachtet, die den Bereich festlegt, bis zu dem das Modell angepasst werden soll. Somit stellt sie auch ein Maß für die Modellierungstiefe dar.

Das Modell muss bzgl. Ordnung und entsprechend den gemessenen Aus- zu Eingangsgrößen aufbereitet sein, d. h. es müssen alle Übertragungsfunktionen in gebrochen rationaler Form vorliegen.

Soll ein physikalisches Modell abgeleitet werden, so ist es zudem erforderlich, dass diese Übertragungsfunktionen in symbolischer Form vorliegen. Dies wird für den in Stufe 3 beschriebenen Koeffizientenvergleich benötigt. Zudem ist es für die Herleitung eines Grey/Black-Box-Modells unerlässlich, die Ordnung des Zählers bzw. des Nenners zu kennen.

Ein weiterer Schritt, der bei der Identifizierung eines physikalischen Modells an dieser Stelle durchgeführt werden sollte, ist die Klärung der Identifizierbarkeit der Modellparameter mittels der gewählten Frequenzgänge bzw. der gewählten Bandbreite. Es ist nicht zu erwarten, dass jeder Systemparameter in jedem Frequenzbereich bzw. Frequenzgang einen maßgeblichen Einfluss hat. Wird an dieser Stelle eine falsche Auswahl getroffen, so ist davon auszugehen, dass in Stufe 3 ein schlecht konditioniertes Gleichungssystem entsteht. Dieses Gleichungssystem resultiert in Stufe 3 aus dem Koeffizientenvergleich zwischen dem Black/Grey-Box-Modell und dem physikalischen Modell. Zur Klärung dieser Frage kann eine Parameterempfindlichkeitsanalyse durchgeführt werden. Dabei variiert man die Parameter sukzessive, um deren Einfluss auf die Veränderung der Frequenzgänge zu beobachten. Ist dieser Einfluss groß, sind sie aus der entsprechenden Messung gut identifizierbar. Ist der Einfluss gering oder haben sie keinen Einfluss, ist die Identifizierbarkeit aus dieser Messung nicht gegeben. Dann muss entweder ein anderer Frequenzgang oder ein zusätzlicher Frequenzgang zur Identifizierung herangezogen werden.

Die Variation der Parameter kann sowohl am realen System als auch am Modell durchgeführt werden. Beim Modell ist darauf zu achten, dass die Anfangseinstellung der Modellparameter nicht allzu unrealistisch ist, da sonst die Veränderung im Frequenzgang für den

gewählten Frequenzbereich nicht aussagekräftig sein kann. Eine Variation am Prüfstand ist hingegen ziemlich aufwendig und nicht immer für alle einzelnen Parameter unabhängig voneinander durchführbar.

Die Ergebnisse der Parametervariationen können auch Hinweise auf die Modellierungstiefe geben. Bringt z. B. die Variation eines Parameters keine nennenswerte Veränderung im interessierenden Frequenzbereich aller Frequenzgänge, so kann davon ausgegangen werden, dass der Parameter Systemeigenschaften beschreibt, die z. B. im höheren Frequenzbereich liegen, und dementsprechend die Modellierungstiefe zu hoch gewählt wurde.

Ein weiteres Problem, das sich in Stufe 3 ohne ausreichende Vorüberlegungen an dieser Stelle ergibt, liegt in einem Missverhältnis zwischen der Anzahl von Gleichungen und der Anzahl von gesuchten physikalischen Parametern. Dabei bestimmen die Anzahl und die Ordnung der jeweiligen Übertragungsfunktionen die Anzahl der Gleichungen zur Bestimmung der Parameter. Mit wachsender Ordnung steigt jedoch nicht nur die Anzahl der Gleichungen, sondern es ist auch davon auszugehen, dass die Parameteranzahl ansteigt. Eine allgemeine Vorschrift zur Lösung des Problems kann nicht angegeben werden. Lösungsvorschläge werden in Stufe 3 diskutiert.

Diese hier beschriebenen Probleme und Überlegungen treten im Übrigen mit allen bekannten Identifizierungsverfahren auf, da alle Verfahren ein gewisses Maß an Systemwissen voraussetzen.

## 2. Erstellen eines Black/Grey-Box-Modells

Mit Hilfe des Frequenzgangsverfahrens wird ein Black-Box-Modell erstellt. Durch Minimierung der quadratischen Fehlerfläche zwischen den gemessenen Frequenzgängen und den aus dem Modell berechneten Frequenzgängen werden Black-Box-Modelle parametrisiert, die in Form von gebrochen rationalen Funktionen vorliegen. Zur Einhaltung der physikalischen Modellstruktur können dabei einige Systemeigenschaften, wie z. B. die Abhängigkeiten einzelner Übertragungspfade untereinander, beim Identifizierungsvorgang berücksichtigt werden. Es entstehen sogenannte Grey-Box-Modelle (siehe Kapitel 3.3.2.1). Das Verfahren ermöglicht eine zweiphasige Vorgehensweise beim Erstellen der Modelle. In einem ersten Schritt wird das gemeinsame Nennerpolynom der unterschiedlichen Übertragungspfade bestimmt. Im zweiten Schritt werden die einzelnen Zählerpolynome ermittelt. Dabei kann die Ordnung des Zählerpolynoms für unterschiedliche Übertragungspfade variieren.

Durch Variation der Ordnung der Zähler- und Nennerpolynome können bei der Bestimmung des Grey/Black-Box-Modells auch Hinweise auf die nötige Modellierungstiefe gewonnen werden.

## 3. Koeffizientenvergleich zur Ermittlung physikalischer Modellparameter

Im dritten Schritt werden die Übertragungsfunktionen aus dem Modell und die Übertragungsfunktionen des Grey-Box-Modells, ermittelt im zweiten Schritt, gleichgesetzt. Durch den Koeffizientenvergleich zwischen den Übertragungsfunktionen entsteht ein Gleichungssystem, dessen Lösung der Ermittlung der physikalischen Parameter des Modells dient. Die Form des Gleichungssystems hängt im Wesentlichen von der Struktur des Modells und der Anzahl der gewählten Übertragungsfunktionen ab. In der Regel entsteht ein nichtlineares Gleichungssystem. Es kann durch die Standardtools [Maple], [MuPAD] gelöst werden. In der Praxis darf die Ordnung nicht zu hoch werden, da das Gleichungssystem dann nicht

mehr lösbar ist.

Je nach Anzahl und Art der gewählten Übertragungspfade entsteht ein Gleichungssystem, das unter- bzw. überbestimmt ist oder Widersprüche und lineare Abhängigkeiten beinhalten kann. Bei unterbestimmten Gleichungssystemen kann ein weiterer Übertragungspfad berücksichtigt werden. Hierzu muss noch einmal beim ersten Schritt des Identifizierungsverfahrens aufgesetzt werden, d. h. das System muss neu vermessen werden, ein neues Grey/Black-Box-Modell muss erstellt und das Gleichungssystem neu aufgebaut werden. Bei einem überbestimmten Gleichungssystem kann ein Satz von Gleichungen frei gewählt werden, der die Bestimmung der Parameter zulässt, d. h. es müssen unabhängige widerspruchsfreie Gleichungen sein. Die Gleichungen, die für die Identifizierung nicht verwendet werden, können später zur Überprüfung des Identifizierungsergebnisses herangezogen werden. So können Messungenauigkeiten bzw. Modellungenauigkeiten ausgemacht werden. Darüber hinaus können die überflüssigen Gleichungen auch in den Koeffizientenvergleich einbezogen werden. Hierzu sind dann Lösungsverfahren notwendig, die es ermöglichen, überbestimmte Gleichungssysteme zu lösen, wie z. B. die Anwendung eines Optimierungsverfahrens (MOPO) oder ein Least-Squares-Verfahren. Die Anwendung eines solchen Verfahrens hat den Vorteil, dass z. B. Störungen bei der Messwertaufnahme herausgemittelt werden können. An dieser Stelle gilt: Je mehr Informationen über das System zur Verfügung stehen, desto vielversprechender ist das Ergebnis der Identifizierung.

Darüber hinaus können unter Anwendung der Gröbner-Basen [Adams] Aussagen über die Lösbarkeit solcher nichtlinearer Gleichungssysteme getroffen werden. Sie decken Widersprüche und lineare Abhängigkeiten in den Gleichungen auf.

#### 4. Nachoptimierung

Bei der Bestimmung der physikalischen Parameter wurden bis dato einige Vereinfachungen getroffen: Erstens wurde die Identifizierung ausschließlich im Linearen durchgeführt. Zweitens wurde versucht, die Realität mit Hilfe von Modellen nachzubilden, was nur beschränkt möglich ist und zu Fehlern führt. Des Weiteren können Fehler beim Lösen des überbestimmten Gleichungssystems entstehen. Wie stark sich all diese Fehler auswirken, ist systemabhängig und kann am Identifizierungsergebnis (Gegenüberstellung Rechnung - Messung) festgemacht werden. Mit dem nichtlinearen Optimierungsverfahren (MOPO) können diese Fehler noch einmal verkleinert werden. Dabei können die in Stufe 3 ermittelten Parameter als Startwerte für die Optimierung dienen.

Auch bei der Anwendung von MOPO tauchen die in Stufe 1 dargelegten Probleme auf. Hier muss die Frage nach den Zielgrößen und deren Parameterempfindlichkeit für das Optimierungsverfahren gestellt werden.

Sowohl der in Stufe 3 beschriebene Koeffizientenvergleich als auch das in Stufe 4 erläuterte Optimierungsverfahren MOPO stehen auf dem Markt zur Verfügung. Aus diesem Grund wird ihr mathematischer Hintergrund nicht in dieser Arbeit dargestellt. Es wird lediglich in Kapitel 3.3.3 und Kapitel 3.3.4 skizziert, wie sie in dieser Arbeit eingesetzt wurden, und auf die entsprechende Literatur verwiesen.

Da das in Stufe 2 verwendete Frequenzgangsverfahren mangels Verfügbarkeit im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde, wird im Folgenden der mathematische Hintergrund des Verfahrens erläutert.

### 3.3.2 Mathematischer Hintergrund und Anwendungsbeispiele für das Frequenzgangsverfahren (Stufe 2)

Wie schon erwähnt, handelt es sich bei dem Frequenzgangsverfahren um einen Algorithmus, der im Umfeld der Modalanalyse in ähnlicher Weise entwickelt wurde [Potter], [Richard 85]. Darüber hinaus wird er in [Isermann] als ein Identifizierungsverfahren für lineare, nichtparametrische Modelle vorgestellt. Ausgewählt wurde diese Art von Identifizierungsverfahren, da es den meisten der oben angegebenen Anforderungen gerecht wird. Darüber hinaus ist diese Art von Verfahren einfach handhabbar, sehr verbreitet und dementsprechend vielfältig getestet.

Ziel der experimentellen Modalanalyse ist es, anhand von Messdaten und deren mathematischer Aufbereitung Aussagen über das dynamische Verhalten des Testsystems zu erlauben. Hierzu werden die gemessenen Zeit- bzw. Frequenzdaten mittels eines Modells angenähert. Dies wird für eine Vielzahl von Übertragungspfaden (verschiedene Ausgänge zu verschiedenen Eingängen) durchgeführt, was wiederum zu einer Vielzahl von Modellen führt. Die entstandenen Modelle, welche die einzelnen Übertragungspfade repräsentieren, haben gleiche Pole (charakteristisches Polynom).

Leider können diese Verfahren nicht direkt angewendet werden, da einerseits ihr Quellcode nicht verfügbar ist, andererseits sind die definierten Anforderungen (Kapitel 3.2) weitergehend. So wird bei der Modalanalyse der reine (MIMO) Mehrgrößenfall nur dadurch abgedeckt, dass für jede Übertragungsfunktion das gleiche Nennerpolynom ermittelt wird. Dies ist eine notwendige, jedoch nicht hinreichende Bedingung. Die Forderung nach physikalischen Modellen schränken die Freiheitsgrade auch bei der Bestimmung des Zählerpolynoms erheblich ein. Genauere Erläuterungen hierzu sind in Kapitel 3.3.2.3 aufgeführt.

Diese beiden Gründe haben es erforderlich gemacht, ein Identifizierungsverfahren zu implementieren, das sich an die Verfahren aus der Modalanalyse anlehnt und den weiterführenden Anforderungen aus Kapitel 3.2 entspricht.

#### 3.3.2.1 Allgemeine Einführung

Zwischen dem in Abbildung 3.1 dargestellten Black-Box-Modell (Stufe 2) und dem physikalischen Modell (Stufe 3) kann es unter Umständen sehr große Unterschiede geben. Dies wird daran deutlich, dass es eine Vielzahl von Black-Box-Modellen gibt, welche die gemessenen Frequenzgänge approximieren können. Die Anzahl von Modellen, die dann wiederum auf das physikalische Modell zurückgeführt werden können, ist jedoch sehr viel geringer. Letztendlich ist das Dilemma darauf zurückzuführen, dass diese Black-Box-Verfahren die Modellstruktur und die Physik des Systems nicht berücksichtigen. Die physikalische Struktur wird erst in Stufe 3 durch den Koeffizientenvergleich wieder hergestellt. Der Koeffizientenvergleich führt auf ein nichtlineares Gleichungssystem, dessen Lösung oft schwer bis unmöglich ist. Die Lö-

sung wird jedoch vereinfacht, wenn das Black-Box-Verfahren einige Eigenschaften des physikalischen Modells berücksichtigt, wie z. B. die Ordnung des Systems (oder identische Nennerpolynome bei gekoppelten Strukturen). Ziel muss es also sein, bei der Black-Box-Identifizierung möglichst viel Apriori-Wissen über die Modellstruktur zu berücksichtigen. Somit gelangt man von den Black-Box-Modellen, die keine Struktur berücksichtigen, über die Grey-Box-Modelle, die teilweise die physikalische Struktur berücksichtigen, hin zu den White-Box-Modellen, den physikalischen Modellen. Die direkte Ableitung der physikalischen Parameter und damit die Berücksichtigung der Physik des Systems ist unter Anwendung des Frequenzgangsverfahrens nicht möglich, da die einzelnen gebrochen rationalen Funktionen und deren Koeffizienten extrem nichtlinear bzgl. der physikalischen Parameter sind.

Es gibt hier viele feine Details, die mehr oder weniger die Physik des Systems berücksichtigen und somit verschiedene Anforderungen an das Identifizierungsverfahren stellen. Was dies für Anforderungen sind, soll anhand des folgenden Beispiels, dem Force-Feedback-Aktor (vgl. Kapitel 5.2.2) eines Steer-by-Wire-Systems, erläutert werden. Wie das Verfahren diesen Anforderungen gerecht wird, soll dann in den nachfolgenden Kapiteln erläutert werden.

Das physikalische Ersatzmodell des Force-Feedback-Aktors ist in Abbildung 3.2 unten dargestellt. Es handelt sich hier im Wesentlichen um einen Zwei-Massen-Schwinger. Die eine Masse stellt den Antriebsmotor, die andere das Lenkrad dar. Sie sind über ein Getriebe und durch eine Torsionsfeder miteinander verbunden. Die Torsionsfeder ist in einen Lenkradmomentensensor integriert. Durch die Differenz zwischen dem Lenkrad- und dem Motorwinkel wird über die Torsionssteifigkeit das Lenkradmoment bestimmt. Der geregelte Motor soll am Lenkrad ein Moment stellen und somit dem Fahrer ein geeignetes Lenkgefühl vermitteln.

Zur Synthese der Motorregelung wurde das System im Frequenzbereich vermessen, was zu den in Abbildung 3.2 oben dargestellten Frequenzgängen führte. Links ist der Frequenzgang vom Momenteneingang des Motors zum Lenkradmoment am Lenkrad gezeigt, rechts das Übertragungsverhalten vom Momenteneingang zur Winkelgeschwindigkeit der Motors. Ziel ist es, aus diesen Frequenzgängen ein Modell zu identifizieren. In Abbildung 3.2 unten ist das entsprechende physikalische Modell dargestellt. Ohne Berücksichtigung der Struktur des physikalischen Modells können mit Hilfe des Identifizierungsverfahrens Modelle (Black-Box) hergeleitet werden, die dem statischen und dem dynamischen Verhalten des Systems genügen. Diese allgemeinen Modelle sind in der Regel aber nur von geringem Interesse, da ihre Analyse nur wenig Systemverständnis zulässt. Vielmehr bietet das physikalische, sauber parametrisierte Modell die meisten Systeminformationen für Analyse und Reglersynthese. Leider ist es nicht immer möglich ein physikalische Modell abzuleiten, z. B. wenn die Struktur des Systems unbekannt oder die Herleitung des physikalischen Modells zu zeitaufwendig ist. In diesen Fällen kann es sinnvoll sein, die Modellidentifizierung auf einer der in Abbildung 3.2 dargestellten

oberen Stufen abzuschließen und die Reglerauslegung mit den dort entstandenen Modellen, die zumindest die bekannte Systemphysik berücksichtigen (siehe das Beispiel der Positioniermaschine Kapitel 3.3.2.3), durchzuführen.

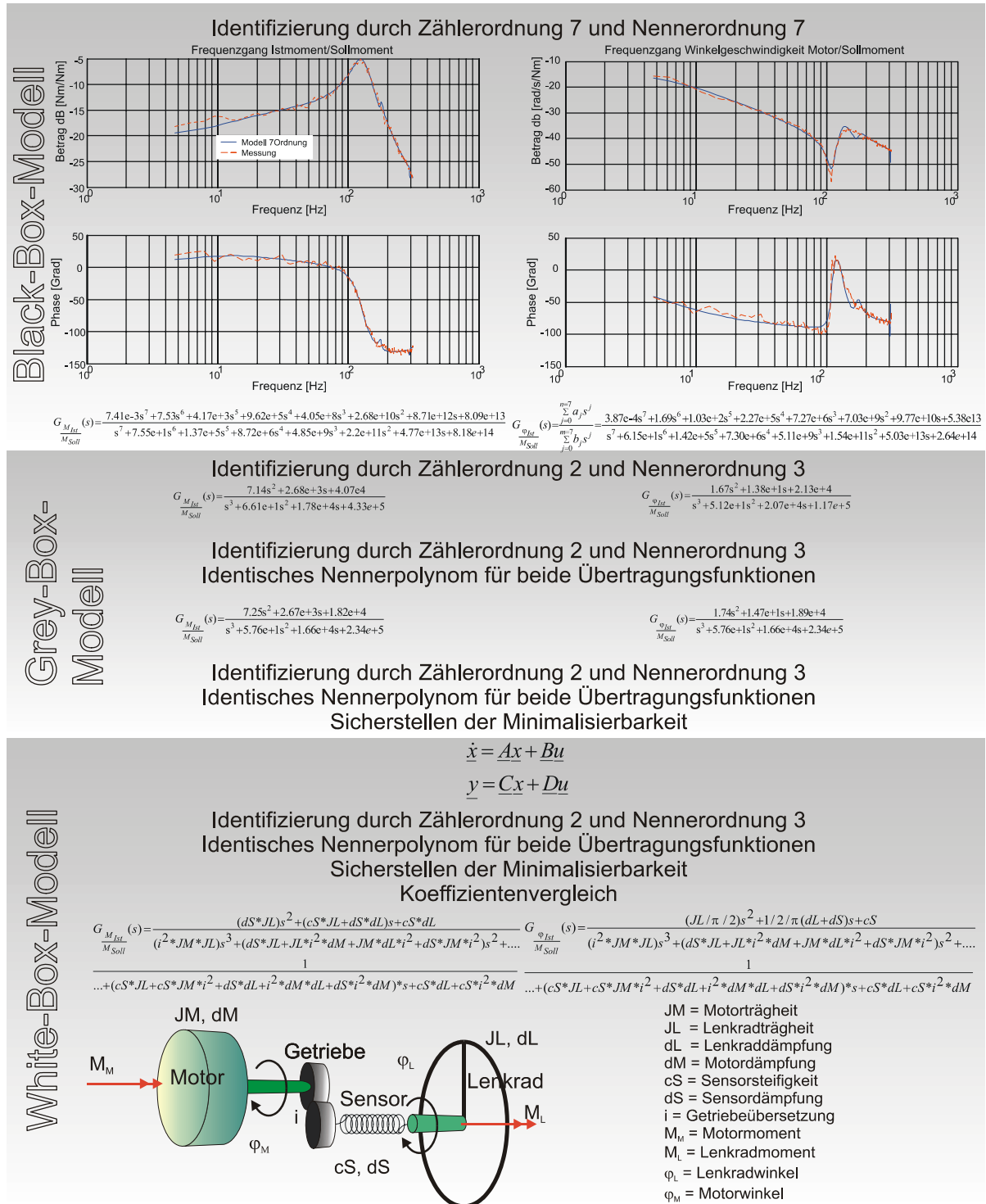


Abbildung 3.2: Zwischenstufen vom Black-Box Modell zum physikalischen Modell

Abbildung 3.2 zeigt von oben nach unten den sukzessiven Übergang vom Black-Box-Modell hin zum physikalischen Modell. Dabei hat das erste identifizierte Modell nichts mit der Physik des Systems zu tun. Hier wurden die Frequenzgänge willkürlich durch ein Modell 7. Ordnung angenähert. Es ist nicht einmal garantiert, dass das entstandene Modell stabil ist.

Welche Systemeigenschaften hin zum physikalischen Modell mit dem vorgestelltem Identifizierungsverfahren berücksichtigt werden können, wird im Folgenden aufgelistet. Dabei wird zwischen einem Eingrößen- und einem Mehrgrößenfall unterschieden:

- **Einstellbarkeit der Modellordnung**  
Bei dem zweiten Modell in Abbildung 3.2 wird die Ordnung des physikalischen Modells berücksichtigt. Dies erfordert die Einstellbarkeit der in Gl. 3.9 dargestellten Zähler- und Nennerordnung der gebrochen rationalen Funktion.
- **Einstellbarkeit der Modellstabilität**  
Häufig handelt es sich bei den zu identifizierenden Systemen um stabile Systeme, dies gilt insbesondere für passive Komponenten. In diesem Fall sollte das resultierende Modell ebenfalls stabil sein. Der Algorithmus sollte also so einstellbar sein, dass er nur stabile Modelle liefert.

#### **Anforderungen speziell bei Mehrgrößensystemen (SIMO, MISO, MIMO)**

- **Berücksichtigung des gleichen Nennerpolynoms**  
Bei verkoppelten Mehrgrößensystemen weisen die einzelnen Übertragungspfade immer das gleiche Nennerpolynom auf, das auch als charakteristisches Polynom bezeichnet wird (Modell 3 in Abbildung 3.2). Das Verfahren muss es ermöglichen, das gleiche Nennerpolynom für verschiedene Frequenzgänge zu identifizieren.
- **Einstellbarkeit unterschiedlicher Zählerordnungen**  
Die einzelnen Übertragungspfade variieren bzgl. der Zählerordnung. Dies muss beim Identifizierungsverfahren berücksichtigt werden können (siehe Identifizierung des HP-Federbeins weiter unten).
- **Berücksichtigung von gleichen Zählerkoeffizienten**  
Zudem weisen manche Zählerkoeffizienten verschiedener Übertragungspfade Ähnlichkeiten auf. So kann z. B. deren statische Verstärkung gleich sein (siehe Identifizierung des HP-Federbeins weiter unten). Dies sollte auch beim Identifizierungsverfahren einbezogen werden.

#### **Anforderungen an MIMO-Systeme**

Bei der Identifizierung von Mehrgrößensystemen (MIMO) kommt eine weitere Möglichkeit hinzu, um physikalische Eigenschaften solcher Systeme schon bei der Grey-Box-Identifizierung zu berücksichtigen. Hierbei sollen die mehr oder minder einzeln identifizierten Modelle der Übertragungspfade in ein gekoppeltes Gesamtmodell der Zustandsraumdarstellung überführt werden, ohne dass die Ordnung des Zustandsraummodells höher wird als die der einzelnen Übertragungspfade. Liegt z. B. ein System mit 3 Eingängen und 3 Ausgängen und damit 9 ent-

sprechenden Frequenzgängen vor, die jeweils eine Ordnung von 6 haben, dann müssen die jeweiligen Zähler- und Nennerpolynome so bestimmt werden, dass das verkoppelte Zustandsraummodell auch nur die Ordnung 6 aufweist.

Diese Forderung kann natürlich nicht auf alle Modelle bzw. Systeme übertragen werden. Bei gekoppelten Strukturen, deren Modelle durch Messungen abgeleitet werden, ist dies jedoch häufig der Fall. Immer wenn für alle Übertragungspfade der gekoppelten Struktur das gleiche Nennerpolynom identifiziert wird, ist das charakteristische Polynom des Systems bereits vorgegeben. Entsprechend sollte die Dynamikmatrix  $\underline{A}$  der Zustandsraumdarstellung das gleiche charakteristische Polynom beinhalten. Darüber hinaus sollte das entstehende Modell minimaler Ordnung sein, da alle Eigenwerte steuerbar und beobachtbar sein müssen. Wäre dies nicht der Fall könnten die Eigenwerte nicht angeregt (gesteuert) werden, bzw. nicht gemessen (beobachtet) werden<sup>1</sup>.

Es ist schnell einzusehen, dass die Forderung nach gleicher Modellordnung für das Zustandsraummodell bedeutsam ist. Für die Auslegung von Reglern wird häufig die Zustandsraumdarstellung verwendet. Weist dieses Zustandsraummodell eine unnötig hohe Ordnung auf, so sind viele Verfahren zur Regler- bzw. Beobachterausslegung nicht mehr anwendbar.

Welchen Bedingungen die Zähler- und Nennerpolynome genügen müssen, soll im Folgenden erläutert werden. Eine offensichtliche Bedingung ist wohl, dass die Nennerpolynome der einzelnen Übertragungsfunktionen gleich sind. Denn nur wenn die Eigenfrequenzen und die dazugehörigen Dämpfungen identisch sind, kann davon ausgegangen werden, dass die Ordnung des Zustandsraummodells der Ordnung der einzelnen Übertragungsfunktionen entspricht. Dies ist eine notwendige, leider aber keine hinreichende Bedingung. Vielmehr müssen die Zählerkoeffizienten der einzelnen Übertragungsfunktionen auch bestimmte Abhängigkeiten untereinander aufweisen. Wird der umgekehrte Weg eingeschlagen, nämlich vom Zustandsraummodell zu den einzelnen Übertragungsfunktionen, so werden die Abhängigkeiten der Zählerpolynome deutlich.

Das Zustandsraummodell, ohne Berücksichtigung des Durchgriffs, sieht wie folgt aus:

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}} &= \underline{A}\underline{x} + \underline{B}\underline{u} \\ \underline{y} &= \underline{C}\underline{x}\end{aligned}\tag{3.1}$$

Dabei ist  $\underline{x}$  der Zustandsvektor,  $\underline{u}$  der Eingangsvektor,  $\underline{y}$  der Ausgangsvektor und die Matrizen  $\underline{A}$ ,  $\underline{B}$ ,  $\underline{C}$  sind die Systemmatrizen.

In Modalform transformiert, entsteht daraus (vorausgesetzt werden einfache Eigenwerte):

1. Dies gilt nur für eine Betriebsmodeanalyse, bei der die Anregung und Messung über die im Betrieb des Systems verwendete Aktorik bzw. Sensorik durchgeführt wird.

$$\begin{aligned}\dot{\tilde{\mathbf{x}}} &= \underline{\Lambda} \tilde{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{B}} \underline{\mathbf{u}} \\ \underline{\mathbf{y}} &= \tilde{\mathbf{C}} \tilde{\mathbf{x}} \quad \text{mit: } \tilde{\mathbf{x}} = \underline{\mathbf{T}} \mathbf{x}; \tilde{\mathbf{B}} = \underline{\mathbf{T}}^{-1} \mathbf{B}; \underline{\Lambda} = \underline{\mathbf{T}}^{-1} \mathbf{A} \underline{\mathbf{T}}; \tilde{\mathbf{C}} = \mathbf{C} \underline{\mathbf{T}}\end{aligned} \quad (3.2)$$

Dabei stellt  $\underline{\mathbf{T}}$  die Rechtseigenvektormatrix dar.

Durch Laplace-Transformation und Elimination von  $\underline{\mathbf{X}}(s)$  entsteht aus Gl. 3.1 und Gl. 3.2 folgendes Gleichungssystem:

$$\underline{\mathbf{Y}}(s) = (\underline{\mathbf{C}}(s\underline{\mathbf{E}} - \underline{\Lambda})^{-1} \tilde{\mathbf{B}}) \underline{\mathbf{U}}(s) = \underline{\mathbf{G}}(s) \underline{\mathbf{U}}(s) = (\tilde{\mathbf{C}}(s\underline{\mathbf{E}} - \underline{\Lambda})^{-1} \tilde{\mathbf{B}}) \underline{\mathbf{U}}(s) \quad (3.3)$$

mit  $\underline{\mathbf{E}}$  = Einheitsmatrix.

Aus Gl. 3.3 kann dann für die Matrix  $\underline{\mathbf{G}}(s)$  Folgendes extrahiert werden:

$$\underline{\mathbf{G}}(s) = \sum_{i=1}^n \frac{\tilde{\mathbf{c}}_i \tilde{\mathbf{b}}_i^T}{(s - \lambda_i)} = \sum_{i=1}^n \frac{\mathbf{R}^i}{(s - \lambda_i)} \quad \text{mit } n = \text{Ordnung des Systems}, \quad (3.4)$$

wobei  $\tilde{\mathbf{c}}_i$  die i-te Spalte von  $\tilde{\mathbf{C}}$  und  $\tilde{\mathbf{b}}_i^T$  die i-te Zeile von  $\tilde{\mathbf{B}}$  sind.  $\mathbf{R}^i$  stellt dabei die Residuenmatrix des entsprechenden Eigenwertes  $i$  dar, wie sie auch in der experimentellen Modalanalyse verwendet wird. Für ein System mit zwei Eingängen zwei Ausgängen und der Ordnung 2 wird aus Gl. 3.4:

$$\underline{\mathbf{G}}(s) = \frac{\begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{c}}_{11} \tilde{\mathbf{b}}_{11} & \tilde{\mathbf{c}}_{11} \tilde{\mathbf{b}}_{12} \\ \tilde{\mathbf{c}}_{21} \tilde{\mathbf{b}}_{11} & \tilde{\mathbf{c}}_{21} \tilde{\mathbf{b}}_{12} \end{bmatrix}}{(s - \lambda_1)} + \frac{\begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{c}}_{12} \tilde{\mathbf{b}}_{21} & \tilde{\mathbf{c}}_{12} \tilde{\mathbf{b}}_{22} \\ \tilde{\mathbf{c}}_{22} \tilde{\mathbf{b}}_{21} & \tilde{\mathbf{c}}_{22} \tilde{\mathbf{b}}_{22} \end{bmatrix}}{(s - \lambda_2)} = \frac{\begin{bmatrix} r_{11}^1 & r_{12}^1 \\ K^1 \times r_{11}^1 & K^1 \times r_{12}^1 \end{bmatrix}}{(s - \lambda_1)} + \frac{\begin{bmatrix} r_{11}^2 & r_{12}^2 \\ K^2 \times r_{11}^2 & K^2 \times r_{12}^2 \end{bmatrix}}{(s - \lambda_2)} \quad (3.5)$$

Gl. 3.5 zeigt, dass für unterschiedliche Übertragungspfade  $\underline{\mathbf{G}}_{jk}(s)$  das gleiche Nennerpolynom auftaucht. Darüber hinaus sind für unterschiedliche  $\underline{\mathbf{G}}_{jk}(s)$  ähnliche Zählerkoeffizienten zu entdecken. So werden pro Eigenwert jeweils ein  $\tilde{\mathbf{c}}_{jk}$  (in den Zeilen) und ein  $\tilde{\mathbf{b}}_{jk}$  (in den Spalten) doppelt verwendet. Somit sind jeweils die Zeilen- und Spaltenvektoren linear voneinander abhängig, z. B. kann die erste Zeile des ersten Eigenwertes durch die Multiplikation  $\tilde{\mathbf{c}}_{21}/\tilde{\mathbf{c}}_{11}$  in die zweite Zeile überführt werden. Die Multiplikation der  $\tilde{\mathbf{c}}_{jk}$  mit den  $\tilde{\mathbf{b}}_{jk}$  ergibt die Residuen  $r_{jk}^i$ . Damit müssen die Residuenmatrizen für alle Eigenwerte den Rang 1 aufweisen.

Dieser Zusammenhang wird auch in Abbildung 3.3 noch einmal an einem System 1. Ordnung mit 2 Eingängen und 2 Ausgängen verdeutlicht. Dargestellt sind zwei SIMO-Systeme (linke Seite) in Modalform. Diese beiden Systeme besitzen den gleichen Pol und haben jeweils einen Eingang und zwei Ausgänge. Um aus diesen beiden Systemen ein verkoppeltes MIMO-System zu generieren, ist es also notwendig, dass die folgende Beziehung gilt:

$$\tilde{r}_{jk} = \tilde{r}_{jk}^* \times K_l, \text{ wobei } K_l \text{ komplex sein kann.} \quad (3.6)$$

Für Systeme höherer Ordnung muss für jeden einzelnen Eigenwert ein  $K$  gefunden werden, so dass folgende Beziehung gilt:

$$\tilde{r}_{jk}^l = \tilde{r}_{jk}^{*l} \times K_l \text{ für alle } l = 1 \dots m \text{ (} m = \text{Anzahl der Eigenwerte)}. \quad (3.7)$$

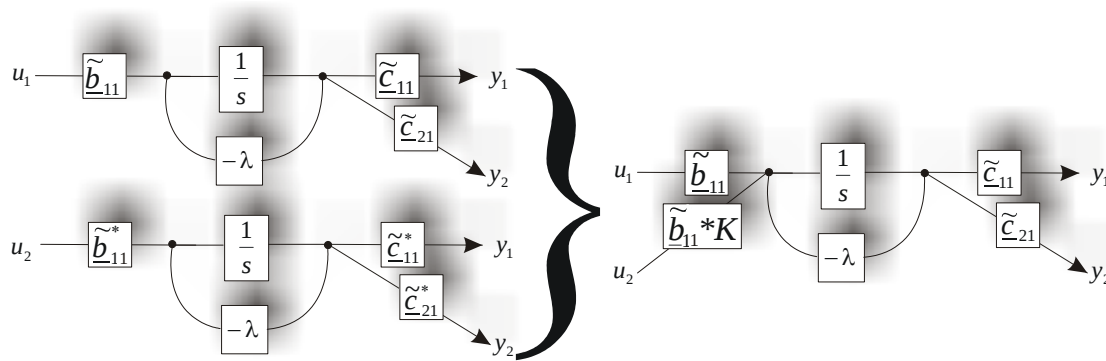


Abbildung 3.3: Erzeugung eines 2x2-Systems 1. Ordnung aus ein System 2. Ordnung

Aus diesen Überlegungen und der Gl. 3.7 wird somit deutlich, dass Systeme mit nur einem Eingang (SIMO) bzw. nur einem Ausgang (MISO), also Systeme, bei denen nur eine Spalte bzw. eine Zeile der Übertragungsmatrix  $\underline{G}(s)$  betrachtet wird, keine Ordnungserhöhung bei der Überführung in den Zustandsraum entsteht.

### 3.3.2.2 Identifizierung von Eingrößensystemen

Bei der Identifizierung von SISO-Systemen kann der Algorithmus aus der Modalanalyse direkt verwendet werden. Aus diesem Grund wird hier nur die Idee des Algorithmus skizziert und nicht der genaue mathematische Zusammenhang dargestellt. Der interessierte Leser wird auf [Richard 82], [Potter], [Ewins], [Nyenhuis2 98] verwiesen.

Das in dieser Arbeit implementierte Verfahren ist angelehnt an das Verfahren von [Richard 82], wobei anstelle von Forsythe-Polynomen [Kelly] Chebychev-Polynome [Rivlin] verwendet wurden.

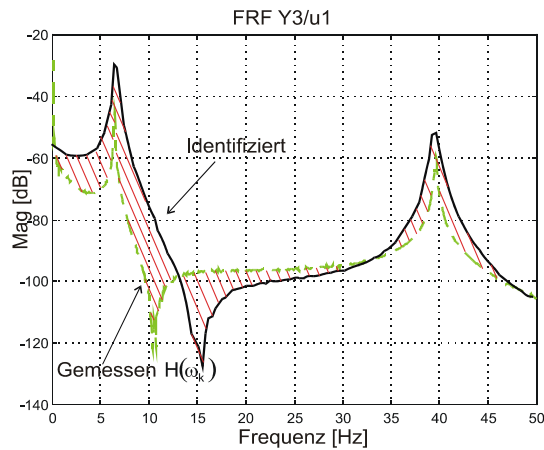
Zur Frequenzganganpassung wird ein Fehler  $E(w)$  definiert. Er stellt die quadratische Fehlerfläche zwischen dem gemessenen Frequenzgang des realen Systems und dem gerechneten Frequenzgang des Modells dar (beispielhaft in Abbildung 3.4 als schraffierte Fläche dargestellt). Die mathematische Formulierung dieses Fehlers kann den folgenden Gleichungen entnommen werden:

$$J(i\omega_k) = \left( \frac{\sum_{j=0}^m a_j(i\omega_k)^j}{\sum_{j=0}^n b_j(i\omega_k)^j} - H(i\omega_k) \right) \quad (3.8)$$

mit:  $\omega_k$  = Frequenzstützstelle  
 $n$  = Nennergrad  
 $m$  = Zählergrad  
 $H$  = gemessener Frequenzstützstelle  
 $J$  = Fehler zwischen der gemessenen Frequenz- und der Modellfrequenzstützstelle  
 $a_j$  = Zählerkoeffizienten  
 $b_j$  = Nennerkoeffizienten  
 $i = \sqrt{-1}$

Das Modell wird dabei als eine gebrochen rationale Funktion der folgenden Form repräsentiert:

$$G(i\omega) = \frac{\sum_{j=0}^m a_j(i\omega)^j}{\sum_{j=0}^n b_j(i\omega)^j} \quad (3.9)$$



**Abbildung 3.4: Definition des Fehlers zwischen Rechnung und Messung**

Bei der Definition des Fehlers (Gl. 3.8) entsteht eine nichtlineare Funktion in den Koeffizienten  $a_j$  und  $b_j$ . Ziel des Identifizierungsverfahrens ist es, diesen Fehler zu minimieren. Hierzu wird das Problem umformuliert zu:

$$J(i\omega_k) = \left( \left( \sum_{j=0}^m a_j(i\omega_k)^j - H(i\omega_k) \sum_{j=0}^n b_j(i\omega_k)^j \right) w_k \right)$$

$$\text{mit: } W_k = \left( \sum_{j=0}^n b_j(i\omega_k)^j \right)^{-1}. \quad (3.10)$$

$W_k$  kann als eine Gewichtungsfunktion der einzelnen Frequenzstützstellen gesehen werden. Da der Term  $\sum_{j=0}^n b_j(i\omega_k)^j$  aber nicht bekannt ist, kann er nicht a priori errechnet werden. Dies stellt keinen wesentlichen Nachteil dar, da die Gewichtungsfunktion vom Anwender beliebig gewählt werden kann.

Zur Erzielung eines quadratischen Fehlers für den gesamten Frequenzbereich wird Gl. 3.10 mit der konjugiert Komplexen multipliziert und über alle Frequenzstützstellen aufsummiert. So ergibt sich die in Gl. 3.11 dargestellte Gleichung für die quadratische Fehlerfläche.

$$E(i\omega) = \sum_{k=1}^l (J(i\omega)J(i\omega)^*) \quad (3.11)$$

Setzt man  $W_k$  für alle Frequenzstützstellen auf 1, so entsteht bei der partiellen Ableitung der Gl. 3.11 nach den Koeffizienten eine  $a_j$  und  $b_j$  ein lineares Gleichungssystem, dessen Lösung aus den Koeffizienten  $a_j$  und  $b_j$  besteht. Dabei ergeben sich  $a_j$  und  $b_j$  so, dass sie für Gl. 3.11 ein Minimum erfüllen. Das entstehende Gleichungssystem ist leider in den meisten Fällen sehr schlecht konditioniert, so dass eine Lösung für  $a_j$  und  $b_j$  nur selten möglich ist. Aus diesem Grund wird das in Gl. 3.11 dargestellte Problem umformuliert.

Hierzu wird die Übertragungsfunktion  $G(\omega)$  (Gl. 3.9) in Form von komplexen orthogonalen Polynomen  $T(i\omega)$  formuliert. Dabei werden als orthogonale Polynome Chebyshev-Polynome verwendet [Rivlin]:

$$G'(i\omega) = \frac{\sum_{j=0}^m c_j T_j(i\omega)}{\sum_{j=0}^n d_j T_j(i\omega)}. \quad (3.12)$$

Hiermit kann Gl. 3.10 folgendermaßen aufgestellt werden:

$$J'(i\omega) = \left( \sum_{j=0}^m c_j T_j(i\omega_k) - H(i\omega_k) \sum_{j=0}^n d_j T_j(i\omega_k) \right) W'_k$$

$$\text{mit: } W'_k = \left( \sum_{j=0}^n d_j(i\omega_k)^j \right)^{-1}. \quad (3.13)$$

Zur Erzeugung des Least-Squares-Fehlers folgt:

$$\mathbf{E}'(i\omega) = \sum_{k=1}^l (\mathbf{J}'(i\omega) \mathbf{J}'(i\omega)^*) \quad (3.14)$$

Für diese Gleichung werden die partiellen Ableitungen nach den Koeffizienten  $c_j$  und  $d_j$  bestimmt und diese zu Null gesetzt. So kann wieder ein Gleichungssystem bestimmt werden (Gl. 3.15), dessen Lösung die Parameter  $c_j$  und  $d_j$  darstellen. Aufgrund der Verwendung von orthogonalen Polynomen zur Herleitung des Gleichungssystems ist dieses System besser konditioniert und lässt eine Lösung auch für hohe Systemordnungen zu ([Richard 82], [Rivlin]).

$$\sum_{k=1}^l \left( \begin{array}{ccc|ccc} \Re(T_0 T_0^*) & 0 & 0 & -\Re(T_0 T_0^* H) & 6 & -\Re(T_0 T_{m-1}^* H) \\ 0 & 9 & 0 & 7 & 9 & 7 \\ 0 & 0 & \Re(T_n T_n^*) & -\Re(T_n T_0^* H) & 6 & -\Re(T_n T_{m-1}^* H) \\ \hline -\Re(T_0 T_0^* H) & 6 & -\Re(T_0 T_n^* H) & \Re(T_0 T_0^* |H|^2) & 6 & \Re(T_0 T_{m-1}^* |H|^2) \\ 7 & 9 & 9 & 7 & 9 & 7 \\ -\Re(T_{m-1} T_0^* H) & 6 & -\Re(T_{m-1} T_n^* H) & \Re(T_{m-1} T_0^* |H|^2) & 6 & \Re(T_{m-1} T_{m-1}^* |H|^2) \end{array} \right) \begin{pmatrix} c_1 \\ 7 \\ c_n \\ d_1 \\ 7 \\ d_{m-1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Re(T_0 T_m^* H^*) \\ 7 \\ \Re(T_n T_m^* H^*) \\ -\Re(T_0 T_m^* |H|^2) \\ 7 \\ -\Re(T_{m-1} T_m^* |H|^2) \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

Das Gleichungssystem Gl. 3.15 kann vereinfachend folgendermaßen dargestellt werden:

$$\begin{bmatrix} \underline{\mathbf{A}}_1 & \underline{\mathbf{B}}_1 \\ \underline{\mathbf{C}}_1 & \underline{\mathbf{D}}_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{c}} \\ \underline{\mathbf{d}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{E}}_1 \\ \underline{\mathbf{F}}_1 \end{bmatrix}. \quad (3.16)$$

Damit kann die Lösung für  $\underline{\mathbf{c}}$  und  $\underline{\mathbf{d}}$  wie folgt angegeben werden:

$$\underline{\mathbf{c}} = \underline{\mathbf{A}}_1^{-1} \underline{\mathbf{E}}_1 - \underline{\mathbf{A}}_1^{-1} \underline{\mathbf{B}}_1 \underline{\mathbf{d}} \quad (-\underline{\mathbf{C}}_1 \underline{\mathbf{A}}_1^{-1} \underline{\mathbf{B}}_1 + \underline{\mathbf{D}}_1) \underline{\mathbf{d}} = \underline{\mathbf{F}}_1 - \underline{\mathbf{C}}_1 \underline{\mathbf{A}}_1^{-1} \underline{\mathbf{E}}_1 \quad (3.17)$$

Die Invertierung der Matrix  $\underline{\mathbf{A}}_1$  stellt kein Problem dar, da es sich hier um eine Diagonalmatrix handelt, die aufgrund der Verwendung der Chebyshev-Polynome entstanden ist<sup>1</sup>. Darüber hinaus ist zu erkennen, dass die Koeffizienten des Nennerpolynoms unabhängig vom Zählerpolynom ermittelt werden können.

Durch die Annahme, dass die Gewichtung  $W_k = 1$  ist, entstand das lineare Gleichungssystem 3.15. Dies wurde durchgeführt, da die Koeffizienten  $d_j$  a priori nicht bekannt sind. Hierdurch entsteht ein Fehler bei der Lösung des Problems. Eine Möglichkeit, diesen Fehler auszumerzen, besteht darin, den hier aufgezeigten Formalismus mehrfach zu durchlaufen und die  $d_j$  aus dem vorangegangenen Iterationsschritt für den nächsten zu verwenden. Die Verwendung des Formalismus zeigt jedoch, dass die einfache Anwendung in den meisten Fällen ausreichend ist.

1. Die Diagonalisierung der  $\underline{\mathbf{A}}_1$ -Matrix trägt wesentlich zur besseren Konditionierung der Gl. 3.15 bei.

Die Koeffizienten  $c_j$  und  $d_j$  sind jedoch noch Koeffizienten der Chebychev-Polynome. Sie können durch einen einfachen rekursiven Algorithmus [Rivlin] in die ursprünglichen Koordinaten (Koeffizienten  $a_j$  und  $b_j$ , siehe Gl. 3.9) zurücktransformiert werden.

### Garantie der Stabilität

Um ein stabiles Modell abzuleiten, wird der Vorteil genutzt, dass das Zählerpolynom unabhängig vom Nennerpolynom bestimmt werden kann. Nachdem das Nennerpolynom bestimmt wurde, werden die Eigenwerte besichtigt. Alle Eigenwerte mit positivem Realteil werden an der imaginären Achse gespiegelt, d. h. ihr Realteil wird negiert, um so ein Nennerpolynom mit stabilen Eigenwerten zu liefern. Danach wird das Zählerpolynom unter Anwendung dieses stabilen Nennerpolynoms gelöst.

Als Beispiel für das Funktionieren dieses Algorithmus ist in Abbildung 3.5 die Identifizierung der Messung einer Positioniermaschine dargestellt. Die Messung wurde mit einem stabilen Modell 24. Ordnung für das Zählerpolynom und 24. Ordnung für das Nennerpolynom angenähert. Dargestellt ist der Frequenzgang von der Eingangsspannung des Lorentz-Motors in y-Richtung zum Weg in x-Richtung.

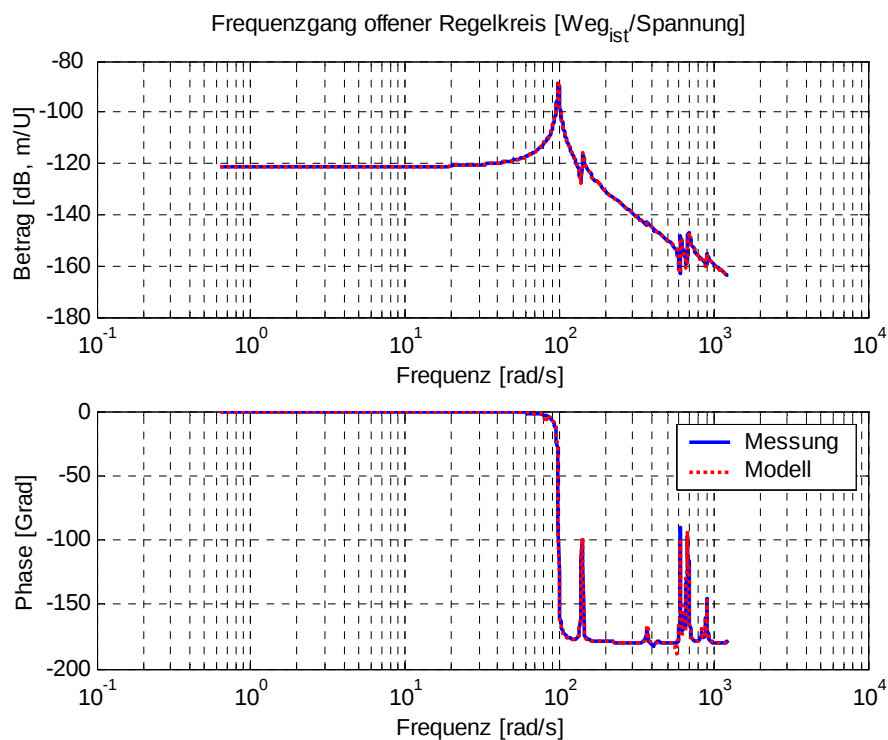


Abbildung 3.5: Gemessener und identifizierter Frequenzgang 24. Ordnung

Die Maschine wurde einer Systemidentifizierung unterzogen, damit anhand der gewonnenen Modelle ein Positionsregler entworfen werden konnte, der im Bereich einer Positioniergenauigkeit von 5 nm arbeitet. Eine genauere Systemdarstellung dieser Maschine kann in Kapitel 5.1 nachgeschlagen werden.

Somit sind nun die Voraussetzungen geschaffen, um ein SISO-System dieses einen Übertragungspfad in Form eines Black-Box-Modells zu identifizieren. Dabei ist die Ordnung des Modells sowohl bzgl. Nenner als auch Zähler frei wählbar. Die Arbeiten mit diesem Verfahren hat gezeigt, dass Modelle bis zu einer Ordnung von 40 identifiziert werden können. Systeme höherer Ordnung führen zu numerischen Schwierigkeiten aufgrund der damit einhergehenden schlechten Konditionierung des Gleichungssystems 3.15.

### 3.3.2.3 Identifizierung von Mehrgrößensystemen

Bei der Identifizierung von Mehrgrößensystemen kommt die Schwierigkeit hinzu, dass mehrere Übertragungspfade gleichzeitig zu identifizieren sind. Diese Aufgabe ist trivial, sofern die Übertragungspfade nicht gekoppelt sind. In diesem Fall ist es möglich, die einzelnen Frequenzgänge sukzessive mit Hilfe des SISO-Verfahrens zu identifizieren.

In der Regel handelt es sich bei den Mehrgrößensystemen aber immer um gekoppelte Strukturen, so dass die einzelnen Übertragungspfade nicht unabhängig voneinander betrachtet werden können. Es bestehen Abhängigkeiten sowohl in den Nenner- als auch in den Zählerpolynomen. Diese Abhängigkeiten sollten, wenn sie bekannt sind, bei der Identifizierung berücksichtigt werden. Sie sind es aber auch, die den Identifizierungsvorgang bei Mehrgrößensystemen erschweren.

Die Abhängigkeiten werden durch die Physik des Systems vorgegeben. Sie wurden im Kapitel 3.3.2.1 diskutiert. Wie sie in den Identifizierungsalgorithmus eingebaut wurden, soll an dieser Stelle an Beispielen erläutert werden.

#### Berücksichtigung des gleichen Nennerpolynoms

Wie Gl. 3.17 zeigt, kann das Nennerpolynom unabhängig vom Zählerpolynom identifiziert werden. Um für jeden Frequenzgang das gleiche Nennerpolynom zu bestimmen, kann man Gl. 3.17 für jeden Frequenzgang einzeln aufstellen, um dann die Lösung für  $\underline{d}$  in Form eines Least-Squares-Verfahrens zu ermitteln. Wird Gl. 3.17 folgendermaßen vereinfachend für  $r$  Frequenzgänge dargestellt,

$$\underline{V}_j \underline{d} = \underline{U}_j \quad \text{mit: } \underline{V}_j = \frac{-C_j}{A_j} B_j + D_j \quad \text{und} \quad \underline{U}_j = E_j - \frac{C_j E_j}{A_j}; \quad j = 1..r \quad \text{mit } r = \text{Anzahl der Frequenzgänge}, (3.18)$$

so entsteht für die Identifizierung eines gemeinsamen Nennerpolynoms ein überbestimmtes Gleichungssystem für die Parameter  $\underline{d}$ . Dies kann durch einen Least-Squares-Ansatz gelöst werden und führt zur folgenden Gleichung:

$$\sum_{j=1}^r (\underline{V}_j)^2 \underline{d} = \underline{V}_j \underline{U}_j; r = \text{Anzahl der Frequenzgänge} \quad (3.19)$$

Die Lösung dieser Gleichung nach  $\underline{d}$  führt auf das gesuchte Nennerpolynom in Chebychev-Koordinaten.

### **Einstellbarkeit unterschiedlicher Zählerordnungen**

Nachdem das Nennerpolynom bestimmt ist, kann Gl. 3.16 für jeden Frequenzgang neu aufgebaut werden. Dabei wird die jeweilige Zählerordnung des Frequenzganges berücksichtigt, damit dann unter Anwendung von Gl. 3.17 die Zählerpolynome  $\underline{c}_j$  bestimmt werden können.

### **Berücksichtigung von gleichen Zählerkoeffizienten**

Häufig kommt es vor, dass die statische Verstärkung (also die Zählerkoeffizienten in  $s^0$ ) von gemessenen Frequenzgängen gleich sind. Um dies berücksichtigen zu können, kann die Gl. 3.16 so umsortiert werden, dass die  $\underline{c}_j^0$  bei der Lösung für das gemeinsame Nennerpolynom berücksichtigt werden. Eine andere Möglichkeit besteht darin, die gleichen Elemente von  $\underline{c}_j$  in einem nachgeschalteten Least-Squares-Verfahren zu ermitteln.

### **Keine Ordnungserhöhung bei Überführung in den Zustandsraum**

Wie weiter oben erläutert, wird diese Anforderung von Systemen eingehalten, deren Residuenmatrizen den Rang 1 aufweisen. Leider ist es nicht möglich, diese Bedingungen direkt in das Identifizierungsverfahren einzubauen, da das in Gl. 3.16 entstehende Gleichungssystem durch diese Bedingungen nichtlinear wird und somit nicht mehr lösbar ist. Dies gilt für eine Formulierung sowohl in Zähler-/Nennerpolynomen (Gl. 3.9) als auch in der Residuendarstellung (Gl. 3.4).

Damit das Problem dennoch gelöst werden kann, wird vorgeschlagen, das soweit entstandene Modell auf die oben beschriebene Bedingung zu prüfen und es ggf. abzuändern, so dass es diese Bedingung erfüllt.

Hierzu ist Folgendes zu tun:

- Überprüfen der Eigenvektoren  
Die aus dem Identifizierungsverfahren ermittelten Übertragungsfunktionen müssen in die Residuendarstellung (siehe Gl. 3.4) überführt werden. Die dabei entstehenden Matrizen  $\underline{R}^i$  müssen den Rang 1 besitzen.

- Erzeugung des Rangabfalls

Die gefundenen Residuenmatrizen müssen nun so abgeändert werden, dass sie jeweils den Rang 1 erhalten. Es existieren Algorithmen, mit denen es möglich ist, einen Rangabfall innerhalb einer Matrix zu erzeugen.

An dieser Stelle soll aber mehr gemacht werden, als nur einen Rangabfall zu produzieren. Der Rangabfall muss so gestaltet werden, dass das dabei entstehende System die gemessenen Frequenzgänge noch genügend genau annähert. Um dies zu gewährleisten, sollten die Residuenmatrizen nach einer bestimmten Strategie verstellt werden. Diese Strategie lautet für den in dieser Arbeit verwendeten Algorithmus: Verstelle die Residuen, die erstens einen möglichst geringen Einfluss auf den Frequenzgang haben oder zweitens nicht sauber identifiziert wurden. Beim ersten Kriterium ist nicht nur die Größe der Residuen entscheidend. Auch das Verhältnis zwischen Residuen und Betrag des Frequenzgangs im betrachteten Eigenwert ( $i$ ) sollte klein sein (siehe Gl. 3.20). Damit kann die erste Forderung folgendermaßen formuliert werden:

$$\frac{|\underline{R}_{jk}^i|}{|G_{jk}(s = \lambda_i)|} = \hat{\underline{D}}_{jk}^i. \quad (3.20)$$

Gl. 3.20 gibt somit ein Dominanzmaß an, welches ein Maß für den Einfluß der Residuen auf den Frequenzgang wieder spiegelt. Wird dies für alle Residuen durchgeführt, so entsteht pro Eigenwert  $i$  eine Dominanzmatrix  $\hat{\underline{D}}^i$ . Diese Matrix kann als Maßstab herangezogen werden, um eine Reihenfolge festzulegen, in der die Elemente von  $\underline{R}^i$  verändert werden sollten, um einen Rang von 1 zu erzielen. Dabei werden die Elemente mit dem geringsten Dominanzmaß zuerst verändert. Ein ähnliches Dominanzmaß wird von Litz zur Ordnungsreduktion herangezogen ([Harrer]).

Das zweite Kriterium sagt etwas über die Güte der Identifizierung aus. Werden z. B. einige Frequenzgänge an bestimmten Eigenwerten nicht sauber identifiziert, so ist davon auszugehen, dass das dazugehörige Residuum auch fehlerbehaftet identifiziert wurde (siehe Abbildung 3.6 unten rechts). Somit bietet es sich an, dieses Residuum zu verstellen. Diese beiden Kriterien können für jeden Eigenwert getrennt überprüft werden. Liegt der Fall vor, dass der Frequenzgang bzgl. der Residuen nicht gut identifiziert wurde, sollten natürlich zuerst diese Residuen verdreht werden, unabhängig von Gl. 3.20.

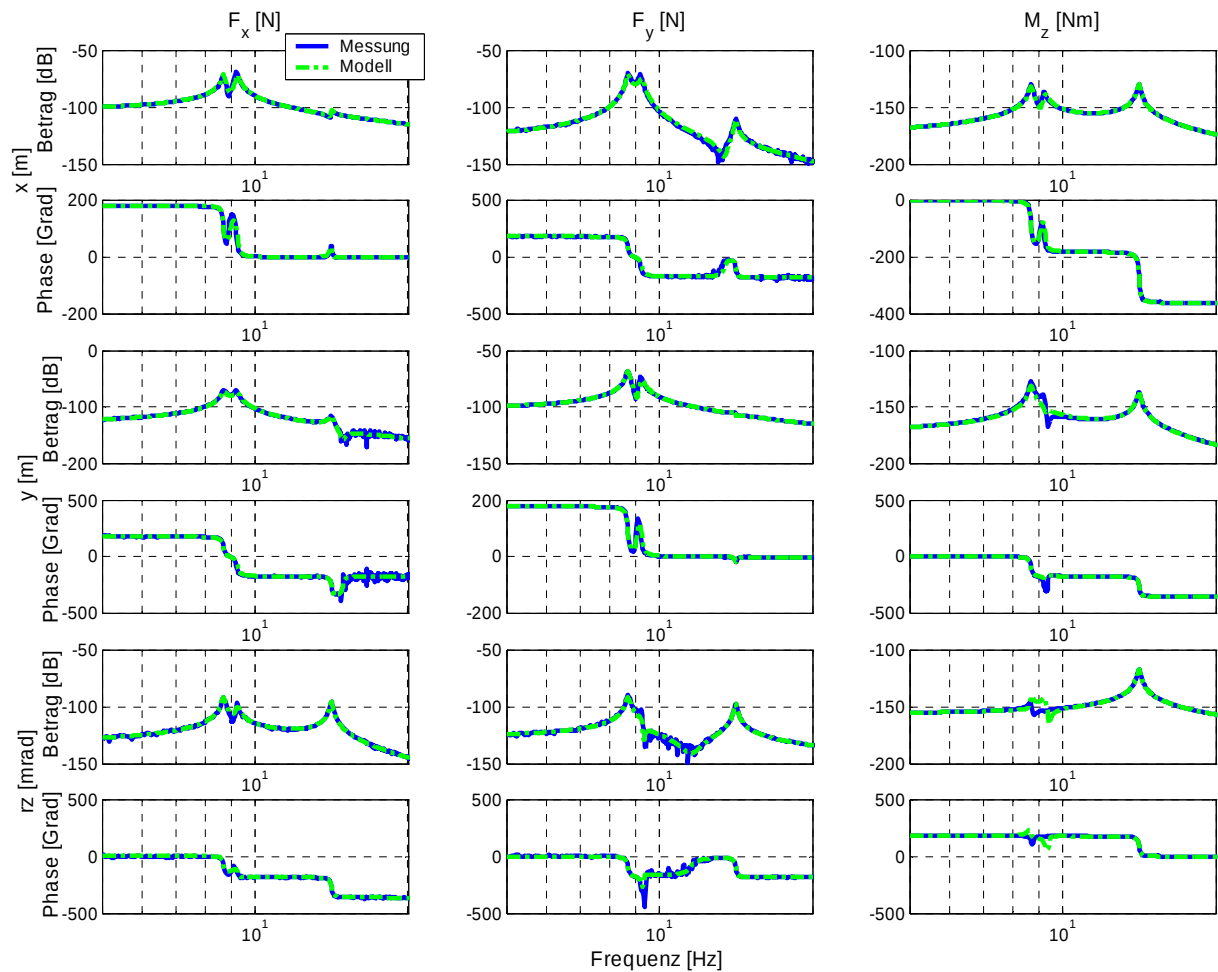
Dieses Vorgehen soll nun am Beispiel der Identifizierung eines Mehrkoordinatenantriebs gezeigt werden. Die Beschreibung dieser Maschine ist in Kapitel 5.1 zu finden. Es soll ein System mit 3 Eingängen und 3 Ausgängen identifiziert werden. Die Eingänge geben die drei Spannungen der Lorentz-Motoren und die 3 Ausgänge die Lagen in x-, y- und die rz-Achse wieder. Dabei wurden x und y in der Einheit Meter gemessen, und rz stellt die Rotation um die z-Achse in mrad dar.

Zum Zeitpunkt der Untersuchungen lag kein physikalisches Modell vor, und aufgrund der Komplexität der Maschine wurde anfangs auch nicht in Erwägung gezogen, ein solches Modell aufzubauen. Aus diesem Grund kam das Identifizierungsverfahren zum Einsatz, um ein Grey-Box-Modell zu erzeugen, an dem die anschließende Reglerauslegung durchgeführt werden konnte.

Die Idee, ein Modell 6. Ordnung zu erzeugen, liegt darin begründet, dass die ersten beiden Resonanzen bei 8 und 9 Hz die Starrkörperfreiheitsgrade in y- bzw. x-Richtung darstellen. Die dritte Resonanz bei 13 Hz ist der Starrkörperfreiheitsgrad Rotation um die z-Achse. Die Zählerordnungen konnten aufgrund eines fehlenden analytischen Modells nicht im Vorfeld angegeben werden. Die Differenzordnung zwischen Zähler- und Nennerordnung kann jedoch anhand des Phasenabfalls aus den gemessenen Frequenzgängen abgelesen werden. Somit ergibt sich z. B. für den in Abbildung 3.6 links oben dargestellten Frequenzgang einen Phasenabfall von  $180^\circ$  Grad, was einer Differenzordnung von 2 entspricht. Damit könnte zur Identifizierung dieses Frequenzganges eine Zählerordnung von vier angegeben werden. Versuche sowohl Zähler- als auch Nennerordnung für das Identifizierungsverfahren dermaßen einzuschränken schlugen leider fehl. Dies kann darauf zurück geführt werden, dass das Verfahren zusätzliche Freiheitsgrade braucht, um Messrauschen, Einflüsse benachbarter Eigenfrequenzen auf den Frequenzgang, Einflüsse aus der Signalverarbeitung etc. auszugleichen. Damit wurden sowohl Zähler- als auch Nennerordnung zur Identifizierung für aller 9 Frequenzgänge auf 6 voreingestellt. Darüber hinaus wurde für alle Übertragungsfunktionen ein gemeinsames Nennerpolynom bestimmt. Das Ergebnis der Identifizierung ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Im Kapitel 7.1 sind die Frequenzgänge noch einmal in größerer Form dargestellt.

Wird dieses Modell in den Zustandsraum transformiert, so entsteht ein Modell 18. Ordnung, an dem eine Reglerauslegung nicht mehr möglich ist. Es gibt eine Vielzahl von Verfahren zur Ordnungsreduktion, um dieses Modell wieder auf eine Ordnung von 6 zu reduzieren. [Harrer] gibt einen guten Überblick über diese Verfahren. Im Rahmen dieser Arbeit wurde versucht eine Ordnungsreduktion mit Hilfe balancierter Zustandsraumdarstellung zu erzeugen. Sowohl dieses Verfahren als auch die in [Harrer] vorgestellten Verfahren haben allesamt den Nachteil, dass sie nicht die Güte der Identifizierung mit berücksichtigen. Entsprechend schlugen die Reduzierungsversuche fehl. Aus diesem Grund wurde nicht das Zustandsraummodell reduziert, sondern es wurden die identifizierten Residuenmatrizen der Übertragungsfunktionen im Vorfeld so angepasst, dass bei der Überführung in die Zustandsraumdarstellung keine Ordnungserhöhung resultierte.

Das Ergebnis ist ein Modell 6. Ordnung, dessen Frequenzgänge in Abbildung 3.7 und in Kapitel 7.1 denen der Messungen gegenübergestellt sind. Werden die Frequenzgänge von z. B. Eingang 3 zu Ausgang 3 in Abbildung 3.6 und Abbildung 3.7 miteinander verglichen, so fällt auf, dass das Modell höherer Ordnung bzgl. der ersten und der zweiten Eigenfrequenz nicht gut identifiziert wurde. Dies war auch der Grund, warum u. a. die dazugehörigen Residuen angepasst wurden. Durch die Anpassung und die damit weiterführende Berücksichtigung der Systemphysik hat sich das Identifizierungsergebnis an dieser Stelle noch einmal verbessert. Diskrepanzen in der Phase, wie sie z. B. von Eingang 2 zum Ausgang 3 zu erkennen sind, können auf die Uneindeutigkeit der Tangens-Funktion zurückgeführt werden und stellen keine Einschränkung des Identifizierungsergebnisses dar.



**Abbildung 3.6: Identifiziertes Modell (Ordnung 18) und Messung der Positioniermaschine**

Der Regler wurde anschließend an diesem Grey-Box-Modell ausgelegt und abschließend an den Black-Box-Modellen<sup>1</sup> höherer Ordnung, die einen breiteren Frequenzbereich abdeckten (siehe Abbildung 3.5), getestet. Der mit Hilfe dieser Modelle erstellte und getestete Regler wurde in einem letzten Schritt auf der Maschine implementiert<sup>2</sup>. Er war ohne weiteres Nacharbeiten mit ausreichender Bandbreite und Dämpfung lauffähig, was auf eine ausreichende Modellgenauigkeit hindeutet.

1. Wiederum erstellt mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Identifizierungsverfahren.
2. Der Entwurf und die Implementierung der Regelung wurden nicht im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt.

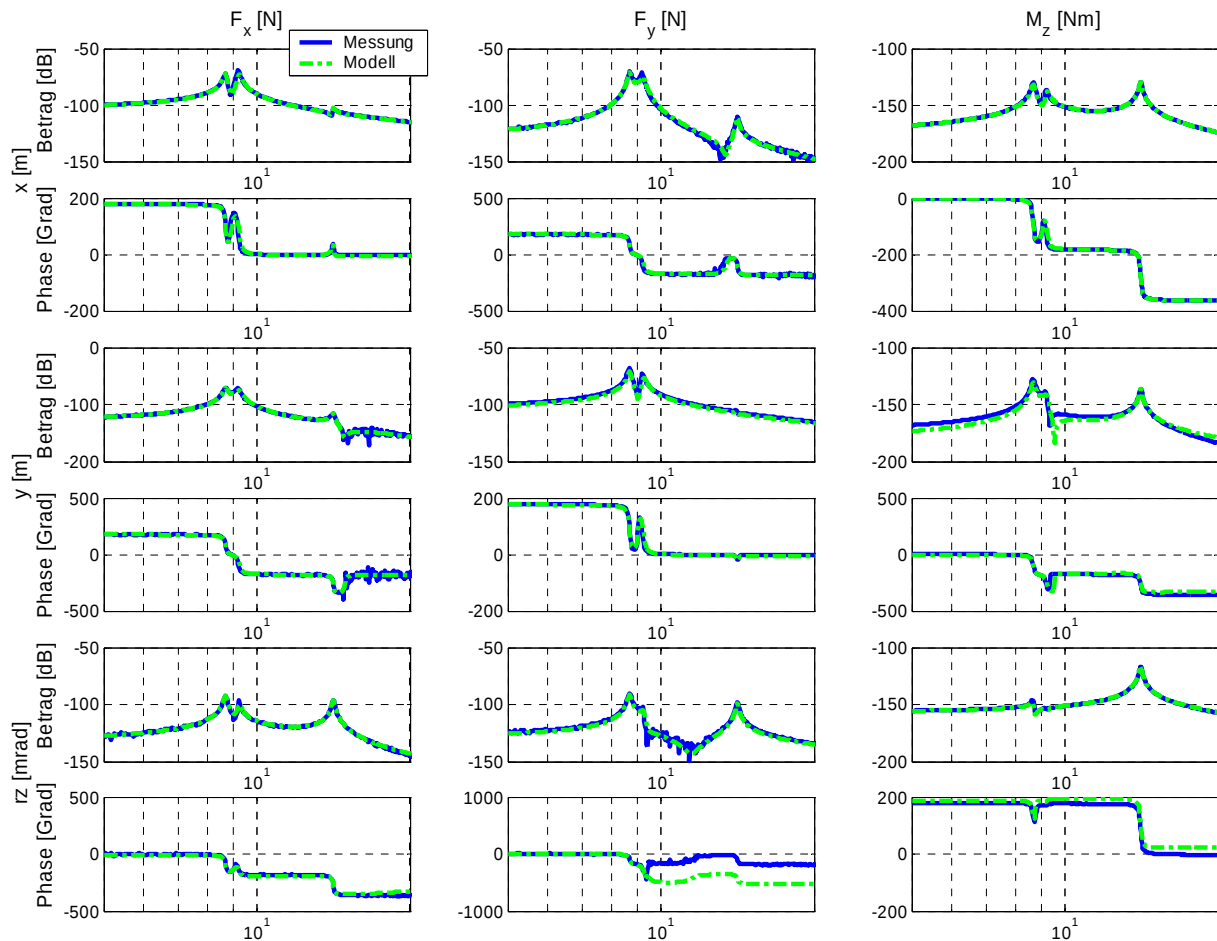


Abbildung 3.7: Identifiziertes Modell (6. Ordnung) und Messung der Positioniermaschine

### 3.3.2.4 Implementierung des Frequenzgangsverfahrens

Das Verfahren wurde unter Matlab als m-Funktion implementiert. Der Aufruf gestaltet sich folgendermaßen:

```
[num,den] = identfreq(H,W,ZNr,NNr,trace,stable,plot,weight,sum);
```

Ausgänge sind die Zählerpolynommatrix (num), wobei die Zählerpolynome zeilenweise sortiert sind, und das Nennerpolynom (den), jeweils beginnend mit dem Koeffizienten höchster Ordnung.

Eingänge sind die Frequenzgangsmatrix H, der Frequenzgangsvektor W in [rad/s], ein Vektor (ZNr), der die Ordnung der Zählerpolynome angibt, und die Ordnung des Nennerpolynoms NNr. Wird der Schalter trace auf 1 gesetzt, so werden Ergebnisse der Iterationsschritte ausgegeben. Stable sorgt dafür, dass die entstehenden Modelle stabil sind. Plot ermöglicht es, die

Identifizierungsergebnisse direkt darzustellen. Mit dem Vektor `weight` können die einzelnen Frequenzstützstellen gewichtet werden. Wird der Schalter `sum` auf 1 gesetzt, werden die Beträge aller Frequenzgänge aufsummiert und als Summenfrequenzgang dargestellt.

Der Quellcode dieser `m`-Funktion kann in Kapitel 7.4 nachgeschlagen werden.

### 3.3.3 Koeffizientenvergleich zur Bestimmung der physikalischen Parameter (Stufe 3)

Zur Bestimmung der physikalischen Parameter wird ein Koeffizientenvergleich zwischen dem Grey-Box-Modell und dem physikalischen Modell vorgeschlagen. Um diesen Koeffizientenvergleich einfach zu gestalten, wurden möglichst viele physikalische Eigenschaften des Systems bei der Bestimmung des Grey-Box-Modells berücksichtigt. Darüber hinaus werden die der Stufe 1 des Identifizierungsverfahrens zugrundeliegenden Frequenzgänge so ausgewählt, dass das an dieser Stelle entstehende Gleichungssystem lösbar ist (siehe auch Kapitel 3.4.1). In diesem Zusammenhang sollte das Gleichungssystem nicht unterbestimmt sein. Überbestimmte Systeme weisen mehr Gleichungen als zu identifizierende Parameter auf. Hier führt die Anwendung eines Least-Squares-Verfahren zur Berücksichtigung aller Gleichungen zur Lösung des Problems. Darüber hinaus können aber auch überschüssige Gleichungen bei der Lösung des Problems weggelassen werden. Wird dies mehrfach mit jeweils unterschiedlichen Gleichungen durchgeführt, führt dies auf mehrere Lösungen (Parametersätze). Die einzelnen Lösungen sollten dabei physikalisch sinnvoll sein und können bei Bedarf noch einer Mittlung unterzogen werden.

Hinzu kommt, dass die gewählten Frequenzgänge eine genügend große Empfindlichkeit bzgl. der zu identifizierenden Parameter aufweisen. Ist dies nicht der Fall, so ist mit einem schlecht konditionierten Gleichungssystem (siehe Gl. 3.15) zu rechnen.

In der Regel resultieren aus dem Koeffizientenvergleich nichtlineare Gleichungssysteme, zu deren Lösung Formelmanipulationsprogramme, wie z. B. [MuPAD] und [Maple], eingesetzt werden können. Des Weiteren stehen zur Analyse dieser Gleichungssysteme weitere Hilfsmittel zur Verfügung, die es erlauben, lineare Abhängigkeiten bzw. Widersprüche in den Gleichungen aufzudecken. Dies ist z. B. mit Hilfe der Gröbner-Basen [Adams] möglich, die wiederum z. B. in Maple zur Verfügung stehen. Prinzipiell ist die symbolische Lösung dieses Gleichungssystems bis zu einer Größenordnung von ca. 10 gesuchten Parametern möglich.

Eine weitere Möglichkeit, dieses Gleichungssystems zu lösen, besteht darin, es als ein nichtlineares Optimierungsproblem zu formulieren. Dabei stellt die Erfüllung der einzelnen Gleichungen die Zielgrößen dar. Zur Erfüllung der Zielgrößen werden die Parameter nach einer bestimmten Strategie (je nach verwendetem Optimierungsverfahren) variiert, um so die physi-

kalischen Parameter zu bestimmen. Dies deckt auch das Problem der überbestimmten Gleichungssystemen ab. Diese Vorgehensweise erfordert, im Vergleich zur symbolischen Lösung, einen höheren Zeitaufwand und das Wissen über geeignete Startparameter.

### 3.3.4 Identifizierung durch die nichtlineare Optimierung (Stufe 4)

Zur Unterstützung des bis dato erläuterten Identifizierungsprozesses kann ein nichtlineares Optimierungsverfahren verwendet werden. Es soll dazu dienen, das bis hierhin erzielte Identifizierungsergebnis weiter zu verbessern bzw. die weiterführende Einbeziehung nichtlinearer Systemeigenschaften zu ermöglichen. Neben der Berücksichtigung von nichtlinearen Systemeigenschaften durch eine Betrachtung (Linearisierung) um einen Betriebspunkt, können hiermit z. B. Parameter von nichtlinearen Modellstrukturen angepasst werden. Exemplarisch wird die Anwendung dieses Identifizierungsverfahrens in Kapitel 3.4.4 an der Identifizierung des HP-Federbeins gezeigt.

Bei dem hier eingesetzten nichtlinearen Optimierungsverfahren handelt es sich um das Verfahren MOPO (Multi-Objective Parameter Optimization). Die Entwicklung dieses Verfahrens war nicht Schwerpunkt dieser Arbeit. Es wurde vielmehr in den 90er Jahren am MLaP entwickelt und unterlag in den letzten 20 Jahren einer stetigen Weiterentwicklung. Die Funktionsweise dieses Algorithmus kann in [Kasper], [Münch] nachgelesen werden. Da es sich bei dieser Art der Systemidentifizierung um ein iteratives Verfahren handelt, das zum Einen einen hohen interaktiven User-Einsatz braucht, zum Anderen auch einen hohen Zeitaufwand und darüber hinaus gute Startparameter benötigt, wird es hier als ein ergänzendes Identifizierungsverfahren verwendet. Es gibt eine Vielzahl von mathematischen Verfahren, die innerhalb des Optimierungsprozesses angewendet werden können [Nyenhuis 99]. In der Anwendung zur Lösung von Identifizierungsproblemen hat sich die Verwendung des Optimierungsverfahrens MOPO als günstig herausgestellt. Dieses Verfahren stammt aus der Klasse der Newton-Verfahren und weist somit eine gute Konvergenz auf. Es handelt sich hierbei um ein vektorielles Optimierungsverfahren, das es erlaubt, gezielt paretooptimale Punkte anzufahren. Es können Parameter- wie auch Zielgrößenschranken beliebig gesetzt werden. Darüber hinaus wird der Anwender zur besseren Kontrolle des Optimierungsverlaufs mit Statusinformationen versorgt.

#### Nichtlineares Optimierungsproblem

Das Problem der Identifizierung eines dynamischen Systems kann auch als ein NL-Optimierungsproblem formuliert werden. Dabei wird die Aufgabe der Optimierung in der Regel so formuliert, dass die Abweichungen zwischen den Messungen und den Ergebnissen aus den Modellanalysen möglichst gering werden.

### Iterativer Ablauf des nichtlinearen Optimierungsproblems

Der iterative Ablauf einer solchen Optimierung ist in Abbildung 3.8 dargestellt. Das Optimierungsproblem kann dabei in drei Schritte eingeteilt werden: den Optimierungsprozess, den Simulationsprozess und den Zielgrößenprozess. Im Simulationsprozess werden die Modelldaten gewonnen, im Zielgrößenprozess die Messdaten mit den Modelldaten verglichen und hieraus die Zielgrößen berechnet. Hier können z. B. quadratische bzw. absolute Fehlerflächen verwendet werden. Im Optimierungsprozess wird ein neuer Parametersatz für den nächsten Simulationsprozess berechnet. Dies geschieht nach einer festen Strategie. Anhand der im Zielgrößenprozess berechneten Zielgrößen wird im Optimierungsprozess ein neuer Parametersatz des Modells bestimmt, mit dem Ziel, die Fehlerfläche zu minimieren. Die einzelnen Prozesse (Optimierungs-, Simulations- und Zielgrößenprozess) werden iterativ durchlaufen, bis eine gute Näherung gefunden wird und die Optimierung durch den Entscheidungsprozess abgebrochen werden kann. Konfiguriert wird das Experiment durch einen Konfigurationsprozess; hier wird das Experiment initialisiert.

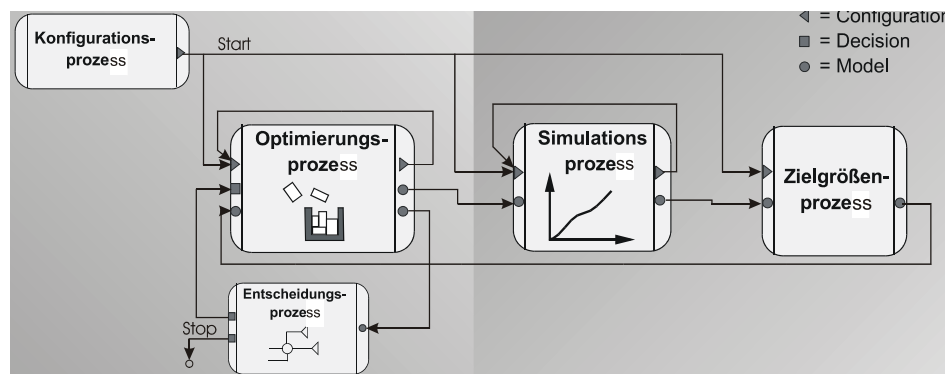


Abbildung 3.8: Ablaufdiagramm einer Modellidentifizierung mittels MOPO

## 3.4 Identifizierung eines HP-Federbeins

Am Beispiel der Identifizierung eines HP-Federbeins soll das gesamte Identifizierungsverfahren noch einmal dargestellt werden. Die Modellbildung des HP-Federbeins ist im Anhang, Kapitel 7.2, dargestellt.

Die Messungen des HP-Federbeins (siehe Abbildung 3.9) deuten darauf hin, dass das Federbein für hohe Frequenzen stark verhärtet. Diese Eigenschaft wird dynamische Verhärtung genannt und ist als negative Eigenschaft eines Federbeins zu bewerten. Um die Ursache dieses Phänomens ausfindig zu machen, wurde ein Modell erstellt. Mit Hilfe des identifizierten Modells konnte durch Analysen die Leitung zwischen Speicher und Zylinder als Ursache für die dynamische Verhärtung lokalisiert werden.

### 3.4.1 Stufe 1: Schaffung der Voraussetzungen

Den wichtigsten Übertragungspfad eines PKW-Federbeins stellt der Frequenzgang von der Einfederungsgeschwindigkeit bzw. von dem Einfederungsweg hin zur sich daraus einstellenden Federbeinkraft dar. Im Falle des HP-Federbeins ist das die folgende Übertragungsfunktion:

$$\frac{F_{Zyl}}{x_{Anreg}} = \frac{(C_{Sp}L_L s^2 + (C_{Sp}R_L + C_{Sp}R_{Dr})s + 1)A_{Zyl}^2}{C_{Sp}C_L L_L s^2 + (R_{Dr}C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp}R_L)s + C_{Sp} + C_L} \quad (3.21)$$

#### Auswahl der Übertragungsfunktionen für die Identifizierung

Das Zähler- wie auch Nennerpolynom dieser Übertragungsfunktion besitzt jeweils die Ordnung 2. Damit ergeben sich bei einem Koeffizientenvergleich folgende 5 Gleichungen zum Finden der 5<sup>1</sup> unbekannten Parameter (siehe Anhang Kapitel 7.2):

$$\begin{aligned} \frac{A_{Zyl}^2}{C_L} &= A_2 \frac{(R_L + R_{Dr})A_{Zyl}^2}{C_L L_L} = A_3 \frac{A_{Zyl}^2}{C_{Sp}C_L L_L} = A_1 \quad \text{Zählerpolynom} \\ \frac{R_{Dr} + R_L}{L_L} &= B_1 \frac{C_{Sp} + C_L}{C_{Sp}C_L L_L} = B_2 \quad \text{Nennerpolynom} \end{aligned} \quad (3.22)$$

Dieses Gleichungssystem enthält Gleichungen, die linear abhängig sind. So ergibt die Multiplikation der Gleichung für  $A_2$  mit der Gleichung für  $B_1$  die Gleichung für  $A_3$ . Damit stehen nur noch vier Gleichungen zur Bestimmung der fünf Unbekannten zur Verfügung. Dieses unterbestimmte Gleichungssystem ist so nicht eindeutig zu lösen.

Zur eindeutigen Identifizierung muss ein zweiter Übertragungspfad herangezogen werden. Dies kann z. B. der Übertragungspfad zur äquivalenten Drosselkraft (siehe Gl. 3.23) sein oder der in Gl. 3.24 angegebene Übertragungspfad zum Ölstrom durch die Drossel:

$$\frac{F_{Dr}}{x_{Anreg}} = \frac{(1 + (C_{Sp}R_{Dr})s)A_{Zyl}^2}{C_{Sp}C_L L_L s^2 + (R_{Dr}C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp}R_L)s + C_{Sp} + C_L} \quad (3.23)$$

$$\frac{Q_{Dr}}{x_{Anreg}} = \frac{C_{Sp}A_{Zyl}^2 s}{C_{Sp}C_L L_L s^2 + (R_{Dr}C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp}R_L)s + C_{Sp} + C_L} \quad (3.24)$$

1. Die Zylinderfläche  $A_{Zyl}$  wird nicht identifiziert, da sie sehr einfach und genau zu messen ist.

Da der Frequenzgang zum Ölstrom jedoch schwer zu messen ist, wird die Gl. 3.23 herangezogen. Hier ergeben sich durch den Koeffizientenvergleich zwei weitere Gleichungen:

$$\frac{R_{Dr} A_{Zyl}^2}{C_L L_L} = A_0 \frac{A_{Zyl}^2}{C_{Sp} C_L L_L} = A_1 \quad (3.25)$$

Die Gleichungen für  $A_1$  (Gl. 3.25) und für  $A_1$  (Gl. 3.22) sind identisch.<sup>1</sup> Somit liegen nun sechs Gleichungen für die fünf Unbekannten vor.

### Parameterempfindlichkeit

Für eine Parameterempfindlichkeitsstudie werden die gesuchten Parameter, unter Verwendung von statischen Messungen, Schätzungen und Tabellenwerten, vorbesetzt.

Werden bei dem in Abbildung 7.11 dargestellten Blockschaltbild ausschließlich der Speicher und der Zylinder betrachtet, so können folgende Gleichungen abgeleitet werden:

$$\begin{aligned} \frac{Q_{Dr}}{s C_{Sp}} &= p_{Dr} \\ C_{Sp} \dot{p}_{Dr} &= Q_{Dr} = A_{Zyl} \dot{x}_{Anreg} \quad \text{nach Integration entsteht} \\ C_{Sp} p_{Dr} &= A_{Zyl} x_{Anreg} \\ F_{Sp} = c x_{Anreg} &= p_{Dr} A_{Zyl} = \frac{A_{Zyl}^2 x_{Anreg}}{C_{Sp}} \\ C_{Sp} &= \frac{A_{Zyl}^2}{c} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Aus quasi-statischen Messungen ist die mechanische Ersatzfederrate des Speichers bekannt und wurde mit  $c = 7 \times 10^4 \text{ N/m}$  angegeben. Die Zylinderfläche beträgt  $A_{Zyl} = 9,621 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ . Damit ergibt sich die hydraulische Speicherkapazität zu  $C_{Sp} = 1,322 \times 10^{-11} \text{ m}^5/\text{N}$ .

Ähnliche Überlegungen können für die Drossel angestellt werden:

$$\begin{aligned} p_{Dr} R_{Dr} &= Q_{Dr} = A_{Zyl} \dot{x} \\ F_D = d \dot{x}_{Anreg} &= p_{Dr} A_{Zyl} = \frac{A_{Zyl}^2}{R_{Dr}} \dot{x}_{Anreg} \end{aligned}$$

1. Demnach sind die Gleichungen auch linear abhängig. Mit Hilfe des Identifizierungsverfahren wird der numerische Wert für die Parameter  $A_1$  auch gleich identifiziert (siehe Kapitel 3.4.2).

$$R_{Dr} = \frac{A_{Zyl}^2}{d} \quad (3.27)$$

Die Dämpfungskonstante wurde mit  $d = 1600 \text{Ns/m}$  ermittelt, wodurch sich  $R_{Dr} = 1,729 \times 10^9 \text{m}^5/\text{Ns}$  ergibt.

Die Parameter des Leitungsmodells ( $C_L$ ,  $R_L$ ,  $L_L$ ) können nicht alle überschlägig berechnet werden. So kann z. B. für die Leitungskapazität nur die Aussage getroffen werden, dass sie erheblich geringer sein muss als die des Speichers. Aus diesem Grund wird die Leitungskapazität 100-mal so klein angesetzt wie die Kapazität des Speichers, also  $C_L = 1,322 \times 10^{-13} \text{m}^5/\text{N}$ .

Die Induktivität der Leitung kann über die folgende Formel bestimmt werden:

$$L_L = \frac{\rho_{Oel} l}{A} = 1,088 \times 10^7 \frac{\text{Ns}^2}{\text{m}} \quad (3.28)$$

mit:  $\rho_{Oel}$  = Dichte des Öl;  $l$  = Leitungslänge;  $A$  = Leitungsquerschnitt

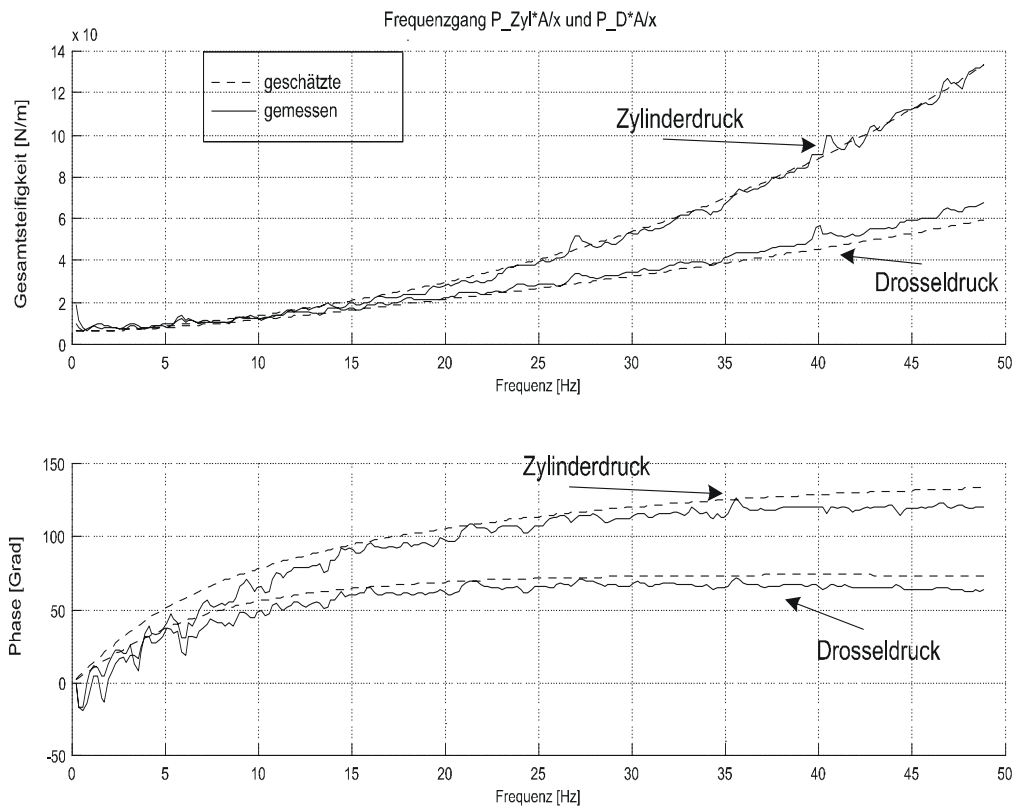
Setzt man die aus der Leitungsgeometrie ermittelten Werte in Gl. 3.28 ein ( $\rho_{Oel} = 855 \text{kg/m}^3$ ,  $l = 1 \text{m}$ ,  $A = 0,01^2 \pi / 4 = 0,79 \times 10^{-5} \text{m}^2$ ), so kommt man auf eine Induktivität von  $L_L = 1,088 \times 10^7 \text{Ns}^2/\text{m}^5$ .

Der hydraulische Leitungswiderstand kann wieder durch eine quasi-statische Messung berechnet werden. Bei dieser Messung wurde der Druck vor und nach der Schlauchleitung gemessen und hieraus eine Dämpfung im Schlauch berechnet, die sich zu ca.  $600 \text{Ns/m}$  ergab. Es sei aber darauf hingewiesen, dass diese Messung nicht die Einflüsse der Ölsäule im Zylinder und der Kolbenstange berücksichtigt und daher mit Vorsicht zu behandeln ist. Setzt man diesen Wert wie bei der Bestimmung der hydraulischen Drossel  $K_{Dr}$  in Gl. 3.27 ein, so erhält man  $R_L = 6,48 \times 10^8 \text{Ns/m}^5$ .

Diese überschlägig bestimmten Parameter können in das Modell eingesetzt werden. Abbildung 3.9 zeigt die Frequenzgänge des Modells mit den gemessenen Frequenzgängen. Der Vergleich zwischen Messung und Modell zeigt, dass mit Hilfe von überschlägig berechneten Parametern bereits ein sehr gutes Identifizierungsergebnis erzielt werden kann.

Der berechnete Eigenwert des HP-Federbeins liegt bei  $132 \text{Hz}$  und besitzt ein Lehrsches Dämpfungsmaß von  $d = 0.13$ . Da die Schwingungsfähigkeit des Systems aus dem Rohrleitungsmodell kommt, ist die Eigenfrequenz von  $132 \text{Hz}$  ein Indiz dafür, dass das Rohrleitungsmodell und damit die Rohrleitungsparameter aus diesen Messungen identifiziert werden können. Sinnvoller wäre es jedoch, Messungen zu erstellen, die diese Eigenfrequenz mit einschließen. Damit wäre

die Parameterempfindlichkeit der Frequenzgänge sicherlich günstiger. Es war jedoch aufgrund der zur Verfügung stehenden Leistung des Prüfstandes nicht möglich, solch breitbandige Messungen bei ausreichender Kohärenz durchzuführen.



**Abbildung 3.9: Gemessene und mit überschlägig bestimmten Parametern berechnete Frequenzgänge (Zylinderdruck am Zylinderboden gemessen)**

Bei Parameterempfindlichkeitsstudien, bei denen einzelne Parameter nacheinander variiert wurden, ist festgestellt worden, dass Variationen im Bereich  $< 5\%$  im Rauschen der Frequenzgänge (Messungen) verschwanden. Damit ist davon auszugehen, dass die Parameter nicht mit einer Genauigkeit von  $< 5\%$  identifiziert werden können. Weiterhin wurde beobachtet, dass Veränderungen im Frequenzgang bei Variationen der unterschiedlichen Parameter gegenläufige Trends aufweisen, wodurch sie sich teilweise aufheben. Auch dies könnte durch eine breitbandigere Messung vermindert werden. Das schließlich erzielte Identifizierungsergebnis spricht aber für eine ausreichende Betrachtung des Systems.

### 3.4.2 Stufe 2: Erstellung des Grey/Black-Box-Modells

#### Konfiguration des Frequenzgangsverfahrens

Bei dem betrachteten System handelt es sich um ein SIMO-System. Laut Gl. 3.21 und Gl. 3.23 ist nicht nur das Nennerpolynom gleich, sondern es stimmt auch der Zählerkoeffizient in  $s^0$  bei der Übertragungsfunktionen überein. Unter diesen Voraussetzungen können folgende Koeffizienten für das Grey-Box-Modell abgeleitet werden:

$$\frac{F_{Dr}}{x_{Anreg}} = \frac{4,428E8s + 2,266E10}{s^2 + 229,3s + 2,827E5} = \frac{A_0s + A_1}{B_0s^2 + B_1s + B_2}$$

$$\frac{F_{Zyl}}{x_{Anreg}} = \frac{2,455E6s^2 + 5,66E8s + 2,266E10}{s^2 + 229,3s + 2,827E5} = \frac{A_2s^2 + A_3s + A_1}{B_0s^2 + B_1s + B_2} \quad (3.29)$$

Der Vergleich zwischen dem Grey-Box-Modell und den Messungen ist in Abbildung 3.10 dargestellt.

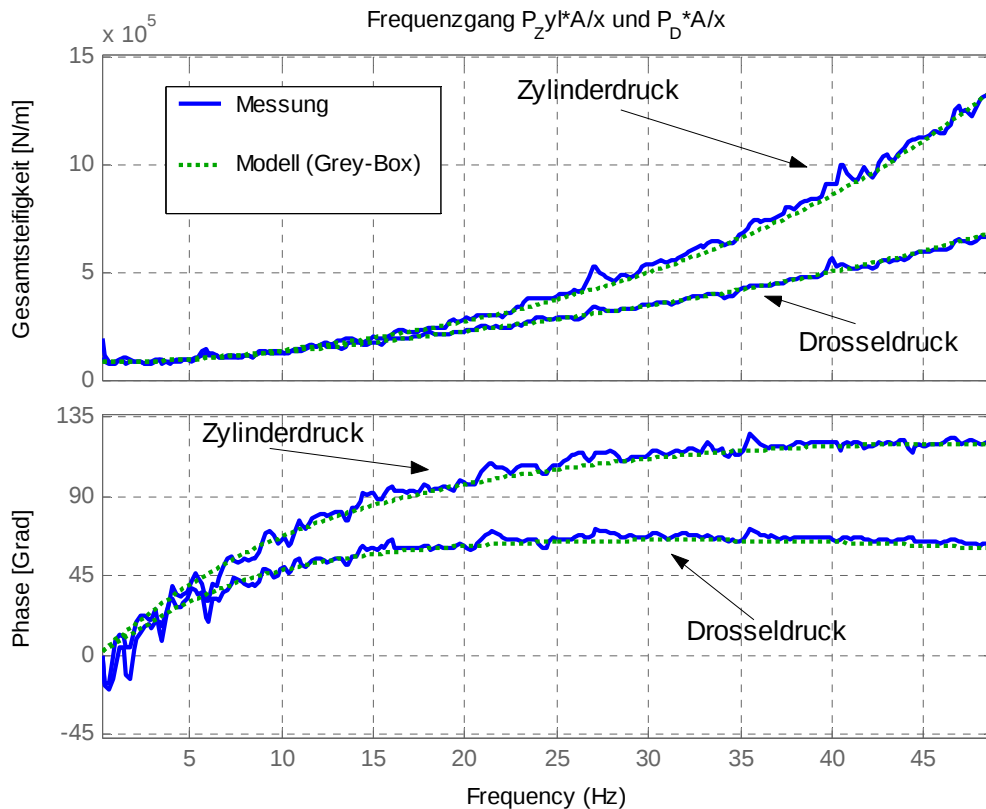


Abbildung 3.10: Vergleich zwischen Grey-Box-Modell und Messungen des HP-Federbeins

### 3.4.3 Stufe 3: Koeffizientenvergleich

Der Koeffizientenvergleich kann zwischen dem Grey-Box-Modell aus Gl. 3.29 und den Gleichungssystemen aus Gl. 3.25 und aus Gl. 3.22 durchgeführt werden. Es stehen sechs Gleichungen zur Bestimmung der fünf Parameter zur Verfügung. Wird zur Bestimmung der Parameter jeweils eine der drei abhängigen Gleichungen (Gl. für  $A_2$ , Gl. für  $A_3$  und Gl. für  $B_1$ ) nicht berücksichtigt, so entstehen drei Gleichungssätze zu jeweils 5 Gleichungen. Daraus resultieren 3 Parametersätze, die im Folgenden aufgelistet sind:

|                      |                      |                      |        |
|----------------------|----------------------|----------------------|--------|
| $R_{Dr} = 1,75E9$    | $R_{Dr} = 1,75E9$    | $R_{Dr} = 1,75E9$    | (3.30) |
| $C_{Sp} = 1,117E-11$ | $C_{Sp} = 1,117E-11$ | $C_{Sp} = 1,117E-11$ |        |
| $C_L = 3,749E-13$    | $C_L = 3,77E-13$     | $C_L = 3,77E-13$     |        |
| $R_L = 4,867E8$      | $R_L = 4,743E8$      | $R_L = 4,868E8$      |        |
| $L_L = 9,751E6$      | $L_L = 9,698E6$      | $L_L = 9,698E6$      |        |

Die einzelnen Lösungen unterscheiden sich nur sehr wenig. Der größte Unterschied entsteht bei der Ermittlung der Rohrreibung und beträgt weniger als 3%. Mit Hilfe dieser Parameter lässt sich der Frequenzgang des identifizierten physikalischen Modells berechnen und den gemessenen Frequenzgängen gegenüberstellen. Das Ergebnis für den Parametersatz 1 ist in Abbildung 3.11 dargestellt.

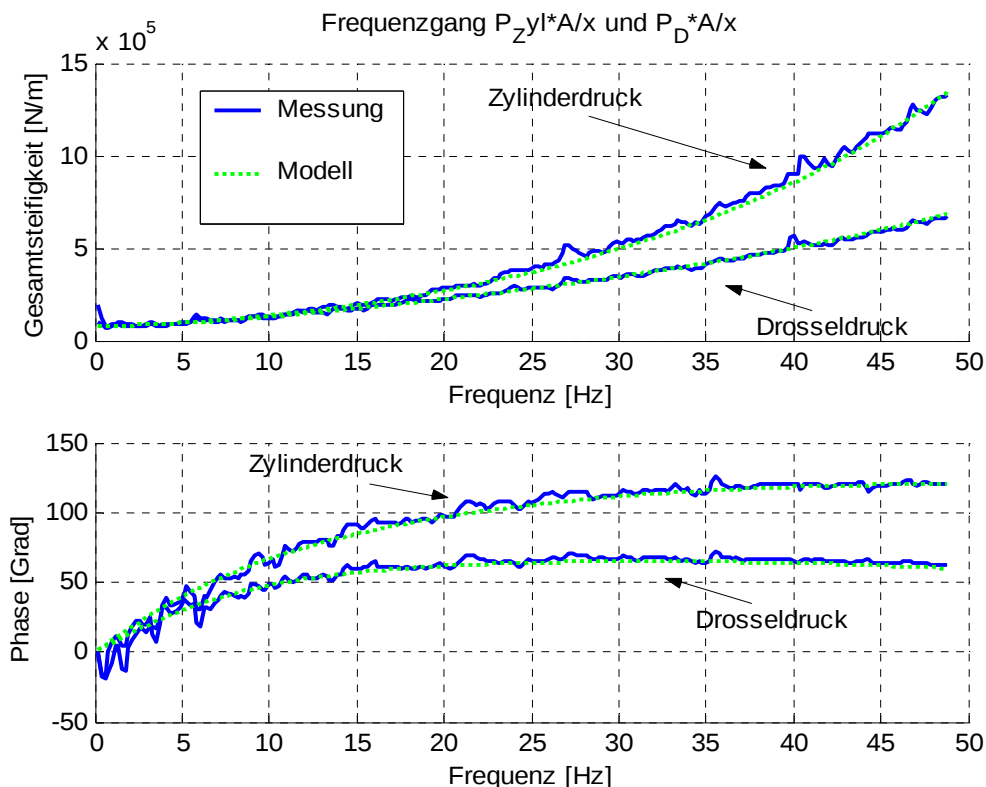


Abbildung 3.11: Vergleich zwischen physikalischem Modell und Messungen des HP-Federbeins

Die Rohrleitungseigenfrequenz liegt nunmehr bei 84.6 Hz und weist ein Lehrsches Dämpfungsmaß von 0.21 auf. Wird die Rohrleitung aus dem Modell entfernt, so entsteht der in Abbildung 3.12 gestrichelt dargestellte Frequenzgang. Damit kann die dynamische Verhärtung des Federbeins eindeutig auf die Rohrleitung zurückgeführt werden. Weiterführende Messungen mit unterschiedlich langen Rohrleitungsmodellen haben diesen Effekt bestätigt.

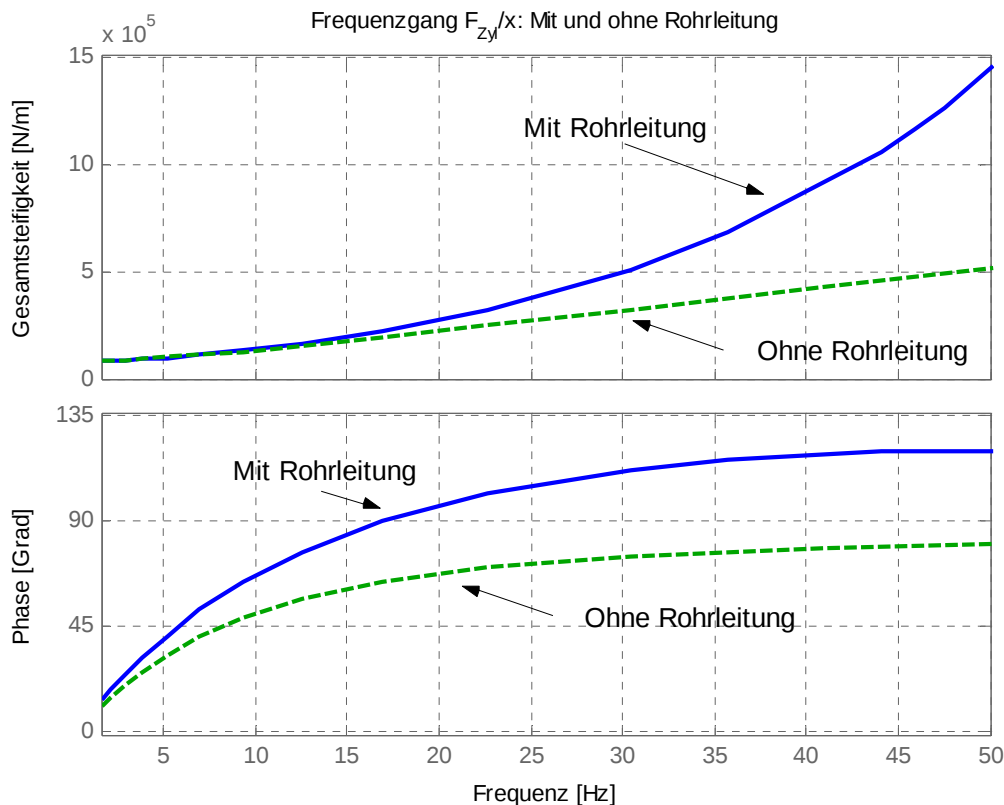


Abbildung 3.12: Übertragungsverhalten des HP-Federbeins mit und ohne Rohrleitung

### 3.4.4 Stufe 4: Nichtlineare Optimierung

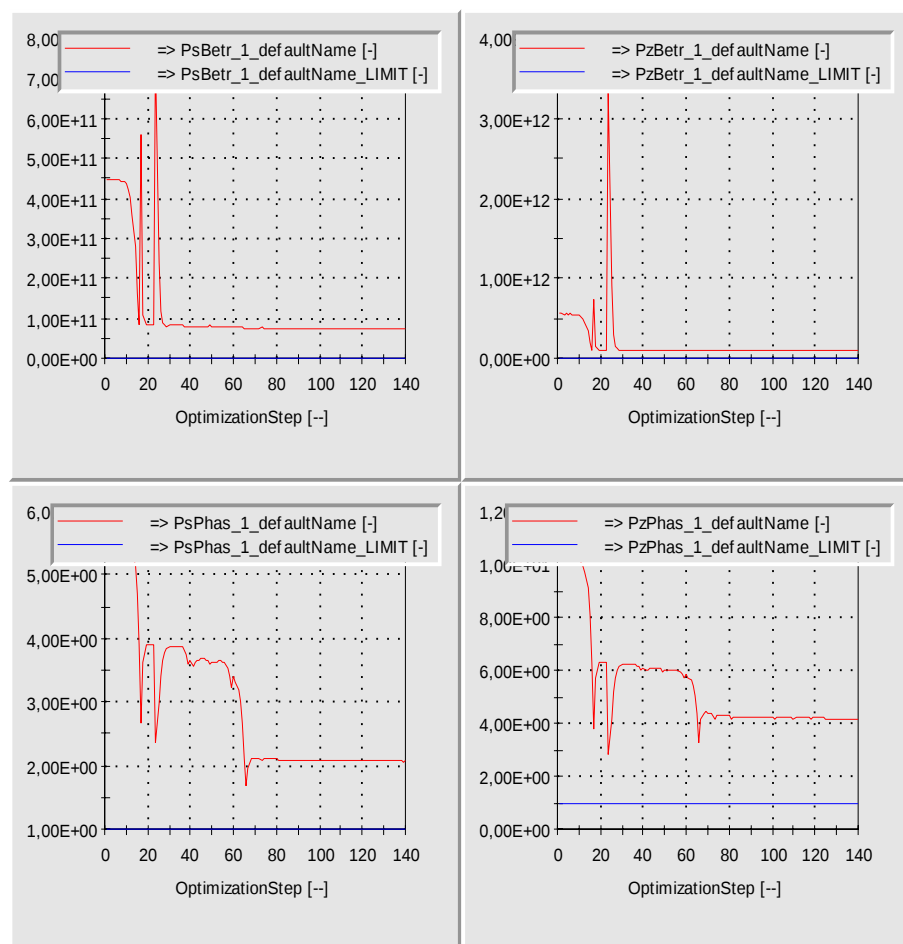
Trotz der ausreichenden Güte, die schon bei der Identifizierung des Modells in Stufe 3 erzielt wurde, sollen hier noch einmal Ergebnisse, die bei der Identifizierung unter Anwendung des Verfahrens MOPO erzielt wurden, aufgezeigt werden.

Als Zielgrößen wurden die quadratischen Fehlerflächen zwischen den Modellfrequenzgängen und den gemessenen Frequenzgängen gewählt. Bei der Verwendung von jeweils Betrag und Phase ergeben sich so vier Zielgrößen, die es zu minimieren gilt. In Gl. 3.31 sind die dabei gefundenen physikalischen Parameter dargestellt. Sie weichen im Maximum um 6 % von den in Stufe 3 ermittelten Parametern ab. Dieser gefundene Parametersatz entspricht einem paretoop-

timalen Punkt. Die Differenz von 6 % zwischen den Parametern aus Stufe 3 und Stufe 4 wird an dieser Stelle toleriert, da eine höhere Genauigkeit aus der Parameterempfindlichkeitsstudie nicht zu erwarten ist.

Ein bei diesem Optimierungsverfahren typischer Zielgrößenverlauf ist in Abbildung 3.13 dargestellt. Dabei wurde die Fehlerfläche z. B. des Frequenzganges zum Drosseldruck im Betrag um einen Faktor von ca. 4.5 und in der Phase um ca. 2.8 gesenkt<sup>1</sup>. Es sind folgende Zielgrößenverläufe dargestellt: Betrag des Drosseldruckes links oben, Phase des Drosseldruckes links unten, Betrag des Zylinderdruckes rechts oben und die Phase des Zylinderdruckes rechts unten.

$$\begin{aligned} R_{Dr} &= 1,837E9 \\ C_{Sp} &= 1,046E-11 \\ C_L &= 3,824E-13 \\ R_L &= 4,901E8 \\ L_L &= 1,035E7 \end{aligned} \quad (3.31)$$



**Abbildung 3.13: Zielgrößenverlauf und Parameterverlauf**

1. Startparameter der Optimierung waren die in Kapitel 3.4.1 gefundenen Parameter.

## Kapitel 4

### Entwurf einer Steer-by-Wire-Lenkung

Einen weiteren Schwerpunkt dieser Arbeit stellt der mechatronische Entwurf der in Kapitel 5.2.1 dargestellten elektrohydraulischen SbW-Lenkung dar. In Kapitel 4.2 wird die Komplexität dieser Lenkung noch einmal verdeutlicht. Hier wird aufgezeigt, dass die Anwendung des verteilt strukturierten Entwurfs aus Kapitel 2 zum Entwurf dieser Lenkung unentbehrlich ist. Das Konzept der Lenkung war vorgegeben<sup>1</sup>, so dass auf die hydraulische Struktur, die mechanische Struktur und deren Komponenten kein Einfluss mehr genommen werden konnte. Die Hauptaufgabe lag somit im Entwurf der Regelstrategie. Aus diesem Grund deckt sich die hier gewählte Vorgehensweise nicht uneingeschränkt mit dem in Kapitel 2 vorgeschlagenen Weg zum ganzheitlichen Entwurf mechatronischer Systeme, da die hydro-mechanischen Komponenten nicht mehr in einem funktionsorientierten Entwurf berücksichtigt werden konnten.

Die konstruktive Ausführung der SbW-Lenkung ist sehr stark an die einer konventionellen Lenkung angelehnt. So ist z. B. der hydraulische Servokreis als ein hydraulisches Open-Center-System ausgeführt, das funktional die gleichen Aufgaben übernimmt wie die Servounterstützung der konventionellen Lenkung. Darüber hinaus ist der mechanische Durchgriff, wie er auch bei der konventionellen Lenkung gegeben ist, aufrecht erhalten worden. Die zusätzliche variable Lenkübersetzung wird durch ein hydrostatisches Überlagerungsgetriebe, den Modulatorkreis, übernommen. Die Gründe für den artverwandten Aufbau der SbW-Lenkung sind vielfältig: Zum Einen soll sich die Lenkung vom Fühlverhalten her ähnlich wie eine konventionelle Lenkung darstellen. Dies ist bei einem artverwandten mechanischen und hydraulischen Aufbau am wahrscheinlichsten. Zum Anderen können viele Komponenten und Erfahrungen mit bekannten Systemen übernommen werden. Des Weiteren ist die Ausfallstrategie bei SbW-Lenkungen mit mechanischem Durchgriff relativ einfach.

Aufgrund der aufgeführten Ähnlichkeiten der beiden Lenkungen wird in Kapitel 4.1 die Analyse einer konventionellen Lenkung<sup>2</sup> vorangestellt. Sie stellt die Grundlage des verteilt strukturierten Entwurfs der SbW-Lenkung in Kapitel 4.2 dar.

---

1. Das Konzept der Lenkung wurde von der Firma TRW vorgegeben.

2. Hierbei handelt es sich um die in Kapitel 5.2.3 vorgestellte Lenkung eines 3er-BMW.

## 4.1 Untersuchungen eines konventionellen Lenksystems

Lenksysteme sind geprägt durch eine langjährige evolutionäre Entwicklung. Insbesondere die Systeme mit hydraulischer Servounterstützung wurden in den vergangenen Jahren durch eine kaum systematische Vorgehensweise entwickelt. Deren mittlerweile hoher Entwicklungsstand ist vielmehr einer langwierigen Trial-and-Error Vorgehensweise zu verdanken. Deshalb wird in diesem Unterkapitel versucht, das Verhalten einer solchen Lenkung zu analysieren und mit Hilfe von Modellen zu verstehen, um diese Erkenntnisse auf andere Systeme übertragen zu können.

Zur Durchführung des mechatronischen Entwurfes einer Lenkung ist es von Vorteil, möglichst viel über deren Funktionsweise und deren dynamisches wie auch statisches Verhalten zu wissen. Mit dieser Kenntnis kann der Durchlauf durch die drei Phasen des Entwurfs (Kapitel 2.2) vereinfacht und beschleunigt werden. Darüber hinaus können die hier gewonnenen Erkenntnisse beim verteilt strukturierten Entwurf der SbW-Lenkung verwendet werden. Hier gilt es, beim Top-Down-Entwurf möglichst viel über die einzelnen Subsysteme und deren obere Hierarchiestufen zu wissen, damit Wechselwirkungen zwischen den Hierarchiestufen und Anforderungen an deren Subsysteme direkt beim Entwurf der lokalen Regler berücksichtigt werden können.

Das Wissen über das statische und das dynamische Verhalten von Lenksystemen soll über die Betrachtung einer konventionellen Lenkung, d. h. einer hydraulischen Servolenkung mit Drehschieberventil, gewonnen werden. Hierzu wird das am Prüfstand befindliche System (siehe auch Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4) vermessen (Kapitel 4.1.1). Darüber hinaus werden modellbasierte Analysen zur Charakterisierung der Systemeigenschaften durchgeführt (Kapitel 4.1.2).

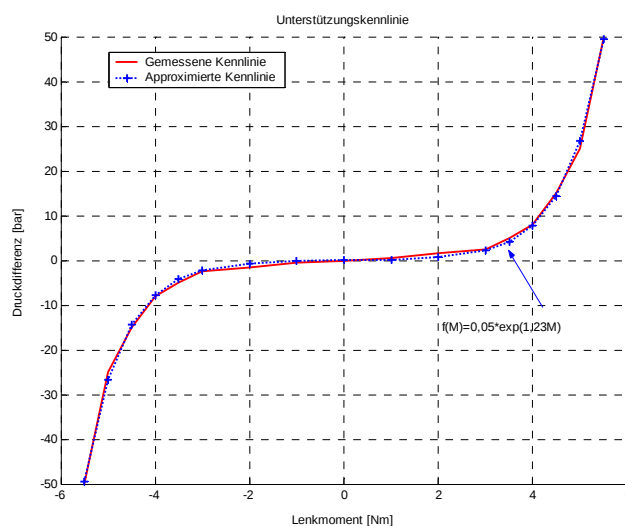
### 4.1.1 Experimentelle Untersuchung von Lenksystemen

In Abbildung 4.1 ist die statische Unterstützungskennlinie der 3er-BMW-Servolenkung dargestellt. Sie gibt das Verhältnis zwischen dem Lenkradmoment und dem daraus resultierenden Unterstützungsdruk wieder.

Zur Nachbildung dieser Kennlinie wurde die Kurve mit einer analytischen Funktion (hierzu wurde eine e-Funktion verwendet), angenähert. Die Parameter dieser e-Funktion wurden unter Anwendung eines Least-Square-Verfahrens bestimmt. Die Funktion ergibt sich zu  $p(M) = 0,05 \exp(1,23M)$ . Das Approximationsergebnis ist als gestrichelte Kennlinie in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Annäherung der Unterstützungskennlinie mit Hilfe einer e-Funktion ist nicht physikalisch motiviert; sie dient lediglich der Ermittlung von Verstärkungsfaktoren.

Der Zusammenhang zwischen Druck, Volumenstrom und geöffneter Querschnittsfläche eines Ventils ist in Gl. 4.4 dargestellt. Mangels Informationen über die genaue Funktion der Querschnittsfläche wurde hier der Ansatz über die e-Funktion gewählt.

Die Steigung dieser Kennlinie gibt den Faktor an, mit dem das Moment verstärkt als Druck auf die Lenkung aufgeschaltet wird. Aus der Differentiation der e-Funktion bzw. der Linearisierung der Kennlinie an unterschiedlichen Betriebspunkten lässt sich somit eine Verstärkung von  $K_{MP} = 29$  bei 23 bar und einem Moment von 5.0 Nm ermitteln. Bei einem max. Druck von 120 bar ergibt sich somit eine max. Verstärkung von  $K_{MP} = 148$ . Diese Erkenntnis kann als eine obere Schranke für die notwendige Rückführverstärkung innerhalb des Regelkreises der Servolenkung angenommen werden.<sup>1</sup>

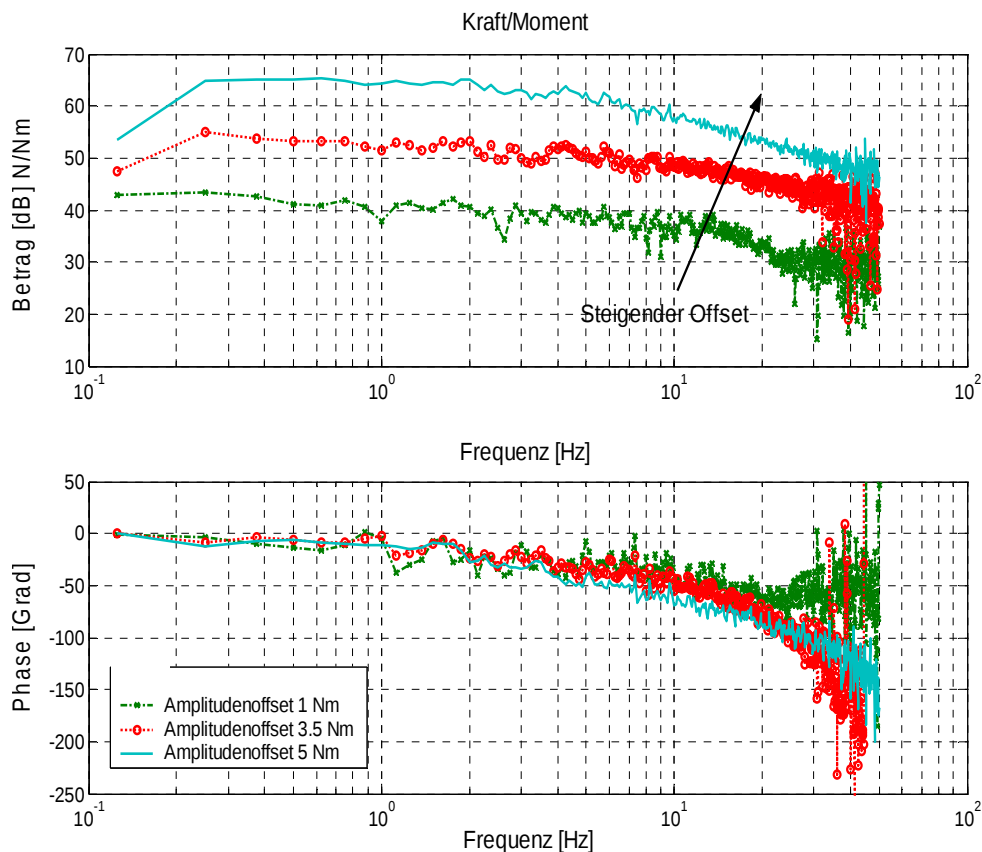


**Abbildung 4.1: Statische Unterstützungskennlinie einer konventionellen Servolenkung**

Sowohl bei der Ermittlung der statischen Unterstützungskennlinie, bei welcher der Lenkzylinder festgelegt war, als auch bei quasistatischen Messungen, bei denen der Lenkzylinder mit einer konstanten Kraft beaufschlagt und der Lenkradwinkel langsam verfahren wurde, war deutlich zu erkennen, dass sich bei dieser Art von Lenkungen immer erst ein Servodruck aufbaut, wenn sich das Drehschieberventil verdreht. Dies hat jedoch zur Folge, dass zwischen Lenkweg<sup>2</sup> und Zahnstangenweg, bei mit Kräften bzw. Momenten beaufschlagter Lenkung, ein statischer Offset<sup>3</sup> entsteht. Dieses Phänomen wird im folgenden Kapitel genauer erläutert.

1. Später wird gezeigt, dass bei der modellgestützten Analyse einer Servolenkung die Rückführung des Momentes auf den Servokolben notwendig ist. Dies wird über die sogenannte Rückführverstärkung nachgebildet.
2. Der Lenkweg ist eine auf den Zahnstangenweg bezogene Größe, berechnet aus dem Lenkradwinkel und der Getriebeübersetzung.
3. Der statische Offset wird in Kapitel 4.1.2 noch genauer diskutiert.

Das dynamische Verhalten des Lenksystems wird im Wesentlichen durch den Frequenzgang vom Lenkradmomenteneingang zur Zahnstangenkraft bestimmt. Aufgrund der nichtlinearen Kennlinie wurde dieser Frequenzgang in unterschiedlichen Betriebspunkten vermessen (siehe Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3). Die Lenkung wurde dabei sowohl mit unterschiedlichen Momentenoffsets als auch mit unterschiedlichen Intensitäten angeregt:



**Abbildung 4.2: Frequenzgänge Kraft zu Lenkradmoment bei unterschiedlichen Momentenoffsets**

Die für den Reglerentwurf der SbW-Lenkung wesentlichen fünf statischen und dynamischen Eigenschaften sind im Folgenden festgehalten. Ihre Ursprünge und ihre Bedeutung werden in Kapitel 4.1.2 anhand modellgestützter Analysen näher erläutert:

- Statische Ablage zwischen Lenkweg und Zahnstangenweg.
- Steigende Verstärkung bei steigendem Momentenoffset.
- Begrenzte Unterstützungsbandbreite.
- Sinkende Bandbreite bei steigendem Momentenoffset.

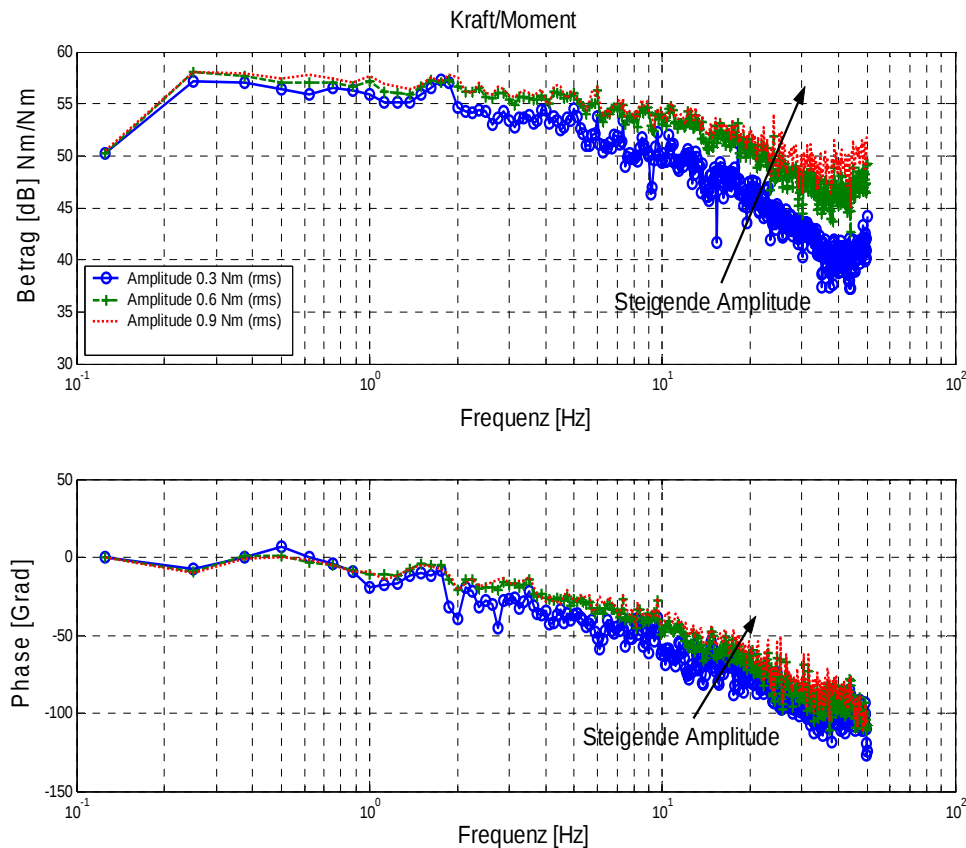


Abbildung 4.3: Frequenzgänge Kraft zu Lenkradmoment bei unterschiedlichen Anregungsintensitäten

### 4.1.2 Modellbasierte Untersuchung von Lenksystemen

Ziel dieser Untersuchungen ist es, die im vorangegangenen Kapitel experimentell ermittelten Systemeigenschaften durch modellgestützte Analysen zu untermauern und zu verstehen.

Zum Aufbau des Modells ist es sinnvoll, die Frage nach der Art der Anregung zu stellen, also: Wird das Fahrzeug bzw. Lenksystem bei einem Lenkmanöver mit einem Lenkradwinkel oder einem Lenkradmoment angeregt? Hierzu einige Vorüberlegungen: Für die Anregung sowohl mit einem Lenkradmoment als auch mit einem Lenkradwinkel trifft zu, dass der Fahrer das System nur mit einer bestimmten Bandbreite anregen kann. Diese Bandbreite ist darüber hinaus amplitudenabhängig, d. h. kleine Amplituden können eine größere Bandbreite besitzen als große Amplituden. Ziel des Fahrers ist es immer, einem bestimmten Fahrbahnverlauf zu folgen. Dies kann nur durch die Vorgabe des Lenkradwinkels geschehen. Das sich dabei einstellende Moment muss unabhängig von seiner Größe überwunden werden. Aus diesem Grund wird für

die folgenden Untersuchungen ein Modell mit Lenkradwinkel Anregung herangezogen. Für die Beurteilung des Lenkgefühls wird das Moment betrachtet. Dieses kann dann wiederum mit den in Kapitel 4.1.1 experimentell ermittelten Daten verglichen werden.

Ein physikalisches Ersatzmodell und dessen Blockschaltbild der konventionellen Lenkung ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Bei diesem Ersatzsystem wurden alle rotatorischen Größen in lineare Größen umgerechnet (die Zwischengröße Lenkradmoment ist hier ausgenommen).

Die Parametrisierung des Modells wurde anhand von Messungen der Systemkomponenten durchgeführt. Dabei wurden folgende Komponenten nachgebildet:

- Die Elastizität des Drehschieberventils:  
Die Modellierung erfolgt als Feder-Dämpferelement, wobei eine Federsteifigkeit von  $c_{EI} = 1.1 \cdot 10^6 \text{ N/m}$  (entspricht einer Drehfederrate von  $1 \text{ Nm/}^\circ$ ) verwendet wurde. Die Dämpfung wurde aufgrund der geringen Dämpfung des Drehstabes auf  $d_{EI} = 0 \text{ Ns/m}$  eingestellt.
- Der Servozylinder als Einmassensystem:  
Die Kolbenmasse wurde auf  $m = 1.5 \text{ kg}$  angenommen und beinhaltet eine anteilige Ölmasse.
- Ein Feder-Dämpferelement als äußere Last  
Die vom Reifen erzeugten Rückstellkräfte lassen sich nicht genau bestimmen. Sie hängen ab von äußeren, nicht vorhersehbaren Faktoren wie Straßenbelag, Witterungsverhältnisse, Fahrzeuggeschwindigkeit etc. Für eine Abschätzung der Last wird die äußere Last zunächst als ein lineares Feder-Dämpferelement abgebildet. Die maximale Steifigkeit wurde dabei unter Berücksichtigung der Lenkinematik auf  $c_{EX} = 1 \cdot 10^6 \text{ N/m}$  gesetzt. Dies entspricht der Steifigkeit eines stehenden Rades. Die für diese Untersuchungen herangezogene Steifigkeit beträgt  $c_{EX} = 1 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ . Die Dämpfung  $d_{EX}$  wurde auf  $1000 \text{ Ns/m}$  eingestellt und soll hydraulische Dämpfung und Coulombsche Reibung nachbilden.
- Umrechnung der Kraft am Drehschieberventil in ein äquivalentes Moment:  
Hier wird die Kraft, die am Feder-Dämpferelement des Drehschieberventils herrscht, in ein Lenkradmoment umgerechnet. Dies wird unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung der Lenkeinheit durchgeführt.
- Die Unterstützungskennlinie einer konventionellen Lenkung:  
Die statische Unterstützungskennlinie wird als Momenten-Druck-Kennfeld eingebunden (siehe auch Abbildung 4.1). Die Verstärkung dieser Kennlinie weist somit einen Wertebereich von  $K_{MP} = 0 \dots 150 \text{ bar/Nm}$  auf.
- Der bandbegrenzte Druckregelkreis:  
Hier wird ein  $PT_2$ -Glieder mit  $F_{Dr} = 15 \text{ Hz}$  Bandbreite und  $D_{Dr} = 0.8$  Lehrschem Dämpfungsmaß verwendet. Dies entspricht der aus Abbildung 4.2 abgelesenen Bandbreite bei geringen Lenkradmomenten und mittleren Anregungsintensitäten ( $0.6 \text{ Nm rms}$ ).
- Die Umrechnung des Druckes in eine äquivalente Servokraft:  
Der gestellte Druck wird über die Kolbenfläche in eine unterstützende Servokraft umgerechnet.

Die Arbeit mit diesem sehr stark vereinfachten Modell hat gezeigt, dass wesentliche Effekte und Eigenschaften der konventionellen Servolenkung erläutert werden können. Bei dem Modell handelt es sich um ein nichtlineares System 4. Ordnung, wobei die Nichtlinearität durch die exponentielle Unterstützungskennlinie erzeugt wird.

Zum besseren Verständnis des Systems werden die experimentell ermittelten Eigenschaften am Modell nicht durch die Übertragungsfunktion Zahnstangenkraft zu Lenkradmoment, sondern durch die Übertragungsfunktion Zahnstangenweg zu Lenkweg ermittelt. Dies beeinträchtigt die im Folgenden immer wieder verwendeten Pole des Systems nicht, da es sich noch immer um das gleiche System handelt. Hierdurch werden lediglich die Ein- und Ausgangsgleichungen verändert, nicht die Dynamik:

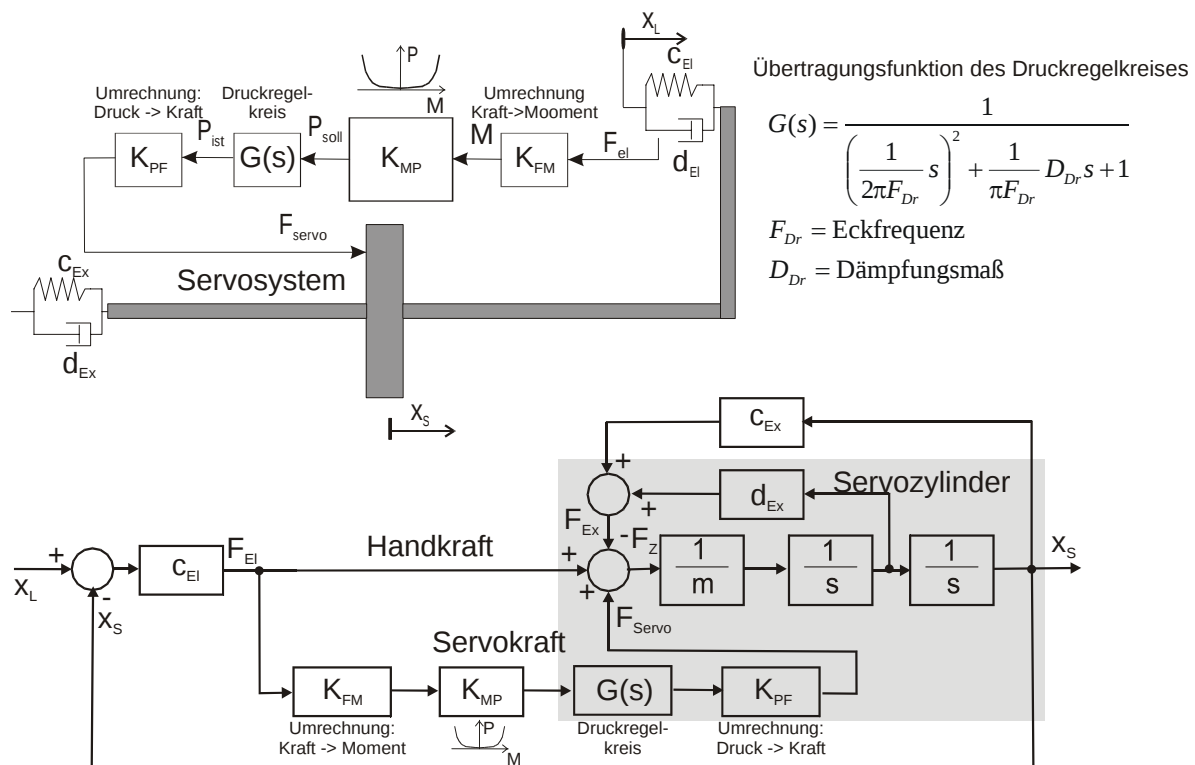


Abbildung 4.4: Physikalisches Ersatzschaltbild und Blockschaltbild der Servolenkung

### Statische Ablage zwischen Lenkweg und Zahnstangenweg

Den Ersatzschaltbildern ist zu entnehmen, dass der Servozyylinder innerhalb eines Wegregelkreises betrieben wird. Dabei wird der Weg des Servozyinders mit dem des vom Fahrer vorgegebenen Lenkradwinkels (umgerechnet in eine lineare Bewegung) verglichen. Die Elastizität des Drehschieberventils und die Differenz zwischen Soll- und Istweg bestimmen dabei die

Handkraft, die auf den Fahrer wirkt, respektive den Servozylinder. Darüber hinaus wird in Abhängigkeit der Handkraft und der Unterstützungskennlinie die Servounterstützung des Zylinders generiert.

Aufgrund der steigenden Verstärkung innerhalb der Servounterstützung können zur Veranschaulichung der Wirkungsweise zwei Extremfälle unterschieden werden: Im ersten Fall, in denen die externen Kräfte auf den Servozylinder sehr gering sind, wird die Regelung in großen Teilen über die Handkraft durchgeführt, und die Servokraft kann vernachlässigt werden. Dies ist in der Regel bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten in Verbindung mit kleinen Lenkradwinkeln bzw. bei glatten, vereisten Straßen der Fall. Bei hohen externen Kräften auf den Servozylinder überwiegt der Anteil aus der Servokraft. Dies ist bei Parkiermanövern wie auch bei großen Lenkradwinkeln der Fall. Bei beiden Extremen handelt es sich um einen Lageregler, der auf der Basis eines P-Reglers arbeitet. Laut [Föllinger] weisen derartige P-Regelkreise immer dann eine statische Ablage auf, wenn die Strecke kein I-Verhalten besitzt. Da die Strecke kein I-Verhalten aufweist, ist hier mit einer statischen Ablage zwischen Lenkradwinkel<sup>1</sup> und Zahnstangenweg zu rechnen. Dies kann auch an den folgenden Übertragungsfunktionen des geschlossenen Regelkreises  $G_{\text{geschl}}(s)$  abgelesen werden:

$$G_{\text{offen}}(s) = \frac{x_s}{x_L} = \frac{c_{EI}(K_{FM}K_{MP}K_{PF} + 1 + (D_{Dr}/\pi/F_{Dr})s + (1/2/\pi/F_{Dr})^2s^2)}{(1 + (D_{Dr}/\pi/F_{Dr})s + (1/2/\pi/F_{Dr})^2s^2)(ms^2 + d_{Ex}s + c_{Ex})}$$

$$G_{\text{geschl}}(s) = \frac{x_s}{x_L} = \frac{c_{EI}(K_{FM}K_{MP}K_{PF} + 1 + (D_{Dr}/\pi/F_{Dr})s + (1/2/\pi/F_{Dr})^2s^2)}{(1 + (D_{Dr}/\pi/F_{Dr})s + (1/2/\pi/F_{Dr})^2s^2)(ms^2 + d_{Ex}s + c_{Ex}) + \dots}$$

$$\dots + c_{EI}(K_{FM}K_{MP}K_{PF} + 1 + (D_{Dr}/\pi/F_{Dr})s + (1/2/\pi/F_{Dr})^2s^2)$$
(4.1)

Wird auf die Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises  $G_{\text{geschl}}(s)$  der Endwertsatz angewendet, ergibt sich folgende Gleichung für die statische Abweichung:

$$E = \frac{c_{EI}K_{FM}K_{MP}K_{PF} + c_{EI}}{c_{Ex} + c_{EI}K_{FM}K_{MP}K_{PF} + c_{EI}} - 1$$
(4.2)

1. Lenkradwinkel umgerechnet in eine lineare Bewegung.

Die statische Abweichung geht dabei für hohe Rückführverstärkungen  $K_{MP}$  und auch für hohe Drehschieberelastizitäten  $c_{EI}$  gegen Null. Bei steigenden externen Kräften, die durch hohe  $c_{Ex}$  erzeugt werden, steigt die statische Abweichung an. Um dies zu kompensieren, wird bei steigenden externen Kräften  $K_{MP}$  gleichzeitig angehoben. So steigt die statische Abweichung bei externen Kräften nur sehr gering an, und zwar proportional zur Handkraft  $F_{EI}$ .

Wegen der variablen Verstärkung der Servokraft handelt es sich um ein P-geregeltes System, dessen statische Verstärkung zwischen folgenden beiden Extremen variiert:

$$K_{Statmin} = \frac{c_{EI}}{c_{Ex} + c_{EI}} \quad \text{und} \quad K_{Statmax} = \frac{c_{EI}K_{FM}K_{MP}K_{PF} + c_{EI}}{c_{Ex} + c_{EI}K_{FM}K_{MP}K_{PF} + c_{EI}} \quad (4.3)$$

Diese variable Verstärkung weist darauf hin, dass es zu Instabilitäten kommen kann, wenn die P-Verstärkung zu hoch wird, ohne dass die Bandbreite des Druckregelkreises angepasst wird. Dies wird später noch genauer diskutiert.

Die Steifigkeit der elastischen Kopplung ( $c_{EI}$ ) bestimmt damit maßgeblich das Lenkgefühl. Bei einer steifen Kopplung erfährt der Fahrer das Gefühl einer "direkten" Lenkung, da die statische Abweichung klein ist. Ist dagegen die Kopplung weniger steif, so wirkt die Lenkung aufgrund der hohen statischen Abweichung "schwammig". Neben der Steifigkeit der Kopplung zwischen Lenkzylinder und Servozylinder wirkt sich die Steifigkeit der anderen Komponenten der Lenkung, z. B. die der Gummilager, genauso auf das Lenkgefühl aus. Die Hersteller sind deshalb bemüht, die Lenkungen möglichst steif zu bauen, damit der Fahrer das Gefühl einer "direkten" Lenkung bekommt. Dies ist aber nicht unbeschränkt möglich, da die Drehschieberventile eine gewisse Verdrehung benötigen, um entsprechende hydraulische Querschnitte für den Ölvolumenstrom freizugeben. Je geringer die Verdrehung ist, desto filigraner müssen die Steuerkanten gearbeitet werden. Darüber hinaus kann die Lenkung nicht beliebig steif gebaut werden, da sonst aufgrund der steifen mechanischen Druckrückführung zu viele Störungen von der Straße zum Fahrer übertragen werden. Somit stellt die Wahl der Drehschiebersteifigkeit immer einen Kompromiss dar.

### Steigende Verstärkung bei steigendem Lenkradmoment

Die steigende Verstärkung der in Abbildung 4.2 dargestellten Frequenzgänge ist durch die nichtlineare Unterstützungskennlinie zu erklären. Für unterschiedliche Lenkradmomente befindet man sich in unterschiedlichen Rückführverstärkungen der e-Funktion. Die Gestalt dieser Kennlinie wird im Wesentlichen durch die Steuerkanten des Drehschieberventils und den erzeugten Ölvolumenstrom bestimmt.

### Begrenzte Unterstützungsbandbreite

Die Servounterstützung wird hydraulisch durch ein Open-Center-System gestellt [Reimpell 84]. Der Unterstützungsdruck wird dabei durch die Drosselung eines konstanten Ölstroms erzeugt. Dabei ist die Bandbreite des Druckaufbaus begrenzt durch Elastizitäten (Kapazitäten) wie z. B. die der Ölleitungen und des Riemenantriebs der Pumpe. Die maximale Bandbreite der Druckversorgung beträgt dabei 15 Hz, was im Modell durch den Block Druckregelkreis nachgebildet wurde. Dass die maximale Bandbreite des Druckregelkreises beschränkt und darüber hinaus ebenfalls mit steigendem Momentenoffset zurückgenommen werden muss, ist aus Systemstabilitätsgründen unvermeidlich und wird im Folgenden erläutert.

### Sinkende Unterstützungsbandbreite bei steigendem Lenkradmoment

Die sinkende Unterstützungsbandbreite bei steigendem Lenkradmoment wurde in dem oben beschriebenen Modell nicht berücksichtigt. Wird dieses Modell für eine Poluntersuchung bei unterschiedlichen Lenkradmomenten herangezogen, ergibt sich die in Abbildung 4.5 dargestellte Wurzelortskurve. Bei entsprechenden Überlegungen aus dem Bereich der Modalanalyse [Nacke] können den einzelnen Polen Eigenbewegungen zugeordnet werden, die wiederum bei stark separierten Eigenwerten einzelnen Bauteilen zugeordnet werden können. Dies wurde in den folgenden Wurzelortskurven durchgeführt, wobei dem einen schwingungsfähigen Pol die Kolbenmasse zugewiesen werden konnte und dem niederfrequenten Polpaar der Druckregelkreis:

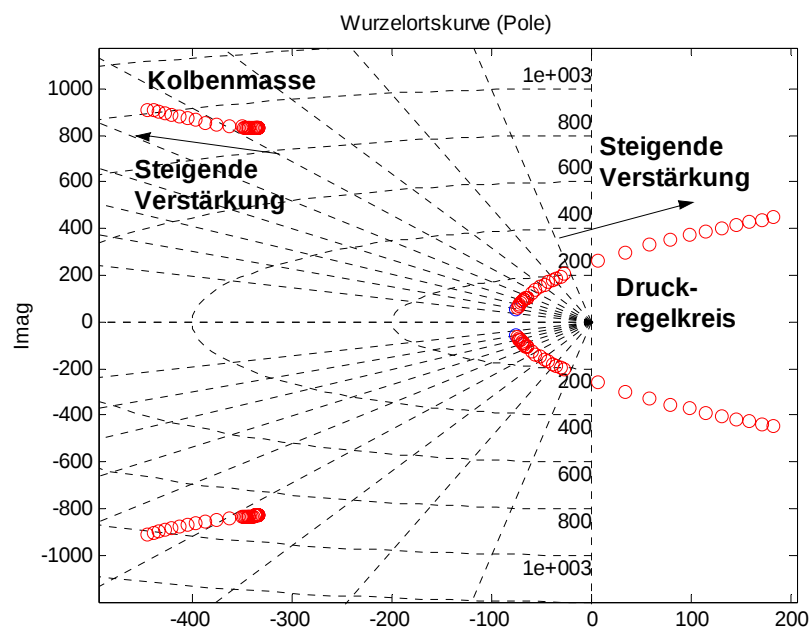


Abbildung 4.5: Wurzelortskurve einer konv. Lenkung ohne Bandbreitenanpassung des Servokreises

Bei der Bestimmung der Wurzelortskurve wurde die Rückführverstärkung zwischen  $K = 0..120$  variiert. Zu erkennen ist, dass das Lenksystem bei dieser Konfiguration und einer Rückführverstärkung von ca.  $K_{MP} = 12$  instabil wird, da das Polpaar des Druckregelkreises in die rechte Halbebene wandert. Hieraus folgt, dass die Verringerung der Bandbreite des Druckregelkreises bei steigendem Lenkradmoment das System stabilisiert (siehe auch Abbildung 4.6).

Die statischen, wie z. B. die Unterstützungskennlinie, wie auch die dynamischen Eigenschaften werden im Wesentlichen durch das Drosselventil der Servolenkung bestimmt. Das Know-How der Hersteller liegt dabei in der geometrischen Ausformung der Steuerkanten. Prinzipbedingt ist der Ölstrom durch ein Drosselventil jedoch nicht nur von der Querschnittsänderung bei vorgegebener Auslenkung abhängig, sondern auch von den anliegenden Drücken. Dies kann bei einer instationären Strömung, wie sie in hydraulischen Ventilen vorliegt, über folgende Gleichung beschrieben werden:

$$Q_V = Q_{Nom} A(x) \sqrt{\Delta p} \quad (4.4)$$

In der hydraulischen Servolenkung wird die Absenkung der Bandbreite durch die Durchflusskennlinie des Drosselventils realisiert. Bei steigenden Lenkradmomenten respektive steigenden Servodrücken wird der Ölstrom ( $Q_V$ ), der direkt von der Servopumpe in den Tank fließt, bei steigender Druckdifferenz immer größer. Der verbleibende Ölstrom kann dann nur noch zum Druckaufbau verwendet werden. Durch diese Abhängigkeit wird die Zeitkonstante des Druckaufbaus bei höheren Drücken immer größer. Diese Eigenschaft ist bei Open-Center-Systemen systeminhärent und wird später in Kapitel 4.2.3.1 noch mit Modellen analysiert. Sie ist auch dafür verantwortlich, dass das Lenksystem auch für höhere Lenkradmomente respektive höhere Drücken stabil bleibt. Dies ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Wird die Bandbreite des Druckregelkreises sukzessive zurückgenommen, so wandern die Pole wieder in die linke Halbebene und das System stabilisiert sich auch für hohe Rückführverstärkungen von  $K_{MP} = 120$ .

Weitere auf die Systemdynamik und damit auch auf die Systemstabilität wirkende Einflussgrößen sind die am Servozylinder angreifenden äußeren Lasten  $c_{EX}$  und  $d_{EX}$ . Sie sind in der Realität keine Konstanten, sondern diese Kräfte entstehen am Reifen und hängen von einer Vielzahl äußerer Einflussfaktoren ab, d. h. die Variablen  $c_{EX}$  und  $d_{EX}$  können in einem weiten Bereich z. B.  $c_{EX} = 0 \dots 1e6 \text{ N/m}$  variieren. Deren Einfluss kann mit Hilfe der in Gl. 4.1 bis Gl. 4.3 dargestellten Zusammenhänge analysiert werden. Bei geringer Steifigkeit  $c_{EX}$  sind die Lenkkräfte gering, somit ist die Verstärkung aus der unterstützenden Kraft auch sehr gering. Damit sind die Gesamtverstärkung gering und die Stabilität des Systems unkritisch. Für steigende Steifigkeiten  $c_{EX}$  nimmt die Verstärkung ab, gegenläufig hierzu nimmt sie aufgrund der steigenden Servover-

stärkung  $K_{MP}$  zu. Somit wird die steigende Verstärkung der Gesamtübertragungsfunktion des offenen Regelkreises  $\frac{x_S}{x_L}$  (Gl. 4.1) aufgrund der hohen Steifigkeit  $c_{EX}$  wieder zurückgenommen, was sich stabilisierend auf den Regelkreis auswirkt.

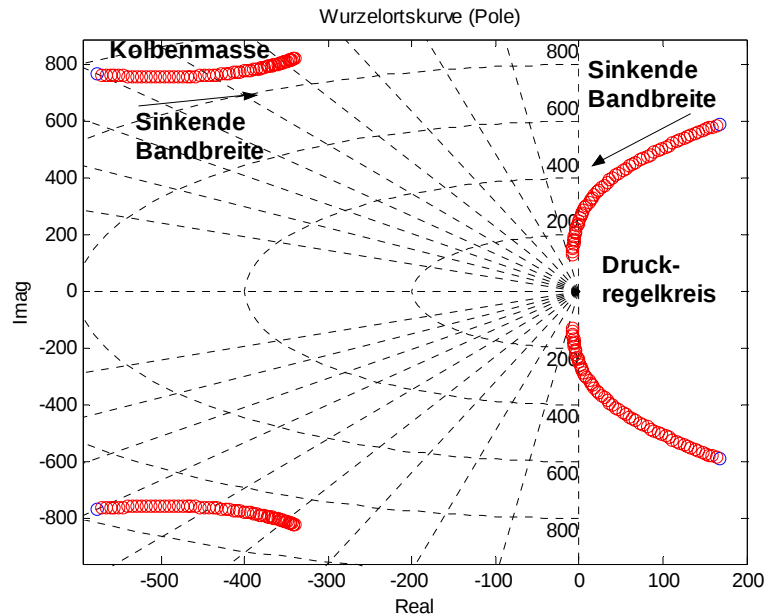


Abbildung 4.6: Wurzelortskurve einer conv. Lenkung mit veränderlicher Bandbreite des Druckregelkreises

Diese Überlegungen gelten jedoch nur unter der Voraussetzung, dass bei geringer Steifigkeit keine hohen Kräfte über den Weg aufgebracht werden können. Da die Kräfte über einen Reifen aufgebracht werden, dessen Federsteifigkeit sich bei großen Auslenkungen progressiv verhält, bzw. da der Reifen bei großen Lenkwinkeln auf der Straßenoberfläche durchrutscht, ist dies gegeben. Somit besteht zwischen der Steifigkeit  $c_{EX}$  und den Kräften an der Lenkung eine hohe Korrelation. Ähnliche Überlegungen können zur Veränderung der Variable  $d_{EX}$  und zur Verschiebung der Eigenfrequenzen aufgestellt werden.

### Steigende Bandbreite bei steigender Anregungsintensität

Aufgrund des exponentiellen Anstiegs der Verstärkung nimmt die Bandbreite bei steigender Anregungsintensität zu, da die Verstärkung überproportional zu höheren Lenkradmomenten ansteigt.

### 4.1.3 Zusammenfassung

Die konventionelle hydraulische Lenkung mit Drehschieberventil kann als ein weggeregeltes Servosystem verstanden werden. Dabei wird die Verstärkung der Servounterstützung in einem weiten Bereich variiert, wodurch sich extrem nichtlineare Eigenschaften einstellen. Die Wegregelung weist jedoch bei äußeren Lasten eine statische Abweichung auf, die sich maßgeblich auf das Lenkgefühl auswirkt. Durch die sehr hohen Rückführverstärkungen sind diese Lenkungen immer knapp an der Stabilitätsgrenze ausgelegt. Stabilisierend wirkt dabei die Verringerung der Bandbreite des unterlagerten Druckregelkreises für höher werdende Lenkradmomente. Diese Maßnahme ermöglicht erst die Stabilisierung des Systems, wirkt sich aber, wie auch die statische Ablage des Wegregelkreises, beschränkend auf die Einstellbarkeit des Führungsverhaltens einer Lenkung aus. Positiv auf die Stabilisierung wirkt auch die Korrelation zwischen der Reifensteifigkeit  $c_{Ex}$  und den am Zylinder wirkenden Lenkkräften.

Nach der Analyse des bestehenden Systems und des damit verbundenen gewonnenen Systemwissens über Lenksysteme kann nun mit dem mechatronischen Entwurf des SbW-Lenksystems begonnen werden.

## 4.2 Verteilt strukturierter Entwurf einer SbW-Lenkung

Die hohe Anzahl der in Abbildung 4.7 dargestellten Ein- und Ausgangsgrößen der SbW-Lenkung verdeutlicht annäherungsweise die Problematik beim Entwurf. Letztlich stehen 7 Sensorsignale zur Verfügung, die den Zustand der Lenkung detektieren und zur Regelung herangezogen werden können. Der Regler verwendet diese Signale, um die entsprechenden 3 Signale zur Ansteuerung der Aktorik zu generieren. Ziel ist es nun, diesen Regler bzgl. seiner Struktur und seiner Parametrisierung zu bestimmen<sup>1</sup>. Hierbei handelt es sich um ein klassisches verkoppeltes Mehrgrößenproblem (MIMO) der Regelungstechnik. Es kommt erschwerend hinzu, dass das Gesamtsystem (Strecke und Regler) extrem starke Nichtlinearitäten aufweisen muss (wie z. B. die Nichtlinearität zwischen Servodruck und Lenkradmoment), um das entsprechende Führungsverhalten einer konventionellen Lenkung widerzuspiegeln.

Der Entwurf der Regelung anhand des komplexen nichtlinearen Gesamtmodells<sup>2</sup> ist nur schwer möglich<sup>3</sup>. Es gibt Verfahren, die mit entsprechendem Aufwand eine Problemlösung in Form eines Black-Box-Regleransatzes beschreiben [Odenthal]. Durch Vorgabe einer Wunschdynamik, z. B. in Form von Frequenzgängen einer konventionellen hydraulischen Lenkung, wird hier

1. Es wurden keine Untersuchungen zur Steuerbarkeit bzw. Beobachtbarkeit der Lenkung durchgeführt, um diese Sensor- Aktorkonfiguration festzulegen. Hier wurde eine Konfiguration gewählt, die ähnlich derjenigen auf dem Markt befindlicher Systeme ist.
2. Es wird später gezeigt werden, dass sich die Modellordnung aus Servo-, Lenk- und Modulatorkreis ohne entsprechende Reduktionen bis zu einer Ordnung von 30 aufsummiert, je nach betrachteter Fragestellung.
3. Allein die Identifizierung der Modellparameter ist an einem solch komplexen Modell nur schwer möglich.

versucht, die Struktur des Reglers und dessen Parametrisierung am Gesamtsystem zu bestimmen. Diese Vorgehensweise erlaubt jedoch keine physikalische Deutung der Reglerstruktur, so dass sie Schwächen bzgl. Inbetriebnahme, Flexibilität und Transparenz aufweist. In dieser Arbeit soll ein anderer Weg zum Reglerentwurf der Lenkung beschritten werden, der im Folgenden erläutert wird.

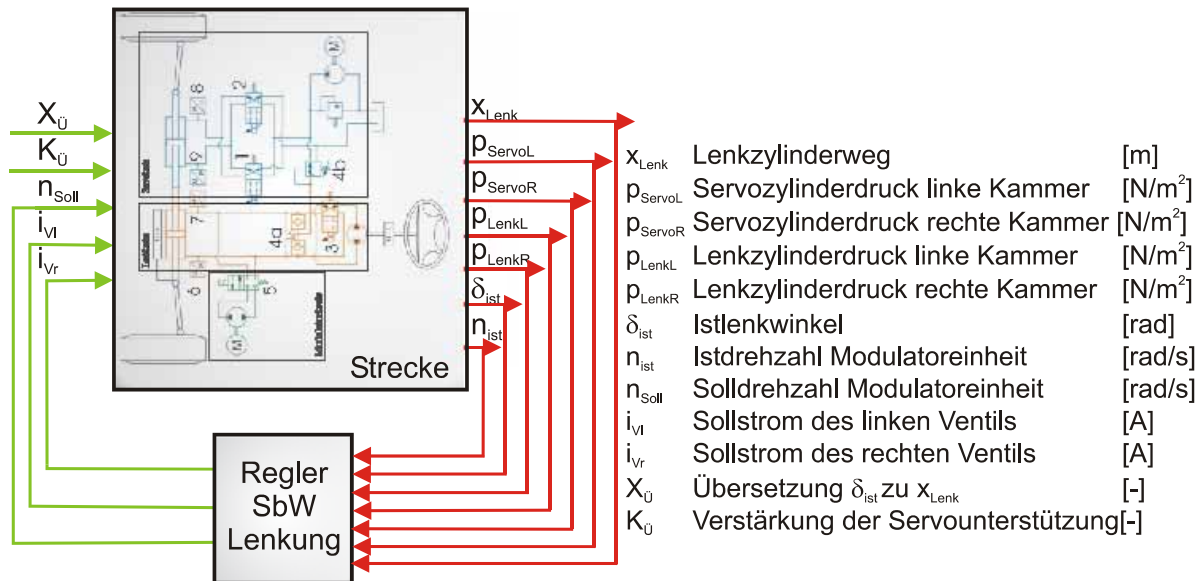


Abbildung 4.7: Regelung der SbW-Lenkung ohne Strukturierung

Der verteilt strukturierte Entwurf soll nun am Beispiel einer SbW-Lenkung angewendet werden. Das nach mechatronischen Gesichtspunkten im Top-Down-Entwurf strukturierte Lenkungssystem (Kapitel 4.2.1) dient zur Unterstützung bei der Abarbeitung des gesamten Entwicklungskreislaufes. Durch den modular-hierarchischen Aufbau können im Sinne des Bottom-Up-Entwurfs die Regler für die einzelnen Subsysteme sukzessive entworfen werden (Kapitel 4.2.2 bis Kapitel 4.2.4). Ausgehend von dem Gesamtmodell, kann in der untersten Ebene mit der Reglersynthese begonnen werden. Dabei werden die Subsysteme nach gewissen Kriterien wie z. B. der Bandbreite ausgelegt. Diese Kriterien werden im Wesentlichen durch die Anforderungen der überlagerten Strukturen an diese Subsysteme und durch die geforderte Funktion vorgegeben. Dies setzt ein gutes Systemwissen des Entwicklungsingenieurs voraus und erfordert den schon angedeuteten iterativen Entwicklungsprozess. Das Systemwissen bzw. Systemverständnis wird in diesem Fall durch den vorangegangenen Top-Down-Modellentwurf gefördert. Hierdurch wird ein Gesamtsystemmodell aufgebaut, das die Struktur des Systems und die Wechselwirkungen zwischen Teilsystemen deutlich macht. Darüber hinaus wurde durch die Analyse des konventionellen Lenksystems das erforderliche Systemverständnis erlangt (Kapitel 4.1).

Zur Auslegung von Regelsystemen in hierarchisch höher liegenden Ebenen wird ähnlich vorgefahren. Sie werden bzgl. der Funktionsanforderungen und der Anforderungen der oberhalb liegenden Systeme ausgelegt. Es sollte jedoch beachtet werden, dass die Modellstrukturen immer komplexer werden, was die Reglerauslegung für überlagerte Systeme erschwert. Hier ist es sinnvoll, eine Modellreduktion für die unterlagerten Subsysteme durchzuführen. Dies ist zulässig, da es sich um geregelte Subsysteme handelt, deren Schnelligkeit (Bandbreite) höher liegt als die der übergeordneten Systeme. Bezogen auf die Lenkung bedeutet dies, dass die Stromregelung der Ventile für die überlagerte Druckregelung vernachlässigt werden kann, da sie sehr viel schneller ist. Des Weiteren stellen sich die geregelten Systeme sehr oft als lineare Teilsysteme dar. Dies gilt zumindest bis zu ihrer Regelbandbreite, so dass für sie relativ einfach eine Modellreduktion durchgeführt werden kann. Nach der Kompensation der nichtlinearen Ventilkennlinie können die Druckregelkreise z. B. als Systeme 2. Ordnung nachgebildet werden, um so einen vereinfachten Reglerentwurf für den Servokreis zu ermöglichen. Diese Modellreduktionen sollen mit Hilfe des in Kapitel 3 vorgestellten Identifizierungsverfahrens durchgeführt werden.

Zur Nachbildung des Lenkgefühls einer konventionellen Lenkung ist neben der Erreichung der Unterstützungbandbreite auch die Nachbildung der nichtlinearen Unterstützungskennlinie notwendig. Dies wird durch eine entsprechende Anpassung der Unterstützungbandbreite der SBW-Lenkung durchgeführt.

Innerhalb der Hierarchiestufen oder auch über Hierarchien hinweg bestehen Verkopplungen der Teilsysteme, welche die entworfenen Reglerstrukturen beeinflussen bzw. das System sogar destabilisieren können. Diese Verkopplungen sollen jeweils in der höher liegenden Ebene bzw. auf der betroffenen Ebene berücksichtigt werden, was letztlich zu einer Entkopplung führt (siehe Kapitel 2.3.3.2).

### **4.2.1 Strukturierung der SbW-Lenkung im Top-Down-Entwurf**

Die Strukturierung (Einteilung) der SbW-Lenkung kann funktionsorientiert geschehen, wobei die Bewegungsfunktionen im Vordergrund stehen. Die einzelnen Teilbewegungsfunktionen können den einzelnen Massen zugeordnet werden. Diese Einteilung weicht nur geringfügig ab von der Einteilung, die in Kapitel 5.2.1, orientiert an den hydraulischen Kreisen, vorgenommen wurde.

Gemäß dieser Überlegung kann die SbW-Lenkung in die Subsysteme Servo- und Lenkkreis unterteilt werden. Diese einzelnen Teilsysteme beinhalten Sensorik, Aktorik, mechanische Tragstrukturen und Informationsverarbeitung und stellen somit zwei MFMs dar. Das MFM Servokreis erfüllt die Teilfunktion Generierung der Unterstützungskraft, das MFM Lenkkreis die Teilfunktion Generierung des Übersetzungsverhältnisses Kolbenweg zu Lenkradwinkel.

Diesen MFMs sind weitere MFMs unterlagert und in Abbildung 4.8 dargestellt. Für den Servokreis sind dies die folgenden Subsysteme mit ihren jeweiligen Funktionen, beginnend mit der obersten Hierarchiestufe:

- **MFM Servokreis**  
Im MFM Servokreis wird die Größe der Servounterstützung in Abhängigkeit des anliegenden Lenkradmomentes bestimmt. Hier wird die Unterstützungskennlinie vorgegeben.
- **MFM Druckregelung**  
Die Symmetrie dieses Systems bietet eine Einteilung an. Hier wird die angeforderte Druckdifferenz auf die linke bzw. rechte Druckregelung der einzelnen Kammern verteilt.
- **MFMs Druckregelung linke und rechte Kammer**  
Über Standardregler wird hier das Ventil angesteuert, um den von der Druckregelung vorgegebenen Druck einzuregeln.
- **Stromregelung der Ventile**  
Der von den Druckregelungen vorgegebene Strom wird hier für die Ventile eingeregelt.
- **Ölversorgung**  
Die Ölversorgung stellt in diesem Fall eine über Keilriemen angetriebene geregelte Flügelzellenpumpe dar. Der konstante Ölstrom, trotz stark variierender Verbrennungsmotordrehzahl, wird durch ein integriertes Stromregelventil geregelt. Darüber hinaus wird ein Überdruckventil verwendet, das den Druck auf 120 bar beschränkt.

Die MFMs Stromregelung der Ventile und die Ölversorgung sind in Abbildung 4.8 nicht detailliert dargestellt, da es sich hier um Zulieferteile handelt, die schon als geregelte Zukaufteile verwendet wurden. Dies gilt auch für die Drehzahlregelung der Modulatoreinheit aus dem Lenkkreis. Die dynamischen Eigenschaften dieser Subsysteme finden durch reduzierte Black-Box-Modelle Berücksichtigung.

Für den Lenkkreis sind dies die folgenden Subsysteme:

- **MFM Lenkkreis**  
Hier wird das Verhältnis Lenkradwinkel zu Lenkzylinderweg eingestellt.
- **MFM Modulatorkreis**  
Dieses MFM stellt ein weggeregeltes System dar, welches das vom Lenkkreis vorgegebene Übersetzungsverhältnis realisiert.
- **MFM Modulatoreinheit**  
Die Modulatoreinheit stellt ein Motor-Pumpen-Aggregat dar, das drehzahl geregelt betrieben wird. Hier gibt es unterlagert einen Stromregler, der als solcher wieder ein MFM darstellt.



Die Systeme Lenkkreis und Servokreis sind zum Einen über die mechanische Kopplung der beiden Zylinder miteinander verbunden, was im Folgenden diskutiert wird. Zum Anderen dient das am Lenkrad gemessene Moment als Eingangssignal für den Servokreis, diese Verbindung wird im darauf folgenden Punkt untersucht.

- **Mechanische Kopplung des MFM Lenkkreis mit dem MFM Servokreis**  
Die im MFM Servokreis dargestellte Regelung soll vollständig am festgelegten Servozylinder durchgeführt werden. Wegen der mechanischen Kopplung mit dem Lenkkreis muss die Bewegung des Servozylinders zugelassen werden. Die Bewegung beeinträchtigt die unterlagerten Druckregelkreise (siehe hierzu auch Kapitel 2.3.3.2), was beim Entwurf des MFM Druckregelung berücksichtigt wird. Die Rückwirkung des Servokreises auf den Lenkkreis ist durch die am Lenkzylinder wirkenden Kräfte gegeben.
- **Informationstechnische Kopplung des MFM Lenkkreis mit dem MFM Servokreis**  
Das am Lenkrad vorliegende Moment wird zur Vorgabe des im Servokreis einzustellenden Druckes verwendet. Dabei ist es unerheblich, ob das Moment aus den Drucksensoren oder aus einer separaten Momentenmessung bestimmt wird. Die Rückführung des Momentes auf den Servokreis kann zu Instabilitäten der Lenkung führen, was in Kapitel 4.1.2 diskutiert wurde und im Regler des MFM Servolenkung berücksichtigt werden muss.

Im Folgenden wird der mechatronische Entwurf des Lenkkreises und des Servokreises betrachtet. Dabei werden die angedeuteten Verkopplungen zwischen diesen beiden Kreisen vorerst vernachlässigt und erst später beim Entwurf des MFM Servolenkung berücksichtigt.

## 4.2.2 Mechatronischer Entwurf des Lenkkreises

Aufgabe des MFM Lenkkreis ist es, das von dem MFM Servolenkung vorgegebene Übersetzungsverhältnis Lenkradwinkel zu Lenkzylinderweg umzusetzen. In den folgenden Kapiteln soll hierzu die Modellbildung, die Analyse, die Identifizierung und die Reglersynthese des Lenkkreises untersucht werden. Besonderes Augenmerk wird dabei vorerst auf die unterlagerten Subsysteme wie den Modulatorkreis und die Modulatoreinheit gelegt.

Die Funktion des MFM Modulatorkreis besteht darin, einen stationär genauen Wegregelkreis darzustellen. Stationäre Genauigkeit wird an dieser Stelle gefordert, da innerhalb des Lenkkreises wie auch des Modulatorkreises die Leckölverluste kompensiert werden müssen. Darüber hinaus gibt es bzgl. der Bandbreite dieses Wegregelkreises spezielle Anforderungen. Da der Fahrer in der Regel bis zu 5 Hz Lenkradwinkel Anregungen in das System einbringen kann, wird gefordert, den Wegregelkreis bis zu einer Eckfrequenz von 10 Hz auszulegen.

Die Modulatoreinheit wurde als eine drehzahlgeregelte Motorpumpeneinheit eingebunden. Auf die Drehzahlregelung wird an dieser Stelle nicht mehr eingegangen. In Kapitel 7.3 wird nur das an dieser Stelle verwendete reduzierte Modell dieser Drehzahlregelung beschrieben. Dieses reduzierte Modell wurde mit dem in Kapitel 3 entwickelten Identifizierungsverfahren erstellt.

#### 4.2.2.1 Modellbildung und Analyse des Modulatorkreises

Die detaillierte Modellbildung des Modulatorkreises wird in Kapitel 7.3 durchgeführt. An dieser Stelle wird nur auf die modellierten Komponenten und das Ergebnis hingewiesen. Das physikalische Ersatzmodell ist in Abbildung 4.9 dargestellt:

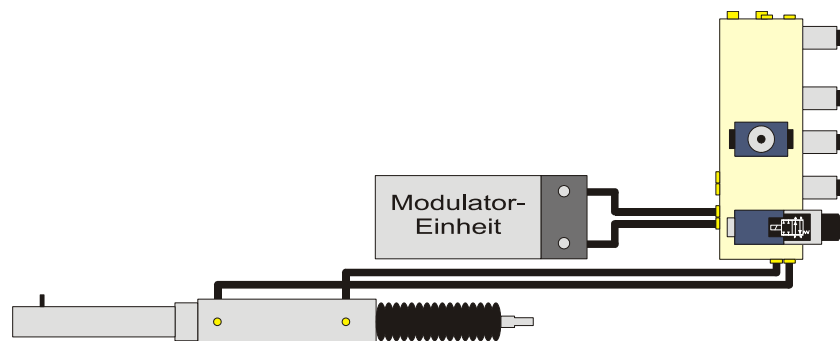


Abbildung 4.9: Physikalisches Ersatzmodell des Modulatorkreises

Folgende Komponenten wurden bei der Modellbildung berücksichtigt:

- Der Antriebsmotor  
Anhand von gemessenen Frequenzgängen wurde ein Motormodell 4. Ordnung erstellt.
- Das Getriebe zwischen Antriebsmotor und Pumpe
- Die Pumpe
- Der Lenkzylinder mit den Zylinderkammern
- Die Rohrleitungen  
Messungen (siehe Abbildung 4.11 und Abbildung 4.12) haben ergeben, dass der Einfluss der Rohrleitungen auf die Dynamik des Gesamtsystems nicht vernachlässigt werden darf. Aus diesem Grund wurden zwei Rohrleitungsmodelle, welche die Pumpe mit den jeweiligen Zylinderkammern verbinden, mit einbezogen. Da die Rohrleitungen bzgl. ihrer Länge und Querschnitte gleich sind, wurden die Modelle hierfür gleich parametrisiert.

Die Verknüpfung all dieser Modellkomponenten führt zu dem in Abbildung 4.10 dargestellten Gesamtmodell.

### Analyse des Gesamtsystems

Das dargestellte Modell ist ein lineares Modell, das gemäß der Ordnungen der Teilsysteme eine Systemordnung von 14 aufweist. Dieses Modell soll für die Reglerauslegung herangezogen werden. Vorerst muss das Modell parametrisiert werden, da noch eine Vielzahl von physikalischen Parametern nicht identifiziert sind. Sie sind im Folgenden aufgeführt:

- der Leckölkoeffizient der Pumpe  $c_{Leck}$ ,
- die Leitungskapazität  $C_L$ ,
- die Leitungsinduktivität  $L_L$ ,
- der Leitungswiderstand  $R_L$ ,
- die hydraulische Kapazität der Zylinderkammer  $C_{Hyd}$ .

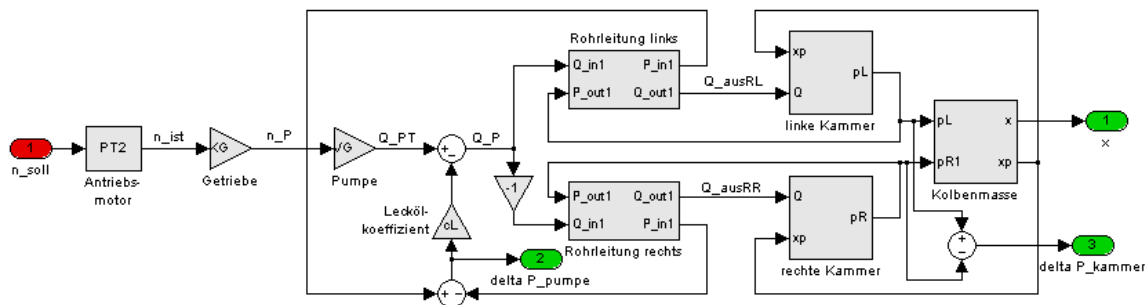


Abbildung 4.10: Gesamtmodell des Modulatorkreises

Bei diesen Parametern handelt es sich im Wesentlichen um Rohrleitungsparameter. Wie bei der Identifizierung des HP-Federbeins (Kapitel 3.4) werden bei der Modulatoreinheit die Drücke vor und hinter den Rohrleitungen gemessen. Um den Einfluss des Motors auszuschließen, wird als Eingang dieser Untersuchung die Istdrehzahl anstelle der Solldrehzahl verwendet. Somit werden zur Identifizierung der Modulatoreinheit die Frequenzgänge von der Druckdifferenz in den Zylinderkammern ( $\Delta p_K$ ) zur Istdrehzahl ( $n_{ist}$ ) und von der Druckdifferenz an der Pumpe ( $\Delta p_P$ ) zur Istdrehzahl ( $n_{ist}$ ) verwendet. Darüber hinaus wird die Kolbenbewegung für diese Untersuchungen unterdrückt.

Durch die Arretierung des Kolbens, die Wahl von gleichen Rohrleitungsmodellen, die damit einhergehende Modellsymmetrie und die Vernachlässigung der Motordynamik durch Verwendung der Istdrehzahl bei der Bestimmung der Frequenzgänge verkleinert sich die Systemordnung auf 3.

Die Herleitung der analytischen Übertragungsfunktionen ist in Kapitel 7.3 näher erläutert; an dieser Stelle werden lediglich die Ergebnisse präsentiert:

$$\begin{aligned}
G_{n_{ist} \rightarrow \Delta p_K} &= \frac{\Delta p_K}{n_{ist}} \\
&= \frac{V_G \cdot K_G \cdot Skal_n \cdot Skal_p / c_{Leck}}{\frac{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot L_L}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s^3 + \frac{(2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot L_L + C_{Hyd} \cdot C_L \cdot R_L)}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s^2 + \dots} \\
&\quad \dots + \frac{(2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot R_L + C_{Hyd} + C_L)}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s + 1 \\
G_{n_{ist} \rightarrow \Delta p_P} &= \frac{\Delta p_P}{n_{ist}} = \frac{V_G \cdot K_G \cdot Skal_n \cdot Skal_p}{c_{Leck}} \\
&\quad \cdot \frac{C_{Hyd} \cdot L_L \cdot s^2 + C_{Hyd} \cdot R_L \cdot s + 1}{\frac{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot L_L}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s^3 + \frac{(2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot L_L + C_{Hyd} \cdot C_L \cdot R_L)}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s^2 + \dots} \\
&\quad \dots + \frac{(2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot R_L + C_{Hyd} + C_L)}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s + 1
\end{aligned} \tag{4.5}$$

#### 4.2.2.2 Identifizierung des Modells

Zur Identifizierung des Modells wird die in Kapitel 3.3 eingeführte mehrstufige Identifizierungstechnik verwendet. Die erste Stufe (Modell- und Messdatenaufbereitung) wird hier nicht näher erläutert. Die Schritte die hier durchzuführen sind, sind analog zu denen des Kapitels 3.4.2 bei der Identifizierung des HP-Federbeins. Die analytische Aufbereitung der Übertragungsfunktionen wird in Kapitel 7.3 durchgeführt. Damit kann direkt mit Stufe 2 begonnen werden.

##### Stufe 2 (Erstellen von Grey/Black-Box-Modellen)

In dieser Stufe werden anhand der gemessenen Frequenzgänge Grey-Box-Modelle für die einzelnen Übertragungspfade erstellt. Die Zähler- und Nennerordnung, die zum Anpassen der Frequenzgänge verwendet wird, kann dabei den Übertragungsfunktionen aus Gl. 4.5 entnommen werden. Somit sind der Frequenzgang zum Kammerdruck mit einer Zählerordnung 0 und einer Nennerordnung 3 sowie der Frequenzgang zum Pumpendruck mit einer Zählerordnung 2 und einer Nennerordnung von 3 anzupassen. Dabei sind die Nenner der beiden Übertragungsfunktionen identische. Das Ergebnis ist in Abbildung 4.11 und Abbildung 4.12 dargestellt, wobei jeweils die vom Grey-Box-Modell errechneten und die gemessenen Frequenzgänge gegenübergestellt wurden.

Die dazugehörigen Grey-Box-Modelle haben folgendes Aussehen:

$$G_{(n_{ist} \rightarrow \Delta p_K)ident}(s) = \frac{9,321 \times 10^{-2}}{1,096 \times 10^{-6} s^3 + 2,832 \times 10^{-4} s^2 + 3,986 \times 10^{-1} s + 1} \tag{4.6}$$

$$G_{(\Delta p_p \rightarrow n_{ist})ident}(s) = \frac{9,321 \times 10^{-2} (4,291 \times 10^{-6} s^2 + 1,037 \times 10^{-3} s + 1)}{1,096 \times 10^{-6} s^3 + 2,832 \times 10^{-4} s^2 + 3,986 \times 10^{-1} s + 1} \quad (4.6)$$

Wird nun Gl. 4.5 mit Gl. 4.6 verglichen, fällt auf, dass bei der Identifizierung der gleiche Nenner und die gleiche statische Verstärkung der Übertragungsfunktionen berücksichtigt wurden.

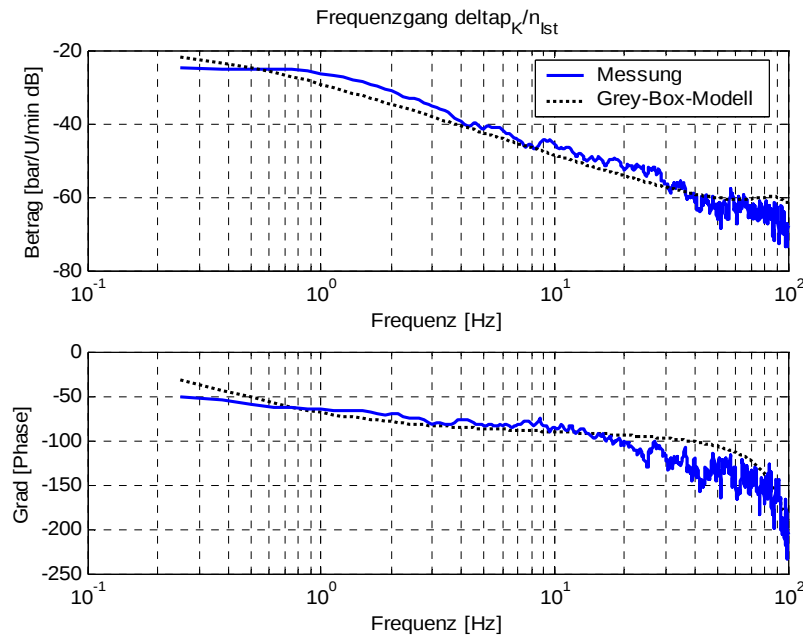


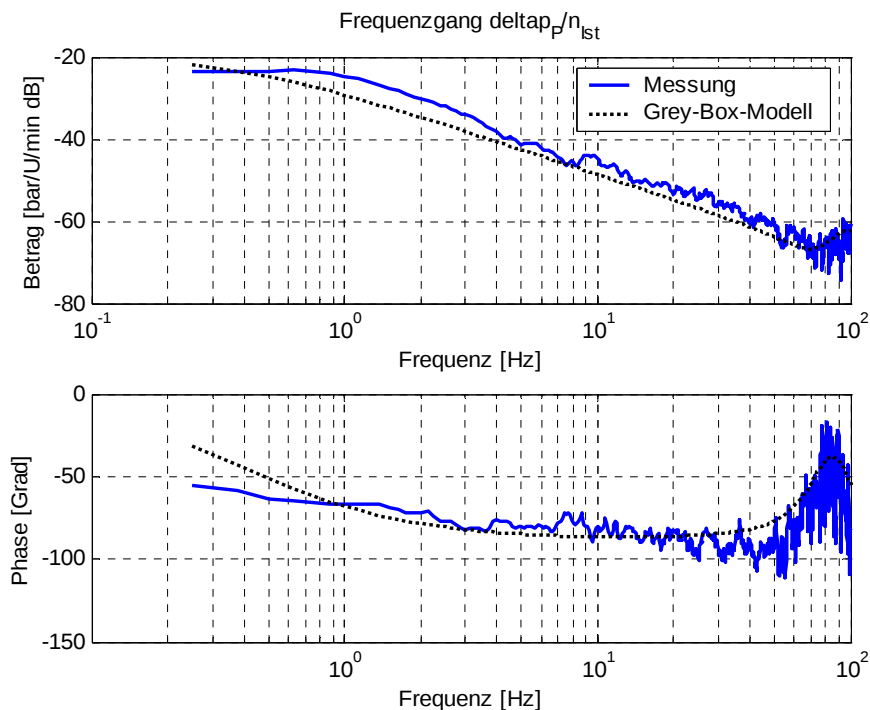
Abbildung 4.11: Gemessene und von dem Grey-Box-Modell errechneten Frequenzgänge (Kammerdruck)

### Stufe 3 (Koeffizientenvergleich)

Das Bestimmen der physikalischen Parameter wird nun über den Koeffizientenvergleich durchgeführt. Dabei ergeben sich die in Gl. 4.7 dargestellten 6 Gleichungen<sup>1</sup>:

$$\begin{aligned} \frac{V_G \cdot K_G \cdot Skal_n \cdot Skal_p}{c_{Leck}} &= 9,321 \times 10^{-2} \\ \frac{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot L_L}{2 \cdot c_{Leck}} &= 1,096 \times 10^{-6} \\ \frac{2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot L_L + C_{Hyd} \cdot C_L \cdot R_L}{2 \cdot c_{Leck}} &= 2,832 \times 10^{-4} \\ \frac{2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot R_L + C_{Hyd} + C_L}{2 \cdot c_{Leck}} &= 3,986 \times 10^{-1} \\ C_{Hyd} \cdot L_L &= 4,291 \times 10^{-6} \\ C_{Hyd} \cdot R_L &= 1,037 \times 10^{-3} \end{aligned} \quad (4.7)$$

1. Die gesuchten Parameter sind der Abbildung 4.13 zu entnehmen.



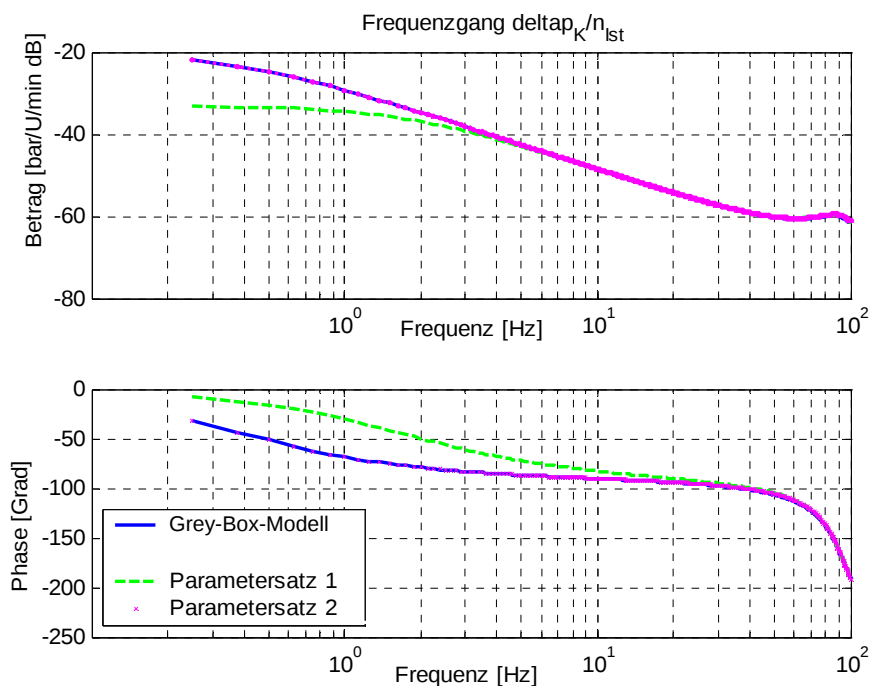
**Abbildung 4.12: Gemessene und von dem Grey-Box-Modell errechneten Frequenzgänge (Pumpendruck)**

Hierbei handelt es sich um ein überbestimmtes Gleichungssystem mit 6 Gleichungen und 5 Unbekannten. Zum Auffinden von Abhängigkeiten und Widersprüchen in den Gleichungen können die Gröbner-Basen [Adams] verwendet werden. Durch Weglassen von einer Gleichung können auf z. B. zwei Gleichungssätze zu jeweils 5 Gleichungen zurückgegriffen werden. Die Lösungen dieser beiden Gleichungssätzen führt auf zwei Parametersätze welche in Abbildung 4.13 dargestellt sind.

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $c_{\text{Leck}} = 1,945 \times 10^{-13} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{N}/\text{m}^2}$<br>$C_L = 2,343 \times 10^{-14} \text{m}^5/\text{N}$<br>$R_L = 8,157 \times 10^{10} \text{N}/\text{m}^5$<br>$L_L = 3,376 \times 10^8 \text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^5$<br>$C_{\text{Hyd}} = 1,271 \times 10^{-14} \text{m}^5/\text{N}$ | $c_{\text{Leck}} = 4,585 \times 10^{-14} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{N}/\text{m}^2}$<br>$C_L = 2,343 \times 10^{-14} \text{m}^5/\text{N}$<br>$R_L = 7,964 \times 10^{10} \text{N}/\text{m}^5$<br>$L_L = 3,296 \times 10^8 \text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^5$<br>$C_{\text{Hyd}} = 1,302 \times 10^{-14} \text{m}^5/\text{N}$ |
| Parametersatz 1                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | Parametersatz 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |

**Abbildung 4.13: 2 Parametersätze des identifizierten Modulatorkreises**

Die Frequenzgänge des Modells mit beiden Parametersätzen und die Frequenzgänge des Grey-Box-Modells sind in Abbildung 4.14 und Abbildung 4.15 gegenübergestellt. Das Modell mit Parametersatz 2 stimmt dabei sehr genau mit dem Grey-Box-Modell überein<sup>1</sup>, so dass mit diesem Parametersatz ein ausreichendes Anpassungsergebnis erzielt wurde. Für den 2. Parametersatz wurden die Gl. 1, 2, 4, 5 und 6 aus Gl. 4.7 verwendet. Im folgenden wird mit diesem Parametersatz weiter gearbeitet.



**Abbildung 4.14: Vergleich physikalische Modelle und Grey-Box-Modell (Kammerdruck)**

In der vierten Stufe des Identifizierungsverfahrens soll das bis dahin erzielte Ergebnis mit Hilfe eines Optimierungsverfahrens verbessert werden. Für diesen Anwendungsfall war eine weitere Optimierung nicht mehr möglich, so dass davon ausgegangen werden kann, dass mit dieser Modellierungstiefe und den ersten 3 Stufen des Verfahrens das bestmögliche Ergebnis erzielt wurde.

1. Das Modell mit dem 2. Parametersatz liegt in Abbildung 4.14 und Abbildung 4.15 genau über dem des Grey-Box-Modell.

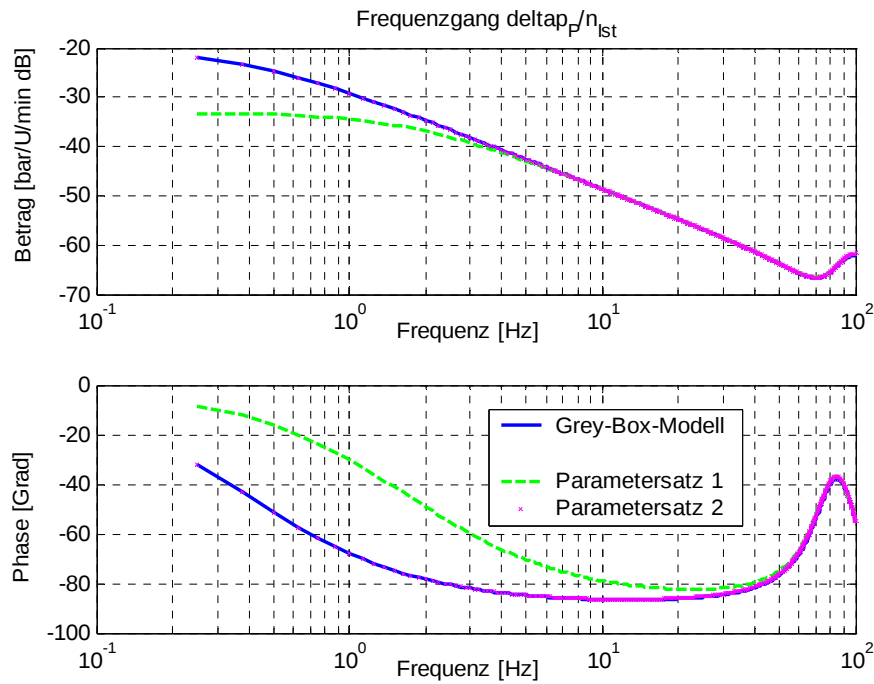


Abbildung 4.15: Vergleich physikalische Modelle und Grey-Box-Modell (Pumpendruck)

Zur Reglerauslegung des Modulatorkreises wird das identifizierte Modell um den unbelasteten (frei beweglichen) Lenkzylinder erweitert. Die Herleitung dieses Modells kann in Kapitel 7.3 nachvollzogen werden. Für die Auslegung des Reglers ist das Übertragungsverhalten von der Istdrehzahl des Maxonmotors  $n_{ist}$  zum Lenkzylinderweg  $x_L$  abzuleiten, dessen Form in Gl. 4.8 dargestellt ist:

$$G_{x \rightarrow n_{ist}} = \frac{2 \cdot A \cdot V_G \cdot K_G \cdot Skal_n}{m_{C_{Hyd}} C_L L_L \cdot s^5 + (2m_{C_{Leck}} C_{Hyd} L_L + m_{C_{Hyd}} C_L R_L + d_K C_L C_{Hyd} L_L) \cdot s^4} \quad (4.8)$$

$$\frac{\dots}{\dots + (2A^2 C_L L_L + 2m_{C_{Leck}} C_{Hyd} R_L + 2d_K C_{Leck} C_L C_{Hyd} L_L + d_K C_L C_{Hyd} R_L + m_{C_{Hyd}} + m_{C_L}) \cdot s^3}$$

$$\frac{\dots}{\dots + (2A^2 C_L R_L + 2d_K C_{Leck} C_{Hyd} R_L + 2m_{C_{Leck}} + d_K C_L + d_K C_{Hyd} + 4A^2 C_{Leck} L_L) \cdot s^2}$$

$$\frac{\dots}{\dots + (2A^2 + 2d_K C_{Leck} + 4A^2 C_{Leck} R_L) \cdot s}$$

Diese Modellgleichung bezieht sich im Wesentlichen auf dieselben Parameter wie die Übertragungsfunktionen aus Gl. 4.5. Hinzugekommen sind lediglich die Parameter Kolbenmasse  $m$  [Kg] und die Querschnittsfläche  $A$  [m<sup>2</sup>]. Diese Parameter sind jedoch durch Messungen einfach zu bestimmen und erzeugen keinen weiteren Identifizierungsaufwand.

Der Modellfrequenzgang ist dem am Prüfstand gemessenen Frequenzgang, von der Solldrehzahl des Motors hin zum Zylinderweg, in Abbildung 4.16 gegenübergestellt. Bei diesem Frequenzgang ist das Modell des Subsystems Modulatoreinheit schon berücksichtigt (siehe Blockschaltbild Abbildung 4.10 und die Herleitung des Modells in Kapitel 7.3.1). Mit Hilfe dieses sehr gut identifizierten Modells soll nun die Reglerauslegung folgen.

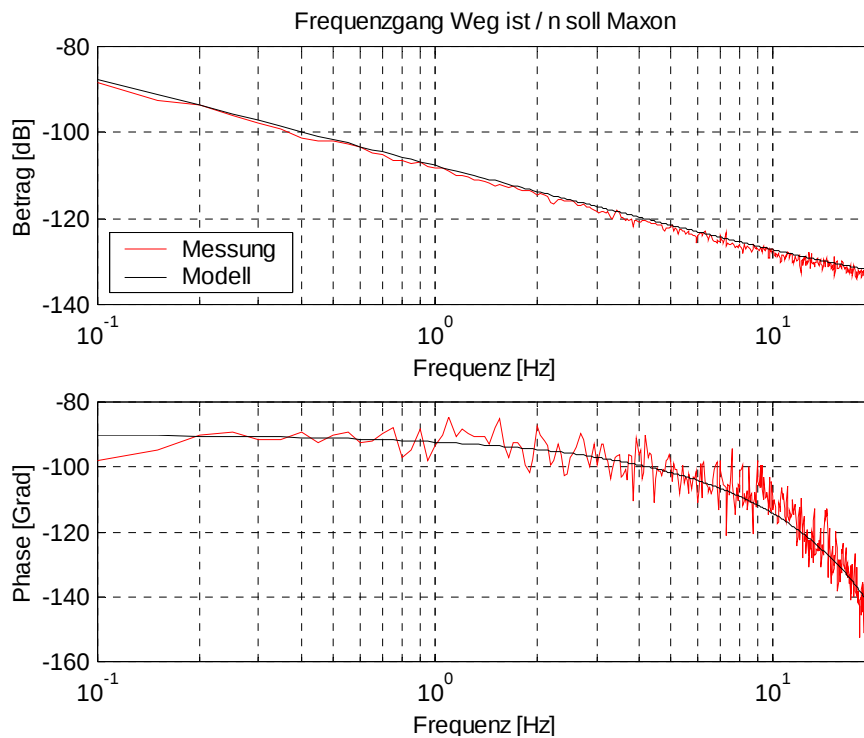


Abbildung 4.16: Gemessener und gerechneter Frequenzgang  $G_{n_{\text{Soll}} \rightarrow x}$

### 4.2.2.3 Reglerauslegung des Lenkkreises

#### Modulatorkreis

Auch bei der Reglerauslegung des Lenkkreises steht zuvor der Regler des Modulatorkreises im Vordergrund. Die Auslegung dieses Reglers ist aufgrund der Gestalt des in Abbildung 4.16 dargestellten Frequenzganges trivial. Unter Zuhilfenahme des Nyquist-Kriteriums kann hier ein P-Regler begründet werden. Dank des I-Verhaltens des Systems ist von stationärer Genauigkeit auszugehen. Darüber hinaus kann aufgrund der ausreichenden Phasenreserve bei 12 Hz die Verstärkung des P-Faktors so eingestellt werden, dass sich für den geschlossenen Regelkreis eine Bandbreite von ca. 12 Hz einstellt. Die ausreichende Phasenreserve und damit die hohe Dämpfung des Regelkreises sind besonders wichtig, da Überschwinger im Wegregelkreis auch zu Überschwingern im Druck führen, was wiederum ein Schwingen im spürbaren Lenkradmoment verursacht (vgl. Abbildung 4.20).

Die Resultate des geschlossenen Regelkreises sind in Abbildung 4.17 (im Frequenzbereich) und in Abbildung 4.18 (im Zeitbereich) dargestellt. Des Weiteren sind den Messungen am Prüfstand die entsprechenden Modellergebnisse gegenübergestellt. Die Grundlage des Modells bildete dabei das in Abbildung 4.10 dargestellte Blockschaltbild zusammen mit den aus Kapitel 4.2.2.2 identifizierten Modellparametern. Damit liegt den Ergebnissen ein Modell 14. Ordnung zu grunde:

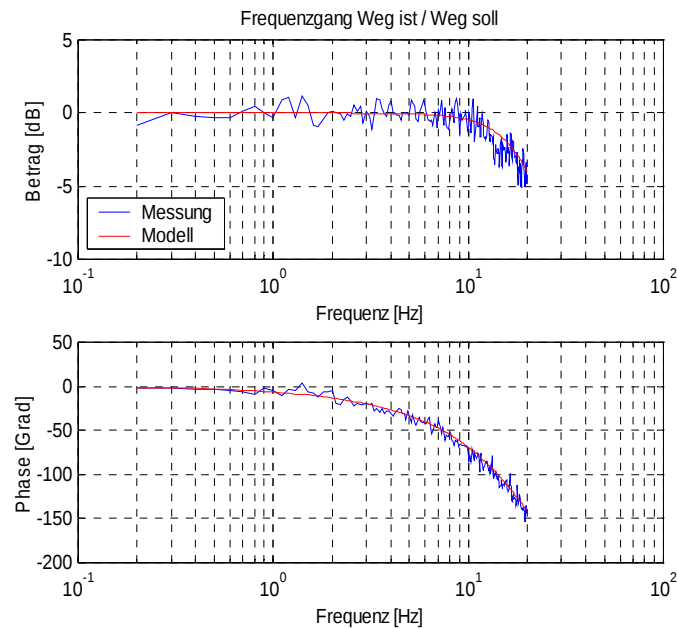


Abbildung 4.17: Frequenzgang geschlossener Regelkreis ohne Last

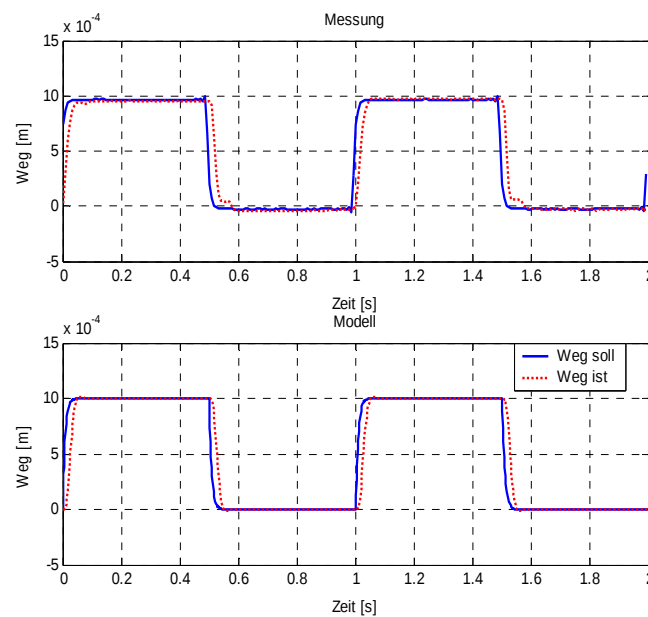


Abbildung 4.18: Sprungantworten des Regelkreises

## Lenkkreis

Bei der Betrachtung des Lenkkreises wird der Modulatorkreis um die physikalischen Bauteile des Lenkkreises wie die Lenkradpumpe und um den Regler des Lenkkreises erweitert. Damit ergibt sich für den Lenkkreis das in Abbildung 4.19 dargestellte Blockschaltbild:

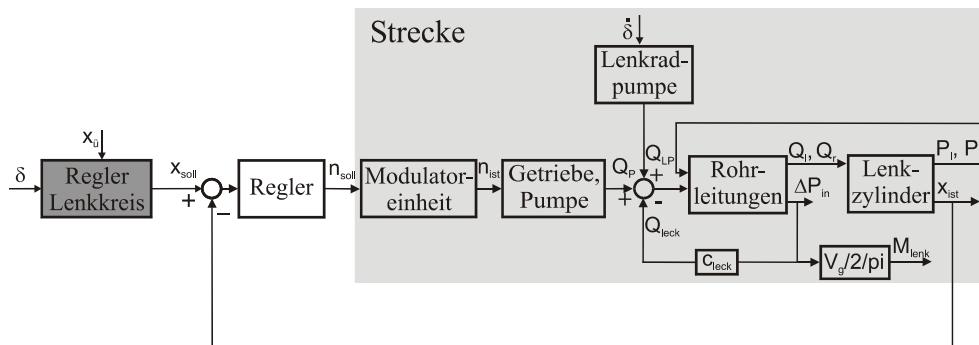


Abbildung 4.19: Blockschaltbild des MFM Lenkkreis

Da der hydraulische Kreis der Lenkradpumpe mit dem des Modulatorkreises verkoppelt ist, ist die Abstimmung des Modulatorregelkreises im Gesamtsystem Lenkkreis noch einmal zu überprüfen. Des Weiteren kann durch die Berücksichtigung der Lenkradpumpe nunmehr das Lenkradmoment  $M_{\text{Lenk}}$  in die Untersuchungen mit einbezogen werden. Das Lenkradmoment errechnet sich durch die Druckdifferenz  $\Delta P_{\text{in}}$  [N/m<sup>2</sup>] am Eingang der Leitung, multipliziert mit dem Schluckvolumen  $V_g$  [m<sup>3</sup>/rad]<sup>1</sup>. Falls das Übersetzungsverhältnis  $x_{\text{Ü}}$ , das vom MFM Servolenkung vorgegeben wird, so eingestellt ist, dass der Lenkzylinderweg  $x_{\text{ist}}$  allein durch den Ölstrom der Lenkradpumpe eingestellt werden kann<sup>2</sup>, so muss der Modulatorkreis nur das Lecköl kompensieren. Damit die Regelung jedoch statisch genau ist, muss auf den Regelkreis der Modulareinheit der Sollweg  $x_{\text{soll}}$  aufgeschaltet werden. Für dieses Gedankenspiel wurde das Experiment aus Abbildung 4.18 mit der Berücksichtigung des Ölstroms aus der Lenkradpumpe simuliert und in Abbildung 4.20 dargestellt. Darüber hinaus wird das neue System in Abbildung 4.21 mit dem ursprünglichen Modulatorkreis im Frequenzbereich verglichen (es ist der offene Regelkreis dargestellt).

Es ist zu erkennen, dass sich die Dynamik maßgeblich verschlechtert hat. Im Zeitbereich ist ein deutlicher Überschwinger zu erkennen. Insbesondere schwingt das Lenkradmoment mit ca. 1 Nm über. Wird dieses Lenkradmoment auf den Servokreis über die Momenten-Druck-Kennlinie (Abbildung 4.1) aufgeschaltet, so können hiermit Druckschwankungen von 30 bar bei 5 Nm hervorgerufen werden<sup>3</sup>. Am Frequenzgang in Abbildung 4.21 kann abgelesen werden (gestrichelte Linie), dass die Betragskennlinie die 0-dB-Linie nicht mehr mit -20 dB Abfall schneidet,

1. Bei dieser Modellierungstiefe wurde davon ausgegangen, dass der Wirkungsgrad der Pumpe 1 beträgt.
2. Es wird postuliert, dass für diesen Fall das Übersetzungsverhältnis  $x_{\text{Ü}} = 1$  ist.
3. Bei diesen Überlegungen wird vorerst die Dynamik des Servokreises vernachlässigt.

so dass das Nyquist-Kriterium zum Reglerentwurf nicht mehr uneingeschränkt anwendbar ist. Somit wäre der einfache P-Reglerentwurf mittels Nyquist-Kriteriums bei sofortiger Betrachtung des Gesamtsystems nicht möglich gewesen. Erst der strukturierte Entwurf ermöglicht diese geringe Komplexität beim Reglerentwurf durch die Verteilung der Fragestellungen auf einzelne Subsysteme. Wie der Lenkkreis dabei in den Modulatorkreis eingebunden wird, wird im Folgenden diskutiert.

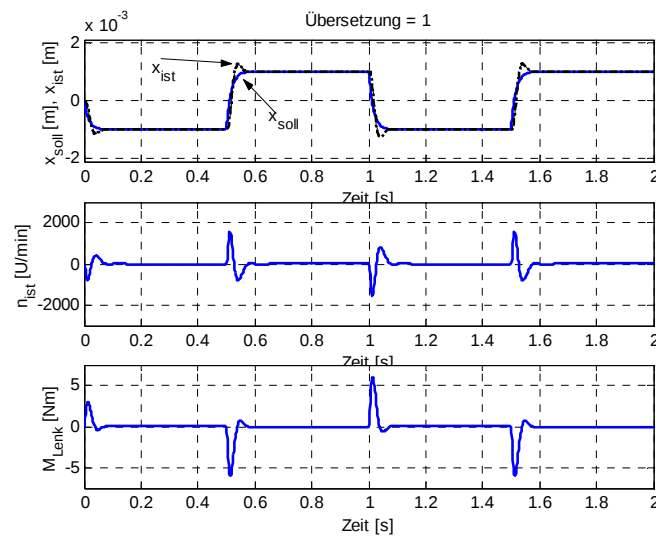


Abbildung 4.20: Simulation des Lenkkreises ohne Vorsteuerung

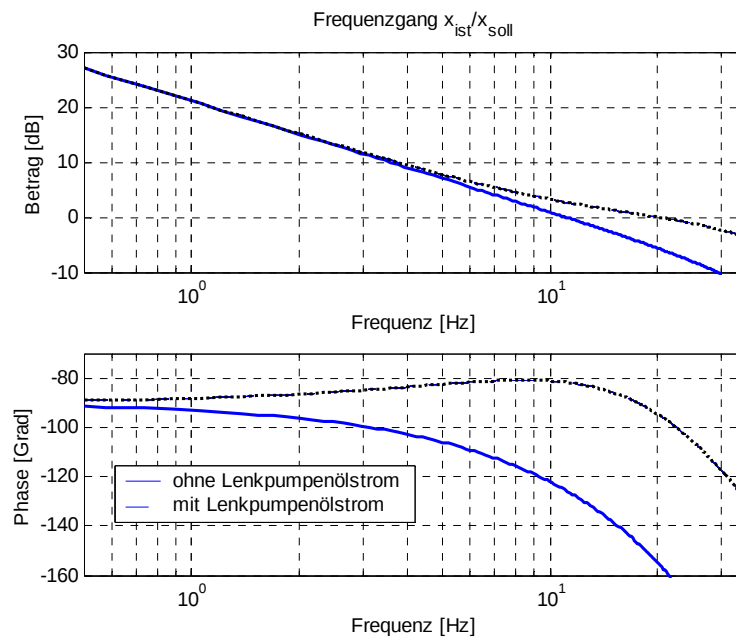


Abbildung 4.21: Frequenzgänge mit und ohne Lenkkreis

Aufgabe des Reglers des Lenkregelkreises ist, die Nachteile, die durch die Kopplung zwischen Modulatorkreis und Lenkkreis entstanden sind, zu beseitigen. Das oben dargestellte Szenario entspricht einem Worst-Case-Szenario, in dem der komplette Ölstrom von der Lenkradpumpe gestellt wird. Bei kleiner werdenden Übersetzungen vom Lenkradwinkel/Zahnstangenweg muss die Modulatoreinheit auch einen Ölstrom generieren, und somit geht der Frequenzgang "mit Lenkpumpenölstrom" wieder in den Frequenzgang "ohne Lenkpumpenölstrom" über. Insofern muss der Lenkregelkreis für den Fall der größten Übersetzung  $x_{\ddot{u}}=1$  ausgelegt werden. Größere Übersetzungen werden nicht betrachtet, da die passive Abstimmung der Lenkung so gewählt wurde, dass die passive Übersetzung aus Sicherheitsgründen maximal ist. Darüber hinaus erzeugt das Manöver maximale Lenkradwinkelgeschwindigkeiten von 1000 Grad/s. Solche Lenkradwinkelgeschwindigkeiten können nur sehr kurzfristig bei Anlenkvorgängen entstehen. Beim schnellen Parkieren, bei dem das Lenkrad von Anschlag zu Anschlag gedreht wird, entstehen max. ca. 500 Grad/s. Bei weniger dynamischen Fahrmanövern entschärft sich das Problem nochmals.

Während dieser dynamischen Lenkmanöver mit gleichzeitigem geringen Übersetzungsverhältnis wird zum Einen der Ölstrom von der Lenkpumpe gefördert, zum Anderen stellt die Modulatorpumpe einen Ölstrom. Die Hierarchieebene Lenkkreis weiß sowohl von dem einen als auch von dem anderen Ölstrom, entsprechend sollte diese Ebene den geforderten Ölstrom auch koordinieren. Hierzu wird die in Abbildung 4.22 aufgezeigte Regelstrategie vorgeschlagen:

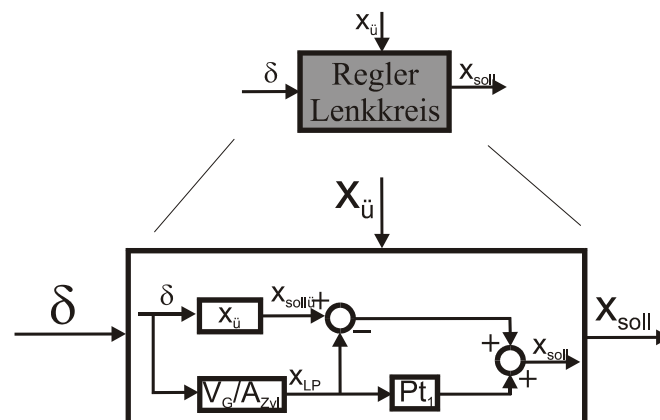


Abbildung 4.22: Regelstrategie des Lenkkreises

Bei dieser Regelstrategie wird der von der Lenkradpumpe gestellte Zylinderweg  $x_{LP}$  vom aus dem Übersetzungsverhältnis berechneten Sollweg  $x_{soll\ddot{u}}$  abgezogen. Diese Differenz kann aber nicht als Sollweg  $x_{soll}$  verwendet werden, da ansonsten der Regelkreis nicht statisch genau wäre. Es wird vielmehr der tiefpassgefilterte Zylinderweg  $x_{LP}$  wieder addiert. So ist sichergestellt, dass für hochdynamische Lenkvorgänge der aus der Lenkradpumpe gestellte Volumenstrom

nicht hochfrequent mit aufgeschaltet wird. Die Filterkonstante des PT1-Gliedes wurde im Rahmen einer rechnergestützten Optimierung bestimmt. Die Ergebnisse dieser Regelung sind in Abbildung 4.23 für unterschiedliche Übersetzungen  $x_{ij}$  dargestellt.

Die in Abbildung 4.22 dargestellte Regelstrategie entspricht der in Kapitel 2.3.3.2 vorgestellten Entkopplung durch Vorsteuerung in der nächsthöheren Hierarchieebene. Hierdurch wird der Weg unabhängig von dem vom MFM Servolenkung vorgegebenen Übersetzungsverhältnis mit annäherungsweise konstantem dynamischen Verhalten eingeregelt, und die geforderten Drehzahlen werden minimiert, was zudem noch energetisch günstiger ist (vgl. Abbildung 4.20 und Abbildung 4.23). Die Lenkradmomente weisen keinen Überschwinger mehr auf. Es ist jedoch bei einem höheren Übersetzungsverhältnis ein höheres Lenkradmoment erforderlich. Begründet werden kann das durch die höher werdenden Beschleunigungen der Ölsäule und des Servozylinders. Dies kann sehr wohl auch ein gewollter Effekt sein, um dem Fahrer ein höheres Übersetzungsverhältnis zu signalisieren. Er kann durch die spätere Einbindung des Servokreises und damit einer höheren Unterstützungskraft wieder aufgehoben bzw. dessen Größe kann eingestellt werden.

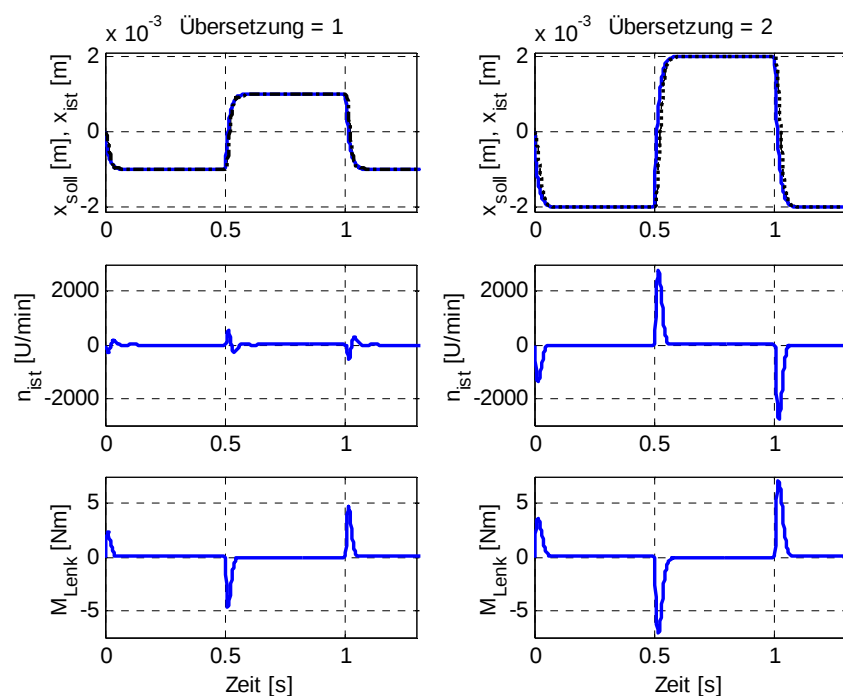


Abbildung 4.23: Simulation des Lenkkreises mit Vorsteuerung und unterschiedlichen Übersetzungen

### 4.2.3 Mechatronischer Entwurf des Servokreises

Der Entwurf des Servokreises wird analog zu dem des Lenkkreises durchgeführt. Beginnend mit der untersten Hierarchiestufe, werden die Modelle aufgebaut und identifiziert. Aufgrund der starken Nichtlinearität des Systems wird noch einmal explizit auf dessen Identifizierung an unterschiedlichen Betriebspunkten eingegangen. Hieran schließt sich dann die Reglerauslegung der einzelnen Hierarchiestufen an. Insbesondere die Erfahrungen aus der konventionellen Lenkung kommen hier zum Tragen.

Das zur Ölstromversorgung vorgesehene MFM wird hier nicht näher betrachtet und als konstante Ölstromquelle angesehen. Hierbei handelt es sich um eine Flügelzellenpumpe mit integriertem Stromregelventil und einem Überdruckventil<sup>1</sup>. Wegen dieser mechanischen Regelventile kann diese Einheit auch als eigenständiges MFM bezeichnet werden.

Die Druckregelung wird durch zwei Servoventile, die in einem hydraulischen Open-Center-Kreis angeordnet sind, realisiert. Dabei übernimmt jeweils ein Ventil die Druckregelung einer Zylinderkammer. Hierdurch ergibt sich die in Abbildung 4.8 dargestellte Einteilung in einen linken bzw. rechten Druckregelkreis und in die übergeordnete Druckregelung. Die Auslegung dieser Teilsysteme wird in den folgenden Unterkapiteln abgehandelt.

#### 4.2.3.1 Modellbildung und -analyse der Druckregelkreise

Aufgrund der Symmetrie der beiden Kreise für die Druckregelung der linken bzw. der rechten Zylinderkammer wird vorerst nur das Subsystem linker Druckregelkreis betrachtet. Die Verschaltung dieser beiden Systeme wird im MFM Druckregelung vorgenommen. Dabei resultieren die im Folgenden vorgestellten einfachen Modelle erst aus dieser modularen Herangehensweise. Wie in [Ruste] gezeigt wird, hat das ursprüngliche Modell eine weitaus höhere Komplexität der Ordnung 11.

Zur Auslegung des Druckregelkreises wird zunächst das folgende, in Abbildung 4.24 dargestellte Einkammersystem betrachtet. Es entspricht dem Servokreis, wobei der Servozylinder festgelegt wurde. Eine Bewegung bei freigelegtem Servozylinder kann durch die Vorsteuerung des Ölstroms ausgeglichen werden (siehe Abbildung 2.15 aus Kapitel 2.3.3.2). Dies wird bei der Auslegung des MFM Servolenkung in Kapitel 4.2.4 diskutiert.

Unter Verwendung des in Abbildung 4.24 dargestellten Ersatzmodells und der weiter unten angegebenen Gleichungen kann das mathematische Modell hergeleitet werden.

Folgende Komponenten des Servokreises werden dabei berücksichtigt:

- Lenkhilfepumpe

---

1. Dieses Subsystem ist von der konventionellen hydraulischen Servolenkung übernommen worden.

Sie wird als konstante Volumenstromquelle mit  $Q_P = \text{konst}$  betrachtet.

- Druckkammer des Servozyinders mit  $p_L = \frac{1}{C_{Hyd} \cdot s} \cdot (Q_{inL} - A \cdot x \cdot s)$

- Spule und Steuerschieber eines Drosselventils

Sie wird im ersten Ansatz als Black-Box-Modell berücksichtigt und in späteren Arbeitsschritten identifiziert. Dies ist notwendig, da an den Ventilen keine Messgrößen zur Identifizierung zur Verfügung stehen und darüber hinaus der Hersteller keine Angaben über dieses System macht. Die Gleichung für das Ventil lautet:  $x_s = G_{BB} \cdot u_e$ .

- Ventilkennlinien

Der Durchfluss durch das Ventil hängt vom Druck und der Steuerschieberspannung ab mit

$$Q_{PB} = Q_{nom} \cdot \left(1 - \frac{x_s}{u_{max}}\right) \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{p_{nom}}}$$

|      |                  |                                               |         |
|------|------------------|-----------------------------------------------|---------|
| mit: | $Q_P$            | Volumenstrom der Pumpe                        | $m^3/s$ |
|      | $p_L$            | Druck in der linken Kammer                    |         |
|      | $C_{Hyd}$        | Hydraulische Kapazität der Kammer             | $m^5/N$ |
|      | $Q_{inL}$        | Volumenstrom in die Kammer                    | $m^3/s$ |
|      | $Q_{PB}$         | über eine Steuerkante fließender Volumenstrom | $m^3/s$ |
|      | $Q_{nom}$        | Nenndurchfluss pro Steuerkante                | $m^3/s$ |
|      | $u_e$            | Ventileingangsspannung                        | V       |
|      | $u_{max}$        | maximale Ventileingangsspannung               | V       |
|      | $\Delta p$       | Druckdifferenz an der Steuerkante             | $N/m^2$ |
|      | $\Delta p_{nom}$ | Druckdifferenz bei Nenndurchfluss             | $N/m^2$ |
|      | $G_{BB}$         | Übertragungsfunktion des Ventils              | $m/V$   |
|      | $x_s$            | normierter Steuerschieberweg                  | m       |
|      | $x$              | Servozylinderweg                              | m       |

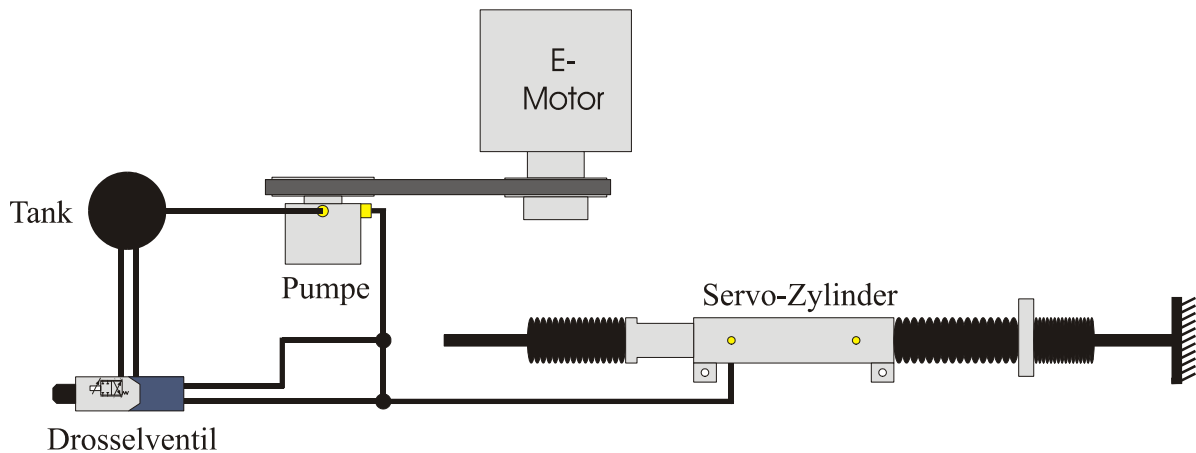


Abbildung 4.24: Einkammersystem zur Auslegung des Druckregelkreises

Der Motor und der Riementrieb werden vorerst vernachlässigt. Das dies eine zu grobe Einschränkung ist, wird im Folgenden noch gezeigt werden.

Durch die Vernachlässigung der hydraulischen Widerstände der Rohrleitungen und des Ventilblocks können die beiden Steuerkanten des Ventils zusammengefasst werden. Das folgende Blockschaltbild beschreibt das System aus Abbildung 4.24:

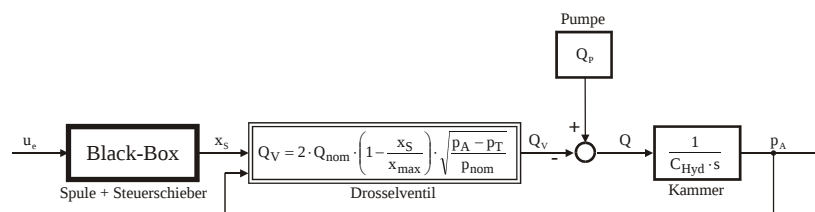


Abbildung 4.25: Blockschaltbild des Einkammersystems

Etwaige Rückwirkungen auf den Steuerschieber durch Druck- oder Strömungseinflüsse werden vernachlässigt.

### Linearisierung der Durchflussgleichung

In Abbildung 4.25 ist schon angedeutet, dass es sich bei dem Übertragungsglied des Drosselventils um ein nichtlineares Übertragungsglied handelt, das von der Ventilschieberstellung  $x_s$  und dem Kammerdruck  $p_A$  abhängig ist. Entwickelt man dieses Übertragungsglied in eine Taylorreihe um den Betriebspunkt  $(p_{AB}, x_{SB})$  und bricht diese nach dem linearen Glied ab, so erhält man folgendes lineares Übertragungsglied für das Drosselventil [Ruste]:

$$\Delta Q_V = \frac{Q_{nom}}{\sqrt{(p_{AB} - p_T) \cdot p_{nom}}} \cdot \left(1 - \frac{x_{SB}}{x_{max}}\right) \cdot \Delta p_A - 2 \cdot \frac{Q_{nom}}{x_{max}} \cdot \sqrt{\frac{p_{AB} - p_T}{p_{nom}}} \cdot \Delta x_S + \Delta Q_{VB} \quad (4.9)$$

$\Delta p_A$ ,  $\Delta x_S$ ,  $\Delta Q_{VB}$  und  $\Delta Q_V$  sollen dabei signalisieren, dass diese Gleichung jeweils nur in einem kleinen Bereich um den gewählten Betriebspunkt gültig ist. Nach dieser Erkenntnis gestaltet sich das Blockschaltbild des linearisierten Einkammermodells wie folgt:

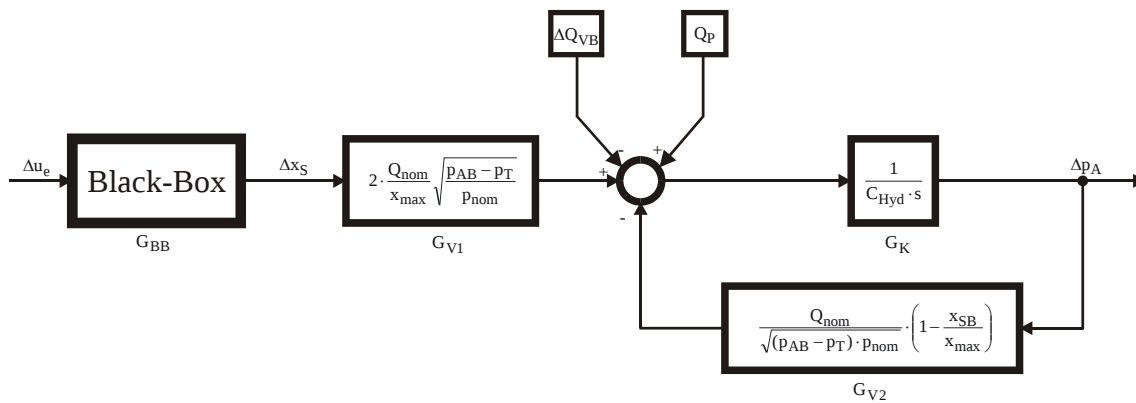


Abbildung 4.26: Blockschaltbild des linearisierten Einkammermodells

### Analyse des linearen Einkammermodells

Abbildung 4.26 zeigt das lineare Modell des Einkammersystems. Es hat die Systemordnung 1, wenn die Ventildynamik ( $G_{BB}$ ) vernachlässigt wird. Der von dem Ventilschieberweg unabhängige Anteil kann mit dem Übertragungsglied der Kammer zu einem PT1-Glied zusammengefasst werden. Der Pumpenvolumenstrom sowie der betriebspunktabhängige Volumenstrom des Drosselventils  $\Delta Q_{VB}$  bilden Störgrößen des linearen Systems.

Die Führungsübertragungsfunktion  $G_f$  lässt sich demnach berechnen zu:

$$G_f = \frac{\Delta p_A}{\Delta u_e} = \frac{G_K \cdot G_{V1} \cdot G_{BB}}{1 + G_K \cdot G_{V2}} = \frac{G_{V1}}{G_{V2}} \cdot G_{BB} \cdot \frac{1}{\frac{C_{Hyd}}{G_{V2}} \cdot s + 1} \quad (4.10)$$

mit

- $G_{V1}, G_{V2}$  den linearen Übertragungsgliedern aus Abbildung 4.26
- $G_{BB}$  dem Übertragungsglied der Ventildynamik
- $C_{Hyd}$  der hydraulischen Kapazität

Da das Black-Box-Modell  $G_{BB}$  nur die Ventildynamik wiedergeben soll und der Ventilschieberweg eine nicht weiter interessierende Zwischengröße ist - da er nicht gemessen werden kann -, kann die Verstärkung dieses Übertragungsgliedes auf 1 gesetzt werden. Die Gesamtverstärkung  $K_{ges}$  der Führungsübertragungsfunktion  $G_f$  sowie die Zeitkonstante  $T_1$  des PT1-Gliedes lassen sich daher aus Gleichung Gl. 4.10 zu folgenden Ausdrücken berechnen:

#### Betriebspunktabhängige Verstärkung und Zeitkonstante

$$K_{ges} = \frac{G_{V1}}{G_{V2}} = 2 \cdot \frac{p_{AB} - p_T}{x_{max} - x_{SB}} \quad (4.11)$$

$$T_1 = \frac{C_{Hyd}}{G_{V2}} = \frac{C_{Hyd} \cdot x_{max} \cdot \sqrt{p_{nom} \cdot (p_{AB} - p_T)}}{Q_{nom} \cdot (x_{max} - x_{SB})} \quad (4.12)$$

Wie zu erkennen, sind beide jeweils vom gewählten Betriebspunkt ( $x_{SB}$ ,  $p_{AB}$ ) abhängig. Mit steigender Ventilschieberauslenkung  $x_{SB}$  des Drosselventils steigt auch der Druck in der Zylinderkammer  $p_{AB}$ , so dass die Gesamtverstärkung  $K_{ges}$  wächst. Gleiches gilt auch für die Zeitkonstante  $T_1$  des PT1-Gliedes.

Nach dieser Analyse des Einkammermodells sollen im folgenden Kapitel anhand von Messungen am realen Einkammersystem noch fehlende Systemparameter, wie z. B. die hydraulische Kapazität  $C_{Hyd}$  und die Parameter des Black-Box-Modells der Ventildynamik, identifiziert werden.

#### 4.2.3.2 Identifizierung des Druckregelkreises

Im Gegensatz zur Identifizierung des Modulatorkreises, bei dem ein lineares SIMO-System identifiziert wurde, wird das Identifizierungsverfahren beim Druckregelkreis dazu verwendet, ein nichtlineares SISO-System an unterschiedlichen Betriebspunkten zu identifizieren. Neben der hydraulischen Kapazität sollen die Spulen- und die Ventilschieberdynamik identifiziert werden. Da an der Spule bzw. am Ventilschieber keine Messgrößen zur Verfügung stehen, kann hier nur auf eine Black-Box-Modellierung zurückgegriffen werden.

Die an unterschiedlichen Betriebspunkten gemessenen Frequenzgänge in Abbildung 4.27 werden zur Identifizierung durch Black-Box-Modelle angenähert. Durch Koeffizientenvergleich dieser Modelle mit der in Gl. 4.10 dargestellten Übertragungsfunktion werden die entsprechenden Parameter bestimmt. Die bei den Messungen angelegten Ventilspannungen und die dabei entstehenden mittleren Kammerdrücke sind in der folgenden Tabelle aufgelistet:

**Tabelle 4.1: Ventilanregung während der Frequenzgangmessungen**

| Kammerdruck<br>[bar] | Offset-Spannung<br>[V] | Rauschanregung<br>[V RMS] |
|----------------------|------------------------|---------------------------|
| 7.0                  | 3.5                    | 0.4                       |
| 17.3                 | 4.1                    | 0.2                       |
| 26.3                 | 4.22                   | 0.1                       |

**Betriebspunktabhängige Verstärkung und Zeitkonstante auch in den Messungen**

Abbildung 4.27 zeigt die Ergebnisse dieser Messungen. Wie darin angedeutet, weisen sie das im vorigen Kapitel analysierte Verhalten, also steigende Verstärkung und steigende Zeitkonstante bei steigendem Druck, auf. Dies ist das typische Verhalten eines Open-Center-Systems, das schon in Kapitel 4.1 bei der konventionellen Lenkung festgestellt wurde und durch die Gl. 4.10 bis Gl. 4.12 beschrieben werden kann.

**Identifizierung des offenen Regelkreises**

Die Analyse des Einkammermodells hat gezeigt, dass die Pole des Systems für unterschiedliche Betriebspunkte voneinander abweichen. Aus diesem Grund kann die in Kapitel 3.3.2.3 vorgestellte gleichzeitige Identifizierung des Nennerpolynoms nicht vorgenommen werden. Vielmehr wird jeder Frequenzgang einzeln identifiziert.

Da weder Zähler- noch Nennerordnung, aufgrund der fehlenden Information über die Ventilschieberdynamik, bekannt sind, wird versucht, sie durch Variation beim Identifizierungsvorgang zu bestimmen. Bei einer Nennerordnung von 3 und einer Zählerordnung von 0 kann das in Abbildung 4.27 dargestellte Identifizierungsergebnis ermittelt werden.

In den folgenden Tabellen sind die Gesamtverstärkungen, Eigenwerte und Zeitkonstanten aufgeführt, die sich aus den identifizierten Übertragungsfunktionen berechnen lassen:

**Tabelle 4.2: Messung bei 7 bar: 3.5 V Offset, 0.4 V RMS;  
Gesamtverstärkung: 4.5 = 13 dB**

| Eigenwerte              | Dämpfung  | Frequenz [Hz] |
|-------------------------|-----------|---------------|
| -3.54e+001              | 1.00e+000 | 5.63e+000     |
| -1.20e+002 + 1.05e+002i | 7.52e-001 | 2.54e+001     |
| -1.20e+002 - 1.05e+002i | 7.52e-001 | 2.54e+001     |

$$C_{Hyd} = 0.45e-011 \text{ m}^5/\text{N}$$

**Tabelle 4.3: Messung bei 17.3 bar: 4.1 V Offset, 0.2 V RMS; Gesamtverstärkung: 31.6 = 30 dB**

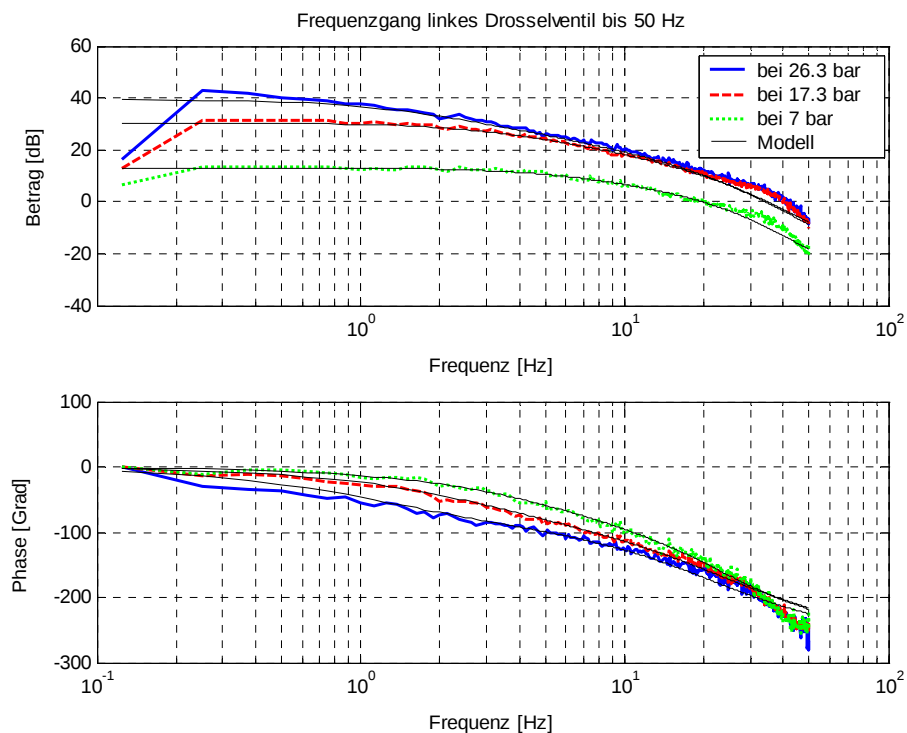
| Eigenwerte              | Dämpfung  | Frequenz [Hz] |
|-------------------------|-----------|---------------|
| -1.77e+001              | 1.00e+000 | 2.82e+000     |
| -1.44e+002 + 6.93e+001i | 9.01e-001 | 2.55e+001     |
| -1.44e+002 - 6.93e+001i | 9.01e-001 | 2.55e+001     |

$$C_{Hyd} = 0.26e-011 \text{ m}^5/\text{N}$$

**Tabelle 4.4: Messung bei 26.3 bar: 4.22 V Offset, 0.1 V RMS; Gesamtverstärkung: 89.1 = 39 dB**

| Eigenwerte              | Dämpfung  | Frequenz [Hz] |
|-------------------------|-----------|---------------|
| -6.90e+000              | 1.00e+000 | 1.10e+000     |
| -1.22e+002 + 7.10e+001i | 8.64e-001 | 2.24e+001     |
| -1.22e+002 - 7.10e+001i | 8.64e-001 | 2.24e+001     |

$$C_{Hyd} = 0.44e-011 \text{ m}^5/\text{N}$$



**Abbildung 4.27: Messungen und Identifizierungen der Frequenzgänge**

Alle Identifizierungen weisen einen einfachen Pol und ein konjugiert komplexes Polpaar auf. Der einfache Pol kann dabei dem PT1-Glied der Hydraulik zugewiesen werden (siehe Abbildung 4.26 rechts), wobei dieses PT1-Glied in Abhängigkeit des Betriebszustandes seine Verstärkung und Eckfrequenz ändert. Das konjugiert komplexe Polpaar kann der Ventildynamik zugeschlagen werden. Das hierbei als relativ konstant identifizierte schwingungsfähige Polpaar bestätigt noch einmal die Richtigkeit der Annahme, dass in dieser Modellierungstiefe die Rückwirkungen der Strömung und der Drücke auf den Ventilschieber nicht von Bedeutung sind. Bei der Eckfrequenz von 25 Hz handelt es sich um die elektrische Zeitkonstante des Ventils.

Die hydraulische Kapazität  $C_{Hyd}$  wurde für die drei Betriebspunkte als nicht konstant identifiziert. Dies ist für ventilgesteuerte Systeme nichts Außergewöhnliches, denn tendenziell sinkt die Kapazität mit hohen Drücken. Dies hat im Wesentlichen zwei Gründe: Zum Einen sinken die Kapazitäten von hydraulischen Systemen bei steigenden Drücken progressiv, zum Anderen wird durch den immer kleiner werdenden Öffnungsquerschnitt beim Schließen des Ventils hin zu höheren Drücken die Kapazität vor dem Ventil von der Kapazität hinter dem Ventil getrennt, wodurch sich die Gesamtsteifigkeit des Systems höher darstellt. Leider ist diese Tendenz bei der hier identifizierten Kapazität nicht abzulesen. Vielmehr fällt die Kapazität bei steigendem Druck erst ab und steigt dann wieder auf fast den gleichen Wert an. Modellrechnungen mit dem physikalischen Modell haben gezeigt [Ruste], dass die Verwendung von  $C_{Hyd} = 0.26e-011 \text{ m}^5/\text{N}$  ausreichend gute Ergebnisse für die nun folgende Reglerauslegung liefert.

#### 4.2.3.3 Reglerauslegung des Servokreises

Das angestrebte Regelkonzept des Servokreises mit den beiden unterlagerten Hierarchiestufen ist in Abbildung 4.28 dargestellt. Auf Basis der Druckregelung des linken und des rechten Druckregelkreises soll das MFM Druckregelung durch die Vorgabe der Drücke der beiden Kammern eine Druckdifferenz am Servozyylinder einstellen. Das MFM Servokreis gibt dabei in Abhängigkeit des Lenkradmomentes die einzustellende Druckdifferenz vor. Im Folgenden werden die drei Hierarchiestufen, beginnend mit der niedrigsten, sukzessive betrachtet:

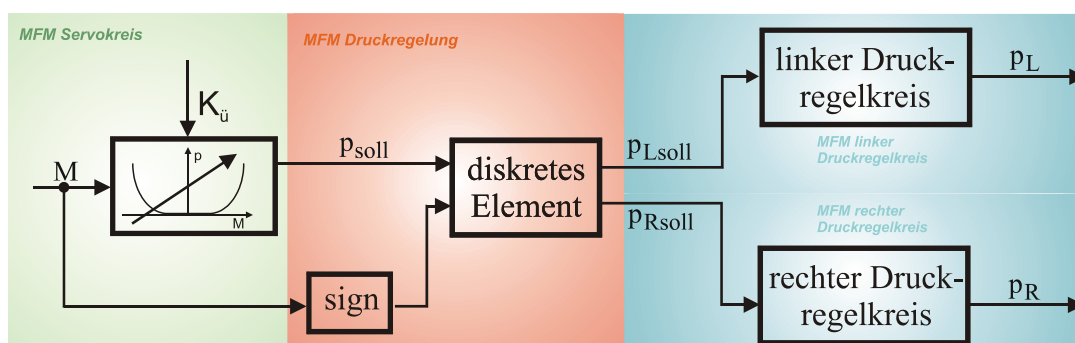
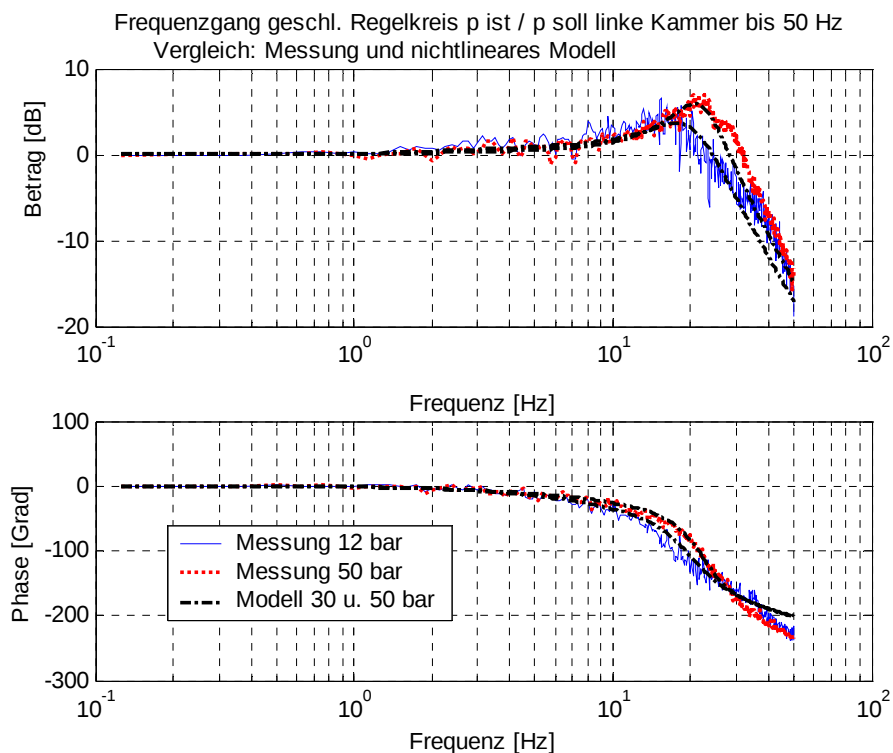


Abbildung 4.28: Regelkonzept des Servokreises

### Linker bzw. rechter Druckregelkreis

Zur Klärung der Anforderungen an die Druckregelkreise wird vorerst ein Blick auf das konventionelle Lenksystem geworfen. Das dynamische Verhalten einer Servolenkung wird im Wesentlichen durch den Frequenzgang vom Lenkradmomenteneingang zur Zahnstangenkraft bestimmt. Messungen eines solchen Frequenzganges sind in Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3 dargestellt. Hieraus ist eine Regelbandbreite für die Servounterstützung von ca. 10 bis 20 Hz für den unteren Unterstützungsbereich abzulesen. Da das SbW-System mindestens die Performance einer konventionellen Servolenkung erreichen soll, wird die zu erreichende Unterstützungsbandbreite in einem ersten Schritt auf 20 Hz festgelegt.

Für die Regelung des Systems wurde anhand der in Abbildung 4.27 dargestellten Frequenzgänge des offenen Regelkreises ein  $PIDT_1$ -Regler entworfen. Dieser Regler wurde mit Hilfe des Nyquist-Kriteriums ausgelegt. Darüber hinaus wurde eine NL-Kompensation der Wurzelkennlinie des Ventils vorgeschaltet. Die Reglerauslegung erfolgte komplett modellgestützt; die Ergebnisse für unterschiedliche Betriebspunkte sind in Abbildung 4.29 dargestellt:



**Abbildung 4.29: Frequenzgänge des geschlossenen Regelkreises bei festgelegtem Servozyylinder**

Näheres über die Reglerauslegung solcher hydraulischen Servosysteme kann in [Ruste], [Backé], [Dierkes01] nachgelesen werden. Dass es möglich ist, den linken und den rechten Druckregelkreis getrennt voneinander auszulegen, wird im folgenden Unterkapitel erläutert.

Vergleiche zwischen den am Prüfstand gemessenen und den aus dem nichtlinearen Modell berechneten Frequenzgängen des geschlossenen Regelkreises weisen eine gute Übereinstimmung auf. Die geforderte Bandbreite des Systems konnte also erreicht werden, wobei die Kompensation der Nichtlinearitäten aufgrund der begrenzten Ventildynamik nicht vollkommen gelungen ist. Die Dämpfung des Regelkreises liegt unterhalb des geforderten lehrschen Dämpfungsmaßes von 0.8, kann aber auf Kosten der Bandbreite des Regelkreises hochgesetzt werden.

Wie in Kapitel 4.1.2 schon erläutert, muss die Bandbreite der Druckregelung aus Stabilitätsgründen beim Entwurf des Reglers für das MFM Servolenkung mit steigenden Lenkradmomenten und damit Drücken sowieso zurückgenommen werden. Damit wird an dieser Stelle auf eine weitere Optimierung des Druckregelkreises verzichtet.

### **MFM Druckregelung**

Mit Hilfe der beiden unterlagerten Druckregelkreise soll das MFM Druckregelung dazu dienen, eine gewünschte Druckdifferenz am Servozylinder einzustellen. Hierzu gibt es im Wesentlichen zwei Vorgehensweisen:

- **Kontinuierliche zeitgleiche Ansteuerung beider Ventile**  
Bei der kontinuierlichen Ansteuerung wird für beide Ventile ein Sollruck vorgegeben, um so einen Differenzdruck zu liefern.
- **Diskrete Ansteuerung der Ventile**  
Bei der diskreten Ansteuerung wird nur das Ventil für die jeweilige Unterstützungsrichtung angesteuert. Das andere Ventil wird jeweils offen geschaltet.

Dabei hat die diskrete Vorgehensweise den Vorteil, dass die beiden unterlagerten Druckregelkreise sich nicht gegenseitig beeinflussen; sie können im Sinne des hierarchischen Entwurfs getrennt voneinander ausgelegt werden. Die einzelnen unterlagerten Regelkreise für den linken bzw. dem rechten Kammerdruck konkurrieren nicht um den Ölstrom. Darüber hinaus wird das gesamte Druckniveau zum Erreichen der Druckdifferenz auf dem geringstmöglichen Stand gehalten, was den Energieverbrauch positiv beeinflusst.

Wird für den Druckregelkreis die diskrete Vorgehensweise gewählt, wird die Regelung der unterlagerten Systeme weitestgehend entkoppelt. Dies hat den Vorteil, dass die überlagerte Druckregelung sehr einfach wird, da hier keinerlei Verkopplungen der unteren Schichten mehr berücksichtigt werden müssen. Somit besteht die Aufgabe der Druckregelung darin, den vom Servokreis vorgegebenen Druck durch Umschalten auf die jeweiligen Ventile weiterzuleiten. Hierdurch wird das Mehrgrößensystem, mit den zwei Eingängen für die Ventilspannungen und den zwei Kammerdrücken als Ausgängen, zu zwei entkoppelten SISO-Systemen. Das Umschalten wird dabei in Abhängigkeit des Vorzeichens des Sollmomentes oder des Solldruckes durchgeführt<sup>1</sup>.

---

1. In der Abbildung 4.28 und für die später gezeigten Modelle wie auch Prüfstandsuntersuchungen wird hierzu das Sollmoment verwendet.

### MFM Servokreis

Die Regelung des Servokreises sieht im Wesentlichen nur die Umwandlung des Lenkradmomentes  $M$  in einen entsprechenden Solldruck für die Servounterstützung vor. Dies geschieht über die entsprechende Kennlinie, wie sie z. B. in Abbildung 4.1 dargestellt ist. Darüber hinaus soll diese Grundkennlinie variabel über den Verstärkungsfaktor  $K_{\ddot{u}}$  eingestellt werden können. Dieser Verstärkungsfaktor wird von der überlagerten Regelung Servolenkung vorgegeben.

## 4.2.4 Reglerauslegung der Servolenkung

Nach der Auslegung des MFM Servokreis und MFM Lenkkreis wird als nächsthöhere Hierarchieebene das MFM Servolenkung betrachtet. Hierzu werden die Subsysteme gemäß ihrer im Top-Down-Entwurf entstandenen Struktur und Funktionsaufteilung (siehe Kapitel 4.2.1) miteinander verkoppelt. In Anlehnung an die in den vorangegangenen Kapiteln dargestellten Regelstrategien der Subsysteme, mit den dazugehörigen gut identifizierten Modellen, kann zum Entwurf des MFM Servolenkung auf das in Abbildung 4.30 dargestellte Blockschaltbild verwiesen werden.

Neben den unterlagerten MFM Lenkkreis und MFM Servokreis sind eine externe Last, der Regler der Servolenkung und ein Fahrzeugregler dargestellt<sup>1</sup>. Darüber hinaus sind die für den Entwurf des MFM Servolenkung zu berücksichtigenden Kopplungen zwischen den unterlagerten MFM dargestellt. Sowohl die Kopplungen als auch die einzelnen Subsysteme werden im Folgenden näher erläutert.

Der Fahrzeugregler stellt die informationstechnische Schnittstelle der Servolenkung zum Fahrzeug bzw. anderen Fahrzeugregelsystemen dar. Er soll in Abhängigkeit des Fahrzeugzustandes (hier angedeutet durch die Giergeschwindigkeit  $\psi$ , die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{Fzg}$ , die Querbeschleunigung  $a_{quer}$  und die Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\beta$ ) die Lenkung bzgl. der Einstellmöglichkeiten konfigurieren können. Dies wird sowohl unter Fahrzeugsicherheitsaspekten als auch unter Berücksichtigung von Komfortbetrachtungen geschehen. Die Berechnung der Ausgangsgrößen dieses Reglers muss nicht im MFM Servolenkung stattfinden; so kann z. B. ein Zusatzlenkwinkel  $\delta_{Fzg}$  auch zur Fahrzeugstabilisierung (Giergeschwindigkeitsregelung) vom ESP berechnet und dem MFM Servolenkung mitgeteilt werden. Die Auslegung

1. Auf die Darstellung der weiteren unterlagerten MFMs wurde zur besseren Übersichtlichkeit verzichtet. Die relevanten Komponenten sind lediglich durch ihre charakteristischen Ersatzschaltbilder dargestellt.

dieses Reglers ist nicht Thema dieser Arbeit, hierzu gibt es eine Vielzahl von Arbeiten z. B. [Schwarz]. Viele der hierbei zu betrachtenden komplexen Probleme könnten ähnlich wie beim Entwurf der SbW-Lenkung auch durch den verteilt strukturierten Entwurf gelöst werden.

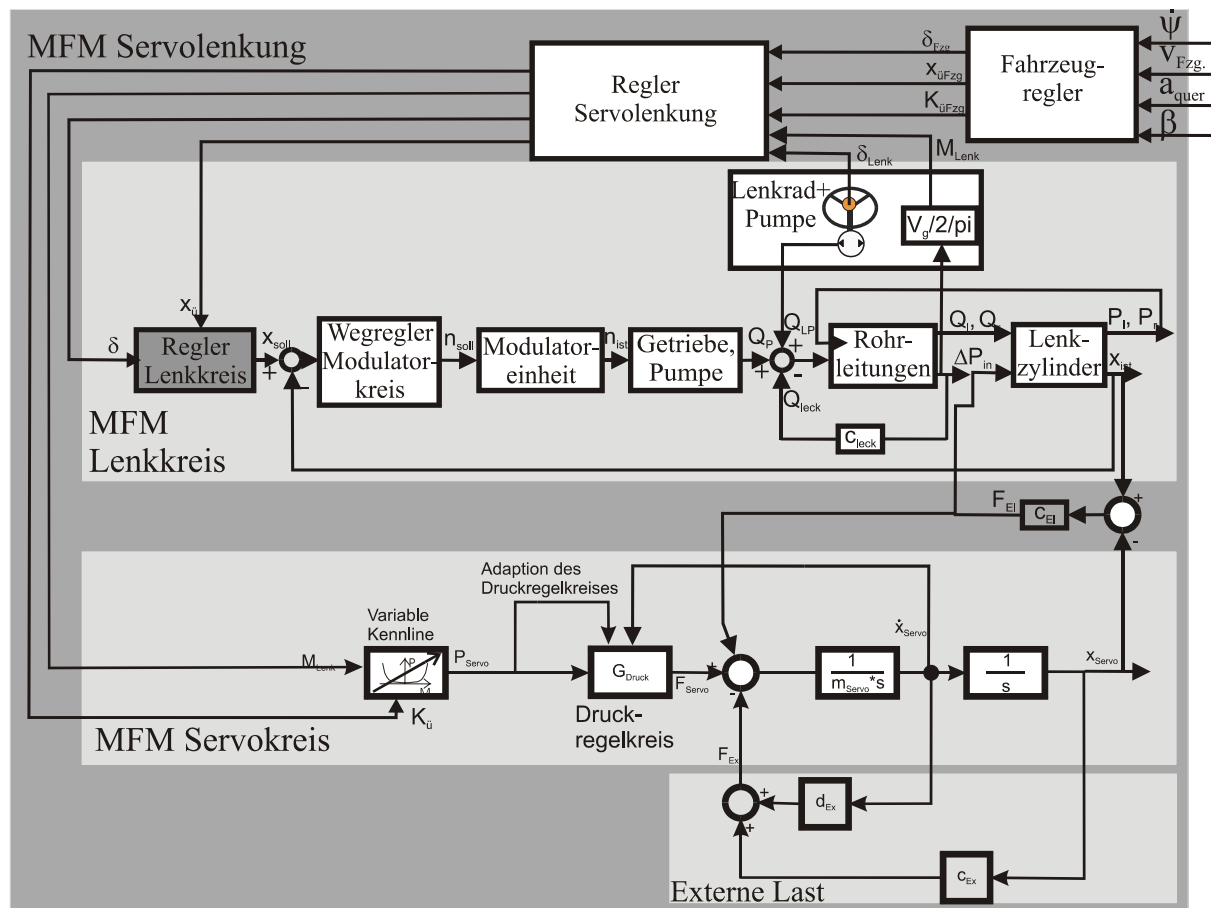


Abbildung 4.30: Blockschaltbild der SbW-Servolenkung

Die Aufgabe des Reglers Servolenkung ist es, zum Einen die Anforderungen des Fahrzeugreglers aufzubereiten und entsprechend an den Lenk- und den Servokreis weiterzugeben. Zum Anderen besteht die Aufgabe des Reglers darin, die Lenkung bzgl. ihres dynamischen und statischen Verhaltens wie das einer konventionellen Lenkung einzustellen, allerdings mit variabler Lenk- und variabler Kraftübersetzung. Die erste Aufgabe wird dadurch erfüllt, dass die Lenkung nach außen durch die Parameter  $x_{ij}$  und  $K_{ij}$  beliebige Übersetzungsverhältnisse realisieren kann. An dieser Stelle soll die SbW-Lenkung soweit aufbereitet werden, dass sie sich als konfigurierbarer intelligenter Aktor in das System Fahrzeug integrieren lässt. Hierzu werden im Folgenden die drei oben genannten informationstechnischen und mechanischen Kopplungen (Kapitel 4.2.1) und ihre Auswirkung auf die unterlagerten Systeme der SbW-Lenkung berücksichtigt. Die Ergebnisse, die mit dem Gesamtsystem Servolenkung erzielt wurden, sind dann in Abbildung 4.32 bis Abbildung 4.34 dargestellt.

- Mechanische Rückführung der Kraft  $F_{EI}$  auf den Lenkzylinder:  
Da die Kraft  $F_{EI}$  und damit auch die Drücke im Lenkzylinder aufgrund der hohen Servounterstützungskräfte immer sehr gering sein werden, ist auch deren Rückwirkung auf den Lenkzylinder und damit auf den Wegregelkreis des Lenkkreises zu vernachlässigen. Die Druckgrenzen in den Lenkzylinderkammern sind durch die am Lenkrad wirkenden Lenkradmomente (-6 Nm bis 6 Nm) beschränkt und werden dadurch nicht größer als 8 bar. Die Entkopplung findet somit auf Basis des hohen Rückführverstärkungsfaktors der Servounterstützung statt. Aus diesem Grund kann für den Modulatorkreis auch ein Aktor geringerer Leistung verwendet werden, wie er auch in der Überlagerungslenkung [BMW] zum Einsatz kommt.
- Mechanische Rückführung der Kraft  $F_{EI}$  auf den Servozylinder und informationstechnische Rückführung des Lenkradmomentes  $M_{Lenk}$  auf den Servokreis:  
Die Verkopplung des Lenkkreises mit dem Servokreis ist angelehnt an eine konventionelle hydraulische Lenkung. Damit kann die in Abbildung 4.30 dargestellte Struktur unter Vernachlässigung der hydraulischen Einflüsse im Lenkkreis und deren variablen Übersetzung auf das in Abbildung 4.4 dargestellte Ersatzmodell einer Lenkung zurückgeführt werden, d. h. es ist mit den gleichen Stabilitätsproblemen zu rechnen, wie sie in Kapitel 4.1.2 an einer derartigen Lenkung festgestellt wurden.  
Zur Untersuchung der Instabilitäten soll das Modell des Druckregelkreises reduziert werden. Der Druckregelkreis als Zweikammersystem mit festgelegtem Servozylinder weist eine Ordnung von 13 auf. Hierbei ist das geregelte System mit seiner nichtlinearen Kompensation berücksichtigt. Mit Hilfe des Identifizierungsverfahrens wird der gemessene Frequenzgang (für 50 bar) aus Abbildung 4.29 durch ein Modell 2. Ordnung der folgenden Gestalt angenähert:<sup>1</sup>

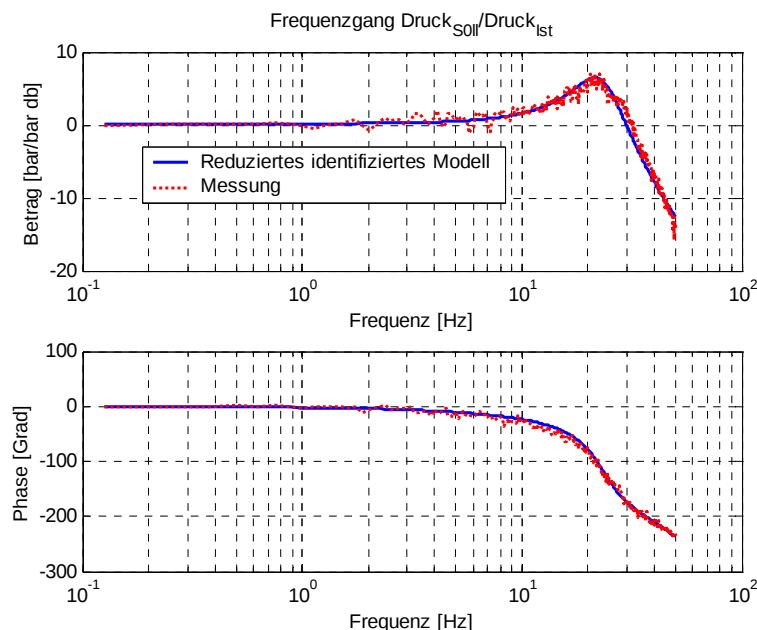
$$G_{\frac{P_{Ist}}{P_{Soll}}} = \frac{A_0 + A_1 s + A_2 s^2}{B_0 + B_1 s + B_2 s^2} \quad (4.13)$$

Das Identifizierungsergebnis ist in Abbildung 4.31 dargestellt. Durch Identifizierungsversuche mit unterschiedlichen Zähler- und Nennerordnungen konnte dies als bestes Ergebnis mit geringster Modellordnung ermittelt werden.

Dieses reduzierte Modell des Druckregelkreises kann innerhalb des in Abbildung 4.4 dargestellten Modells für die Poluntersuchung des Regelkreises herangezogen werden. Die Verringerung der Bandbreite des Druckregelkreises in Abhängigkeit vom geforderten Druck ( $P_{Servo}$ ) (wie in Kapitel 4.1.2 beschrieben) bewirkt dabei die Stabilisierung des Systems. Dabei wird die Reglerverstärkung des Druckregelkreises um den Faktor  $1/(K_{Red}\sqrt{P_{Servo}})$  zurückgenommen. Damit ist die hier beschriebene Kopplung des Servokreises und des Lenkkreises im unterlagerten MFM Druckregelkreis berücksichtigt worden. In Abbildung 4.30 ist dies durch die zusätzliche Aufschaltung des Servodruckes auf den Druckregelkreis dargestellt. Des Weiteren sind auch die Gl. 4.1 bis Gl. 4.3 gültig, mit denen Aussagen über die statische Genauigkeit des Wegregelkreises zulässig sind. Theoretisch kann die Elastizität  $C_{EI}$ <sup>2</sup> der SbW-Lenkung sehr hoch gewählt und damit die statische Abweichung zwischen Soll- und

1. Es wurde der Frequenzgang bei 50 bar verwendet, da er auf Grund der geringeren Dämpfung einen Worst-Case Fall repräsentiert.  
2. Die Steifigkeit  $C_{EI}$  der SbW Lenkung ist eine Ersatzsteifigkeit aus hydraulischen und mechanischen Einflüssen.

Istweg sehr klein gehalten werden<sup>1</sup>. Durch eine sehr harte Anbindung zwischen Lenk- und Servokreis wird jedoch das Lenkgefühl sehr stark beeinträchtigt. Auf das Zusammenspiel zwischen Lenkcharakteristik, Güte und Regelbarkeit der Systemkomponenten wie auch auf weiterführende Regelkonzepte wird noch in Kapitel 4.3 eingegangen.



**Abbildung 4.31: Gemessener und identifizierter Frequenzgang des Druckregelkreises**

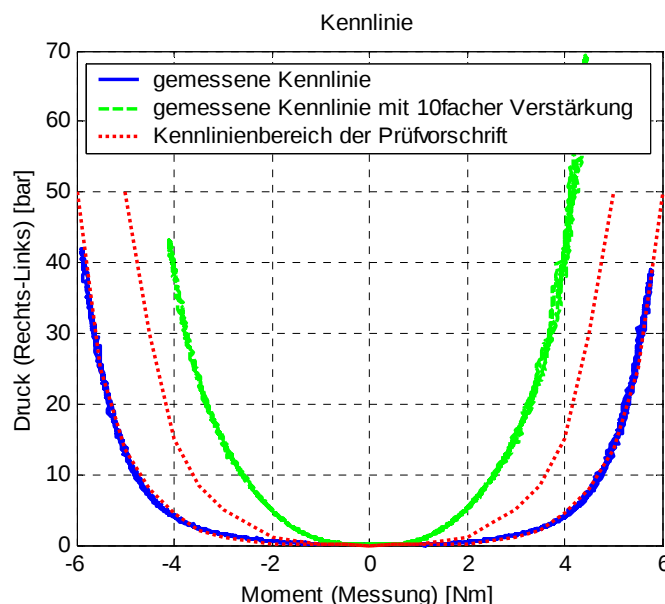
- Freilegen des Servozyllinders mit entsprechender Rückwirkung auf den Druckregelkreis  
Der in Kapitel 4.2.3 vorgestellte Druckregelkreis wurde am festgelegten Servozyylinder ausgelegt. Bedingt durch die Verkopplung des Servokreises mit dem Lenkkreis muss nun eine Bewegung des Servozyllinders zugelassen werden. Die Bewegung des Zylinders bewirkt dabei eine Verringerung der Bandbreite des Druckregelkreises. Bei zunehmender Geschwindigkeit nimmt die Bandbreite stetig ab. In Kapitel 2.3.3.2 wurde am Beispiel einer Servolenkung mit Motor-Pumpen-Aggregat gezeigt, dass eine Vorsteuerung des Ölstroms die verminderte Bandbreite des Druckregelkreises wieder anhebt. Die Vorsteuerung eines Ölstroms bei einer Ventillösung ist aufgrund der nichtlinearen Druck-Volumenstrom-Kennlinie und der Hysterese im Ventil nur mit aufwendigen Ventilen mit Ventilschieberpositionsmessung möglich. Derartige Ventile sind für den Einsatz in Serienprodukten wie der Lenkung ökonomisch nicht sinnvoll. Die hydraulische Verschaltung als Open-Center-Systems des Servokreises bewirkt, dass bei einer Bewegung des Kolbens nur noch ein verringerter Ölstrom zur Druckregelung zur Verfügung steht<sup>2</sup>. Abbildung 4.26 zeigt, dass der Ölstrom der Pumpe und seine Änderung, z. B. durch eine Kolbenbewegung, als Störgröße des Regelkreises betrachtet werden können. Diese Störgröße wird über den I-Anteil des Reglers kompensiert. [Ruste] zeigt, dass

1. Die Argumentation der statischen Abweichung gilt bei der Lenkung mit variabler Lenkübersetzung bei Ausfall dieser Lenkübersetzung. Ansonsten kann die Agilität des Fahrzeugs über die Lenkübersetzung eingestellt werden.  
2. Die Lösung mit Motor-Pumpen Aggregat kann als Closed-Center-System betrachtet werden. Der durch die Bewegung des Kolbens zusätzlich notwendige Volumenstrom kann durch eine Vorsteuerung kompensiert werden (vgl. [Wielen]).

bei entsprechender Auslegung des I-Anteils des  $PIDT_1$ -Reglers bei Kolbengeschwindigkeiten von 0.09 m/s der Druck immer noch innerhalb von 0.3 s eingeregelt werden kann<sup>1</sup>. Damit kann die Störgröße aus der Bewegung des Kolbens lediglich über einen größeren I-Anteil des Druckreglers berücksichtigt werden. Es bleibt jedoch festzuhalten, dass aufgrund der nicht möglichen exakten Volumenstromvorsteuerung bei der Ventillösung Abstriche bzgl. des Fühlverhaltens der Lenkung gemacht werden mussten. Dies gilt insbesondere für Kolbengeschwindigkeiten über 0.09 m/s. Bei der konventionellen Lenkung mit Drehschieberventil bewirken eine Kolbenbewegung und die damit einhergehende Druckänderung im Zylinder durch den hydro-mechanischen Durchgriff eine sehr schnelle Ventilstellungsänderung. Dieser Durchgriff stellt eine unterlagerte schnelle Druckregelung dar, wie sie auch am Beispiel der druckrückgeführten Ventile oder der Flügelzellenpumpe in Kapitel 2.3.3.2 diskutiert wurde. Ein Einsatz dieser Komponenten zur Regelung des Servokreises wird die Problematik weiter entschärfen.

Die am vereinfachten Modell ausgelegte Struktur und am komplexen Modell wie auch am Prüfling optimierten Ansätze zur Regelung der SbW-Lenkung sind am Prüfstand realisiert und messtechnisch untersucht worden. Dabei wurden wie bei der konventionellen Lenkung sowohl statische als auch dynamische Untersuchungen durchgeführt.

Zwei Unterstützungskennlinien für unterschiedliche  $K_{\ddot{u}}$  der SbW-Lenkung sind in Abbildung 4.32 dargestellt. Darüber hinaus ist der mögliche Kennlinienbereich einer konventionellen Lenkung verzeichnet. Mit der SbW-Lenkung sind theoretisch beliebige Kennlinien möglich; am Prüfstand wurden u. a. quadratische, kubische und exponentielle Kennlinien realisiert.

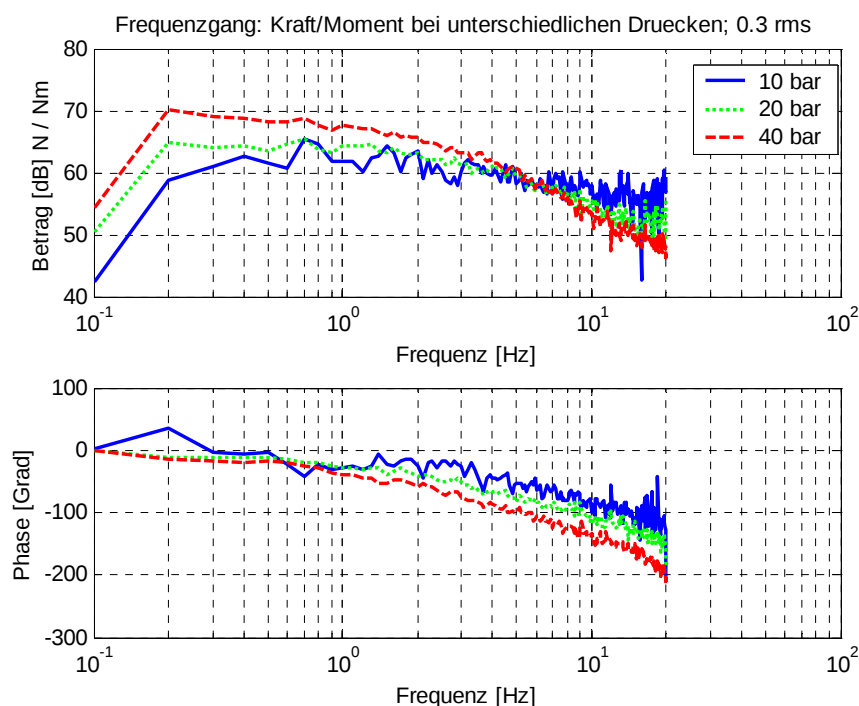


**Abbildung 4.32: Unterstützungskennlinie des SbW-Systems**

1. Bei einer Kolbengeschwindigkeit von 0.09 m/s werden ca. 70 % des Ölstroms für die Kolbenbewegung verwendet.

Das dynamische Verhalten der konventionellen Lenkung wurde im Wesentlichen durch den Frequenzgang Moment zu Kraft festgelegt. Die gleichen Messungen, wie sie in Kapitel 4.1.1 an der konventionellen Lenkung durchgeführt wurden, wurden auch an der SbW-Lenkung vorgenommen. Es sind die gleichen Tendenzen, die bei der konventionellen Lenkung festgestellt wurden, auch hier wieder zu finden (Abbildung 4.33 und Abbildung 4.34).

Mit Hilfe des hier vorgestellten Regelkonzeptes wurden somit das statische und das dynamische Verhalten einer konventionellen Lenkung nachgebildet. Darüber hinaus können sowohl Kraftübersetzung als auch Lenkradwinkelübersetzung in einem weiten Bereich variiert werden. Bei der Beurteilung von Lenkungssystemen spielt der subjektive Eindruck (das Lenkgefühl) eine große Rolle. Die abschließende subjektive Beurteilung des Lenksystems war mit den am Prüfstand verwendeten Komponenten nicht möglich. Es handelte sich hierbei um Standard-Industrie-Produkte, die nicht auf den Einsatz im Lenkungssektor optimiert wurden. So wies z. B. die Lenkradpumpe ein hohes Maß an Pulsation auf, was sich negativ auf das Lenkgefühl auswirkte. Die an diesem System entwickelte Regelstrategie und das entsprechende Systemwissen bleiben davon jedoch unbeeinträchtigt, da sie an anderen Lenkssystemen, wie einer elektromechanischen SbW-Lenkung und einer elektrohydraulischen Lenkung (EHS-Lenkung), erfolgreich appliziert wurden (vgl. [Wielen], [Dierkes02], [Ruste02]).



**Abbildung 4.33: Dynamische Unterstützungskennlinie des SbW-Systems bei 0.3 Nm rms und unterschiedlichen Drücken**

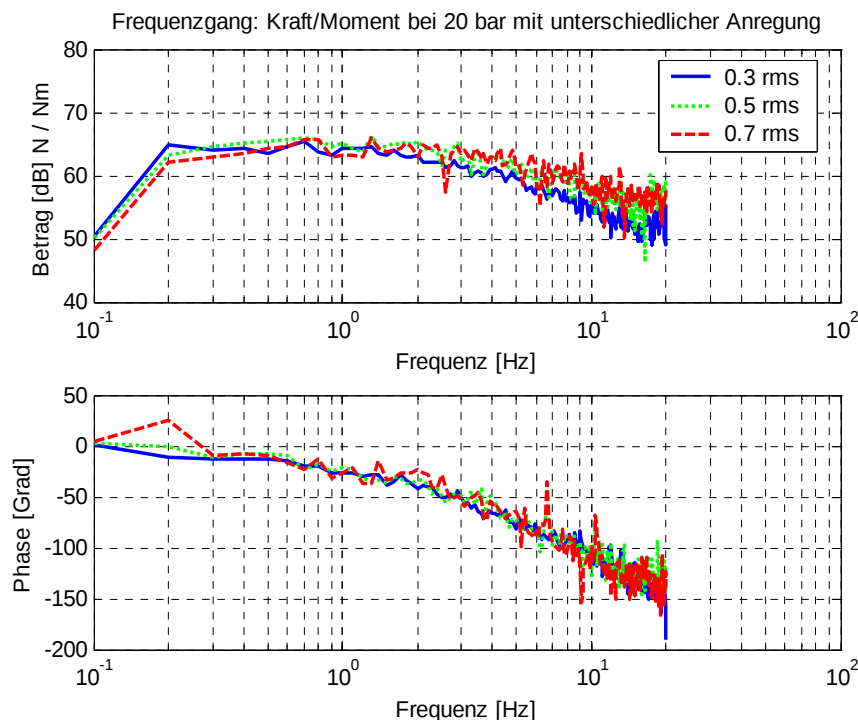


Abbildung 4.34: Dynamische Unterstützungskennlinie des SbW-Systems bei unterschiedlichen Anregungsamplituden

### 4.3 Bewertung und Erweiterung der Regelstrategie

Anhand von der Untersuchung einer konventionellen Lenkung wurde das physikalische Verständnis für Lenksysteme systematisch aufgebaut. Gestützt durch dieses Verständnis und durch die funktionsorientierte Strukturierung im Top-Down-Entwurf, wurden die Regelkreise der unterlagerten Subsysteme im Bottom-Up-Entwurf ausgelegt. Dies geschah zunächst unter Vernachlässigung der Kopplungen einzelner Subsysteme. Sie wurden erst beim Entwurf der jeweiligen höher liegenden Hierarchieebenen, unter Anwendung der in Kapitel 2.3.3.2 vorgestellten Techniken, berücksichtigt. Besonderes Augenmerk wurde auf die Identifizierung der einzelnen Subsysteme gelegt. Dabei wurde unter Verwendung des in Kapitel 3 entwickelten Identifizierungsverfahrens gezeigt, dass mit sehr einfachen und gut parametrisierten Modellen gute Voraussetzungen für den Reglerentwurf geschaffen werden können. Darüber hinaus wurde mit dem Identifizierungsverfahren eine Möglichkeit geschaffen, für den Reglerentwurf der höheren Hierarchieebenen reduzierte linearisierte Modelle der geregelten Subsysteme abzuleiten.

Die funktionale Strukturierung der hier betrachteten SbW-Lenkung wurde sehr stark an die einer konventionellen hydraulischen Lenkung angepasst. Der Grund hierfür lag nicht zuletzt in der dadurch sehr einfach zu realisierenden Ausfallstrategie. Wegen der mechanischen Verbindung zwischen Lenkkreis und Servokreis besteht weiterhin ein Durchgriff zwischen Lenkrad

und gelenkten Rädern, so dass bei Ausfall und entsprechender Ausfallstrategie das Fahrzeug durch die vom Fahrer eingebrachte Handkraft weiterhin voll manövrierfähig bleibt. Erst diese Voraussetzungen machen derartige Lenksysteme für schnell fahrende Fahrzeuge genehmigungsfähig (vgl. ECE R79 [EUR-Lex]). Die geplante Erweiterung der Richtlinie ECE R79, die auch Lenksysteme ohne mechanischen bzw. hydraulischen Durchgriff genehmigungsfähig machen soll, aber auch die erhebliche Vereinfachung nicht nur der Regelung, sondern auch der Systemkomponenten, soll hier zum Anlass genommen werden, noch einmal über alternative Regelkonzepte für SbW-Systeme nachzudenken.

Die an die konventionelle Lenkung angepasste funktionale Strukturierung der SbW-Lenkung ist es aber auch, die einerseits hohe Anforderungen an die Komponenten der Subsysteme stellt und andererseits die Regelstrategie einer konventionellen Lenkung bedingt. Diese zwei Punkte werden im Folgenden näher erläutert:

Der Mensch hat ein hohes Empfindungsbewußtsein bzgl. der Schnittstelle Lenkung, als Bindeglied zwischen Fahrzeug und -führer. Aus diesem Grund müssen alle am MMI (Man-Machine-Interface) Lenkung beteiligten Komponenten sehr genau gearbeitet werden und sind damit sehr aufwendig. Dies gilt insbesondere auch dann für eine SbW-Lenkung, wenn deren Komponenten bzw. Subsysteme über steife Verbindungen miteinander gekoppelt sind. Dabei ist einer der wesentlichen Vorteile von X-by-Wire-Systemen die Trennung von Energieerzeugung (z. B. das Aufbauen von Bremsdruck oder das Verstellen des Lenkwinkels) und Einstellen der haptischen Reaktionen (wie z. B. Vermitteln des Pedalgefühls oder Einstellen eines Lenkradmomentes). Für die in diesem Kapitel betrachtete SbW-Lenkung sind der Lenkkreis und der Servokreis, aufgrund der steifen Kopplung der beiden Systeme, maßgeblich an der Vermittlung des Lenkgefühls beteiligt, d. h. beide Regelkreise müssen bzgl. ihrer Regelbarkeit und auch bzgl. der Komponenten von sehr hoher Qualität sein. Aus diesem Grund ist der Servokreis auch als ein aufwendiges Open-Center-System der konventionellen hydraulischen Lenkung nachgebildet worden, so dass sich das Fühlverhalten bis in den hohen Frequenzbereich<sup>1</sup> als positiv darstellt. Hier liegt auch eins der Probleme der besprochenen SbW-Lenkung. Das hydraulische Verschaltungskonzept war zwar an die Technik einer konventionellen hydraulischen Lenkung angepasst, die Ventile waren jedoch Standard-Industrie-Proportionalventile. Sie besaßen nicht die auf Lenksysteme optimierten Steuerkanten eines Drehschieberventils und auch keine hydromechanische Druckrückführung<sup>2</sup>. Deshalb mussten Abstriche bei der Einstellbarkeit des Fühlverhaltens, besonders im höheren Frequenzbereich, gemacht werden. Dies war letztlich auf die mangelnde Vorsteuerbarkeit des Ölstroms durch die Ventile zurückzuführen.

1. Dabei geht der hier angesprochene Frequenzbereich über die eigentliche Regelbandbreite hinaus, d. h. die passive Abstimmung, die Dämpfungen und die Eigenfrequenzen müssen denen einer konventionellen Lenkung ähnlich sein.
2. Komponenten mit einer solchen angedeuteten hydromechanischen Druckrückführung wurden in Kapitel 2.3.3.2 diskutiert.

Neben den hohen Anforderungen an die Komponenten der Subsysteme bedingt die funktionale Strukturierung der SbW-Lenkung auch eine Regelstrategie, die ziemlich stark an die einer konventionellen Lenkung angepasst ist. Insbesondere ist hiervon die Regelung des Servokreises betroffen. Aufgrund des P-geregelten Wegregelkreises des Servozyinders muss die Bandbreite des Druckregelkreises bei steigendem Druck zurückgenommen werden, was die erzielbare Dynamik stark beschränkt. Darüber hinaus ist dieser Wegregelkreis nicht statisch genau (siehe auch Kapitel 4.1.2).

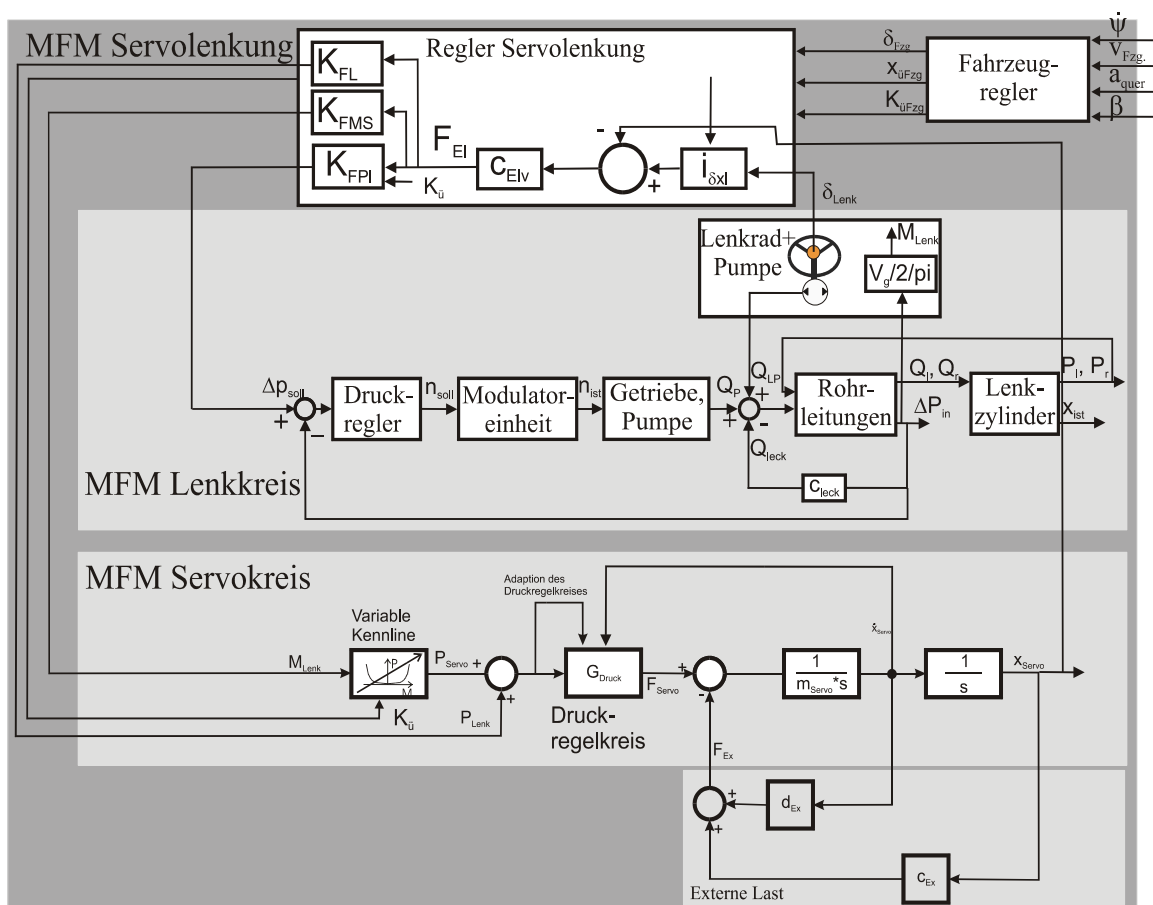
Im Folgenden sollen zwei Vorschläge skizziert werden, die zum Einen aufzeigen, wie die mechanische Verbindung des Servo- und des Lenkkreises durch eine virtuelle softwaretechnische Lösung realisiert werden kann, wodurch die hochfrequenten Störeinflüsse des Servokreises, durch den Entfall der mechanischen Verbindung, aufgelöst werden. Damit wird das Fühlverhalten der Servolenkung maßgeblich vom Servokreis entkoppelt und durch den Lenkkreis einstellbar. Zum Anderen wird im zweiten Vorschlag aufgezeigt, wie die Nachteile des P-geregelten Servokreises beseitigt werden können. Beide Lösungsvorschläge können aus regelungstechnischer Sicht als Umformung des in Kapitel 4.2 erarbeiteten und in Abbildung 4.30 dargestellten Blockschaltbildes verstanden werden. Somit stellt die Umsetzung dieser Vorschläge keinen Eingriff in das prinzipielle Verhalten der Lenkung im Bereich der Regelbandbreite dar. Es werden vielmehr eine höhere Störentkopplung und eine bessere flexiblere Regelbarkeit erreicht. Diese beiden Lösungsvorschläge sollen hier nur einen Ausblick auf Regelungskonzepte für zukünftige Systeme ohne mechanische Verbindung geben. Sie wurden an dem in Abbildung 5.5 dargestellten SbW-Pre-Prototype erfolgreich getestet. Es sei noch einmal darauf hingewiesen, dass der in dieser Arbeit angewendete strukturierte Entwurf der SbW-Lenkung und der damit einhergehende tiefe Einblick in die Physik einer Lenkung solche weiterführenden verständlichen Regleransätze stark unterstützen, wenn nicht sogar erst ermöglichen.

Abbildung 4.35 zeigt den ersten Vorschlag. Hier besteht die Umformung darin, dass die mechanische Kopplung über die Ersatzsteifigkeit  $c_{EI}$  durch die virtuelle Steifigkeit  $c_{EIV}$  im Regler der Servolenkung ersetzt wird. Wegen der fehlenden Anbindung des Lenkzylinders muss zum Aufbringen des Lenkradmomentes das MFM Lenkkreis in einen Druckregelkreis umgebaut werden. Er soll den entsprechenden Druck zur Verfügung stellen um das Lenkradmoment aufzubauen. Der dazu einzuregelnde Druck ergibt sich aus der Handkraft  $F_{EI}$  und dem entsprechenden Übersetzungsverhältnis<sup>1</sup>  $K_{FPI}$ . Alternativ kann auch ein Momentenregelkreis verwendet werden.

Über die virtuelle Steifigkeit und den Vergleich von Lenkradwinkel (mit Berücksichtigung des entsprechenden Umrechnungsfaktors  $i_{\delta xI}$ ) und Servozyylinderweg ist sichergestellt, dass deren statische Abweichung sich laut Gl. 4.2 ähnlich der einer konventionellen Lenkung verhält. Die Handkraft  $F_{EI}$  muss im Servokreis additiv über den Druckregler eingestellt werden; dies ge-

1. Dieses Übersetzungsverhältnis ergibt sich wiederum aus dem Schluckvolumen der Lenkradpumpe und den Flächen der Hydraulikzylinder, kann darüber hinaus aber auch zur Variation des Lenkgefühles verändert werden.

schiebt über die Ausgangsgröße des Druckes  $P_{\text{Lenk}}$ . Weitere Änderungen sind am Servokreis nicht mehr vorzunehmen. Die Ausfallstrategie dieses Systems könnte die gleiche sein wie bei dem mechanisch verbundenen System, mit dem Unterschied, dass bei entsprechender Fehlererkennung z. B. eine Kupplung die Verbindung zwischen Lenk- und Servokreis wieder schließen müsste. Da der Servokreis und der Lenkkreis voneinander getrennt sind und das Lenkgefühl lediglich vom Lenkkreis beliebig vorgegeben wird<sup>1</sup>, kann im Servokreis auf die hochwertigen Komponenten verzichtet werden; hier wäre sogar ein Closed-Center-System mit nur einem Ventil denkbar. Bei dieser Anordnung müssen sowohl der Weg des Servozyinders als auch der des Lenkzyinders gemessen werden, was einen zusätzlichen Sensor erfordert.



**Abbildung 4.35: Blockschaltbild der SbW-Lenkung ohne mechanische Verbindung**

Die in Abbildung 4.35 dargestellte Regelstrategie weist weiterhin Verbesserungspotential auf. Lenkkreis und Servokreis sind gekennzeichnet durch die Verknüpfung über die virtuelle Steifigkeit  $c_{EIV}$ , was wiederum auf die oben angedeutete P-Wegregelung mit den entsprechenden Nachteilen<sup>2</sup> führt. Über diese Wegregelung wird der Servozylinder dem Lenkzylinder nachge-

1. Beliebig im Bereich der Bandbreite des Druckregelkreises.
2. Die wesentlichen Nachteile sind begrenzte Dynamik und statische Ungenauigkeit.

führt. Die dabei entstehende statische Abweichung des Weges ist erforderlich, um ein entsprechendes Lenkradmoment zu generieren, da nur bei einer statischen Abweichung zwischen Servozylinder und Lenkzylinder über die virtuelle Steifigkeit ein Moment erzeugt wird.

Abbildung 4.36 zeigt die zweite alternative Regelstrategie. Hierbei wird der Wegregelkreis des MFM Servolenkung in das MFM Servokreis verlagert. Dieser unterlagerte Wegregelkreis soll dabei nicht über einen P-Regler mit den entsprechenden Nachteilen realisiert werden, vielmehr wird hier ein statisch genauer Regelkreis<sup>1</sup> aufgebaut. Hierzu kann der unterlagerte Druckregelkreis weiterhin verwendet werden, er ist aber nicht erforderlich. Die statische Abweichung, die zur Ermittlung des Lenkradmomentes erforderlich war, ist bei dieser Regelstrategie nicht mehr erforderlich, da das Lenkradmoment aus der im Servozylinder herrschenden Druckdifferenz ermittelt wird. Der Zusammenhang zwischen Lenkradmoment und Druckdifferenz ist dabei über die Unterstützungskennlinie (siehe Abbildung 4.32), die zur P-Regelung des Servo-Wegregelkreises verwendet wurde, gegeben. Bei dieser neuen Regelstrategie wird diese Kennlinie einfach invertiert, die gemessene Druckdifferenz stellt somit den Eingang dar, und das vom MFM Lenkkreis zu stellende Lenkradmoment resultiert als Ausgang.

Somit sind die zwei Probleme des ursprünglichen Servo-Wegregelkreises gelöst. Zum Einen kann innerhalb dieses Wegregelkreises statische Genauigkeit erzielt werden, und zum Anderen muss der Wegregelkreis zur Stabilisierung nicht mehr in seiner Dynamik beschränkt werden. Die Invertierung der Unterstützungskennlinie wirkt sich hier stabilisierend auf das Gesamtsystem aus. Die maximale Rückführverstärkung<sup>2</sup> der invertierten Kennlinie liegt im Nullpunkt und ist durch die passive Handkraft beschränkt. Dabei ist die passive Handkraft die Kraft, die auf den Servozylinder durch das vom Fahrer aufgebrachte Lenkradmoment wirkt.

Zweck des ersten Vorschlages einer neuen Regelstrategie war, durch die Abtrennung des Lenkkreises vom Servokreis eine Störentkopplung der beiden Regelkreise zu erzielen. Der zweite Vorschlag löste das Stabilitätsproblem und sorgte für die statische Genauigkeit des Servokreises. Beide hier aufgezeigten Regelstrategien können unabhängig voneinander realisiert werden, d. h. die zweite Regelstrategie kann auch bei einer bestehenden mechanischen Verbindung angewendet werden. Jedoch ist hierbei wieder mit einem erhöhten Störeinfluss oberhalb der Regelbandbreite der beiden Systeme zu rechnen. Beide Vorschläge beinhalten im Wesentlichen nur eine Blockschaltbildumformung, deren übersichtliche Zugänglichkeit erst durch den in diesem Kapitel erarbeiteten verteilt strukturierten Entwurf möglich war.

---

1. Statische Genauigkeit kann hier durch den Einsatz eines einfachen PI-Reglers erzielt werden.

2. Steigung der invertierten Kennlinie.

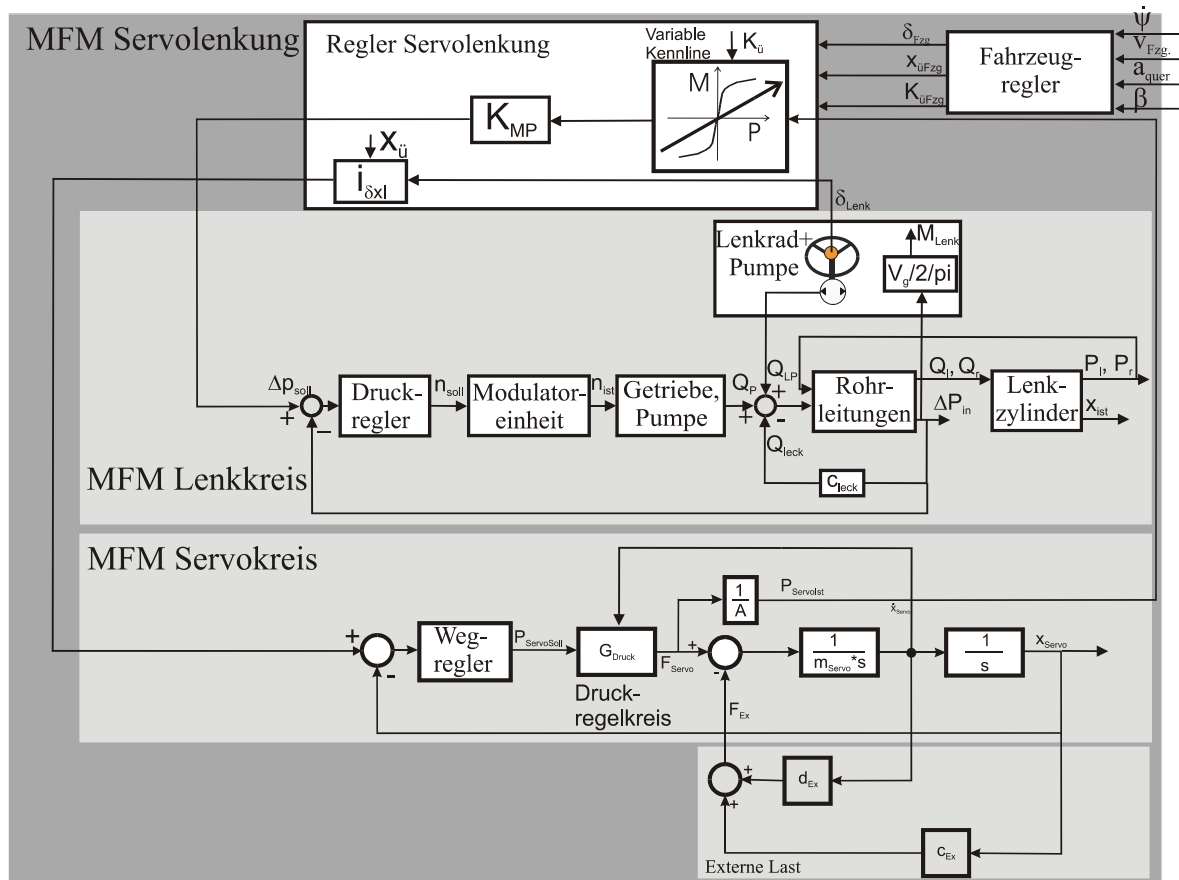


Abbildung 4.36: Blockschaltbild der SbW-Lenkung mit unterlagertem Wegregelkreis des Servokreises

# Kapitel 5

## Anwendungsbeispiele

Im Rahmen dieser Arbeit sind eine Vielzahl von mechatronischen Systemen untersucht und mitentwickelt worden. Ausgehend von diesen Tätigkeiten, sind die in den vorangegangenen Kapiteln dargestellten Methodiken erarbeitet, angewendet und erweitert worden. Eine Auswahl der Systeme wird in diesem Kapitel nachträglich vorgestellt. Hierzu wird ein kurzer Einblick in die Funktionsweise der betrachteten Systeme bzw. in die dazugehörigen Prüfstände gegeben und die Querverbindung zu den Entwurfsmethoden aufgezeigt.

Im Wesentlichen handelt es sich bei diesen Systemen um Aggregate aus dem Bereich der Fahrzeugtechnik. Eine Ausnahme stellt das in Kapitel 5.1 dargestellte Positioniersystem dar, das zu den Produkten aus dem Bereich der Mehrkoordinatenantriebe gezählt werden kann. Bei den fahrzeugtechnischen Systemen handelt es sich einerseits um Neuentwicklungen, aber auch um konventionelle, schon lange auf dem Markt verfügbare Produkte aus dem Bereich der Lenk- (vgl. Kapitel 5.2) und der Federungstechnik (vgl. Kapitel 5.3). Bei den Lenksystemen steht ein Steer-by-Wire-System (SbW-System) mit hydraulischer Rückfallebene im Vordergrund. Darüber hinaus werden sowohl eine konventionelle Lenkung als auch ein elektromechanisches SbW-System betrachtet, an denen Teilaspekte von Lenksystemen erläutert werden. Als Beispiel für ein Federungssystem dient ein hydropneumatisches Federbein, dessen dynamisches Verhalten durch identifizierte Modelle analysiert wird. Des Weiteren wird ein Viertelfahrzeugprüfstand betrachtet, an dem aktive Federungskomponenten entwickelt und ausgelegt werden.

Der ganzheitliche funktionsorientierte Entwurf (vgl. Kapitel 2.2) dieser Systeme deckte bisher nicht bekannte Anforderungen an ihre Aktorik auf. Dies führte zum Umdenken bei der Entwicklung der Aktorik und mündete in der Erfindung einer Flügelzellenpumpe [Patent MPE2], die u. a. in Kapitel 5.4 diskutiert wird.

## 5.1 Mehrkoordinatenantrieb

In Abbildung 5.1 ist ein Modell eines Mehrkoordinatenantriebes dargestellt, der wiederum einen Teil einer Gesamtmaschine repräsentiert. Mit Hilfe dieses Mehrkoordinatenantriebes soll es möglich sein, den dargestellten inneren Ring positionsgenau, mit einer Abweichung  $< 5 \text{ nm}^1$ , einzuregeln, und zwar sowohl bzgl. der x- als auch der y-Koordinate. Die Anordnung der Aktoren wurde dabei so gewählt, dass ein Verfahren in y- bzw. in x-Richtung ebenfalls eine Rotation um die z-Achse verursacht. Damit erweitert sich die Aufgabe der Regelung um die ausreichende Bedämpfung der z-Achse; es ist jedoch nicht erforderlich, einen bestimmten Winkel anzufahren.

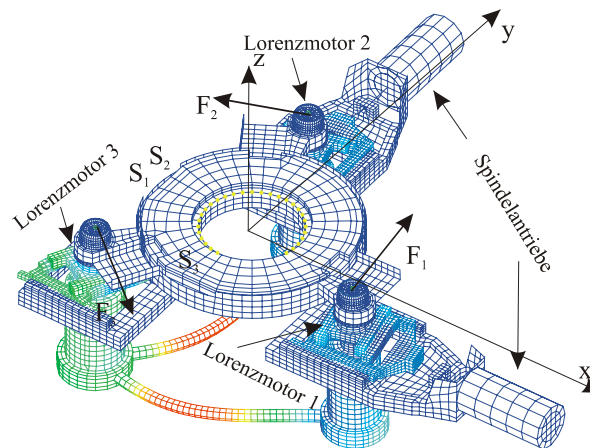


Abbildung 5.1: Modell eines Mehrkoordinatenantriebes

Als Aktoren zur Beeinflussung der drei Freiheitsgrade wurden Lorentz-Motoren<sup>2</sup> eingesetzt. Diese Motoren sind so angeordnet, dass sie tangentiale Kräfte in den zu bewegendem Ring einleiten können. Durch eine Koordinatentransformation ist es möglich, aus den tangentialen Kräften die entsprechenden Kräfte in x- und y-Richtung und das Moment um die z-Achse zu errechnen. Die Aktoren sind über eine Feder mit dem Ring verbunden, so dass sich aus einer Kraft (bzw. einem Moment) entsprechend der Federsteifigkeit ein Weg (bzw. ein Winkel) einstellt. Die Lorentz-Motoren erreichen einen Verfahrweg von  $10 \text{ }\mu\text{m}$ . Zur Erweiterung dieses Stellweges sind dem System zwei Spindeltriebe überlagert. Die drei Punkte  $S_1$ ,  $S_2$  und  $S_3$  markieren Positionen, an denen Sensoren zur Erfassung der 3 Freiheitsgrade angebracht sind. Auch diese Signale werden durch entsprechende Koordinatentransformationen in das in Abbildung 5.1 dargestellte Koordinatensystem umgerechnet.

1. nm: Nanometer ( $10^{-9} \text{ m}$ ).

2. Lorentz-Motoren arbeiten nach dem Tauchankerprinzip.

Für den Mehrkoordinatenantrieb sollte eine Regelung ausgelegt werden. Hierzu wurden FEM-Modelle des Antriebes erstellt und Messungen des Systems innerhalb der Gesamtmaschine unter einer realen Belastung aufgenommen. Der Reglerentwurf konnte anhand der FEM-Modelle, aufgrund der hohen Ordnung und ihrer nicht ausreichenden Güte, nicht durchgeführt werden. Damit kristallisierte sich als Teilaufgabe dieser Arbeit die Erstellung von identifizierten Modellen des Antriebsmoduls heraus, die geringer Ordnung sind und zusätzlich möglichst "viel"<sup>1</sup> Physik des Systems berücksichtigen. Hierzu wurde das in Kapitel 3 beschriebene Identifizierungsverfahren angewandt. Darüber hinaus trug dieses Anwendungsbeispiel auch maßgeblich zur Weiterentwicklung des Verfahrens bei.

## 5.2 Lenksysteme

In jahrelanger Kooperation zwischen dem MLaP und der Firma TRW<sup>2</sup> wurden eine Vielzahl von Lenksystemen untersucht, gestaltet und entwickelt. Eine Auswahl dieser Systeme soll im Folgenden dargestellt werden.

### Entwicklung von Lenksystemen

Die geschichtliche Entwicklung des Automobils ist geprägt durch die Verwendung von Lenksystemen mit permanentem mechanischen Durchgriff vom Lenkrad zu den gelenkten Rädern. Um den Fahrer bei der Fahrzeugführung zu unterstützen, wurden im Laufe der Zeit in Ergänzung zur reinen Übertragungsmechanik verschiedene Möglichkeiten zur Lenkkraftunterstützung entwickelt und eingesetzt. Hierbei spiegeln die elektrischen und die elektrohydraulischen Servolenkungen mit einem hohen Potential an programmierbaren Systemeigenschaften den aktuellen Stand der Technik wider (vgl. [Reimpell 84]).

### Die Zukunft von Lenksystemen

Sollen bei solchen konventionellen Lenksystemen weitere funktionale Eigenschaften berücksichtigt werden, so ist dies oft nur mit einem nicht mehr vertretbaren Aufwand zu realisieren. Aus diesem Grund findet gegenwärtig ein Übergang statt von konventionellen Lenksystemen hin zu elektromechanischen bzw. elektrohydraulischen Systemen, bei denen auf einen direkten mechanischen Durchgriff vom Lenkrad hin zu den gelenkten Rädern verzichtet wird. Solche SbW-Systeme können entweder eine mechanische oder eine hydraulische Rückfallebene aufweisen oder fehlertolerant<sup>3</sup> aufgebaut sein.

---

1. In Kapitel 3 wird der hier schwammig verwendete Begriff "viel" erläutert.

2. TRW, Amerikanisches Unternehmen aus der Fahrzeugzulieferindustrie. Kooperationspartner: Sitz in Düsseldorf.

3. Hier wird auch zwischen Fail-Safe bzw. Fail-Operational unterschieden (vgl. [Heitzer]).

## Gesetzlicher Hintergrund

Um die Lenkfunktion einer Lenkanlage in jedem Fall sicherzustellen, werden in der Vorschrift ECE R79 [EUR-Lex] für die Genehmigung von Lenkanlagen z. Zt. nur solche Lenksysteme für Kraftfahrzeuge im öffentlichen Straßenverkehr zugelassen, bei denen eine mechanische Koppelung zwischen Lenkrad und gelenkten Fahrzeugrädern besteht. Um weitere innovative Lenkfunktionen und gleichzeitig ein hohes Maß an Sicherheit zu ermöglichen, wird derzeit an einem Ergänzungsvorschlag [Tüv-Süd] zur ECE R79 gearbeitet. Hier werden Lenksysteme ohne mechanischen Durchgriff nicht explizit verboten; vielmehr werden Randbedingungen aufgezeigt, denen SbW-Lenkungen genügen müssen. So wird z. B. gefordert, dass bei Ausfall einer Komponente die vitalen Lenkfunktionen (zugelassen sind auch eingeschränkte Funktionalitäten) durch Redundanzen etc. weiterhin gewährleistet werden (fehlertolerantes System, vgl. [DE19754258]). Darüber hinaus kann eine Fail-Safe-Ebene verwendet werden, die bei Ausfall der Elektrik/Elektronik eine mechanische bzw. hydraulische Rückfallebene verwendet (vgl. [DE19838490], [DE19839951]). Außerdem werden in dem Ergänzungsvorschlag die neuen Lenkfunktionen und deren fahrdynamische Eingriffe berücksichtigt. Neben möglichen Ausfallproblemen mit der Hardware muss auch die Fehlerfreiheit der Software garantiert werden. Hier sind z. Zt. Toolketten in Arbeit, welche die Codegenerierung automatisieren, um so Fehler auszuschließen (vgl. [Fürst], [Buhlmann]). Auch das Problem der Haftung<sup>1</sup> ist bei den heutigen gesetzlichen Rahmenbedingungen nicht eindeutig geklärt. Dies gilt allerdings auch für Systeme, die bereits heute schon in Fahrzeugen verbaut werden. Zur Lösungsfindung dieser Probleme kann die Flugzeugindustrie mit ihren bereits eingeführten X-by-Wire Technologien Vorreiter sein.

### 5.2.1 Elektrohydraulische SbW-Lenkung

Kapitel 4 beschreibt die Entwicklung der im Folgenden dargestellten elektrohydraulischen SbW-Lenkung unter Anwendung des verteilten strukturierten Entwurfes. Die Auswahl der Komponenten wurde im Vorfeld von der Firma TRW vorgegeben und im Gebrauchsmuster [DE59604902D] geschützt.

Das Gesamtsystem kann im Wesentlichen in drei hydraulische Kreise eingeteilt werden: dem Servokreis, den hydrostatischen Lenkkreis und den Modulatorkreis (siehe Abbildung 5.2). Diese drei Kreise erfüllen dabei spezielle Aufgaben, die dem Funktionsumfang einer Steer-by-Wire-Lenkung gerecht werden sollen. Darüber hinaus bietet dieses System, aufgrund der redundanten hydraulischen Kreise, eine hydraulische Rückfallebene, welche die kritische Ausfallsicherheit von SbW-Systemen garantieren soll.

1. Bei einem systembedingten Verkehrsunfall stellt sich die Frage, ob der Fahrzeughersteller zu belangen ist oder ob die Verantwortung etwa einem Zulieferer zufällt.

Die Funktion dieses Systems ist der Überlagerungslenkung von [BMW] angepasst. Hierbei soll der Modulatorkreis den vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel verändern (modulieren); dies erfolgt bei der Überlagerungslenkung durch ein mechanisches Überlagerungsgetriebe. So entsteht ein Summenlenkwinkel, zu dessen Servounterstützung bei der Überlagerungslenkung eine konventionelle Servounterstützung verwendet wird. Bei der hier vorgestellten Lenkung wird hierzu der in Abbildung 5.2 dargestellte Servokreis verwendet:

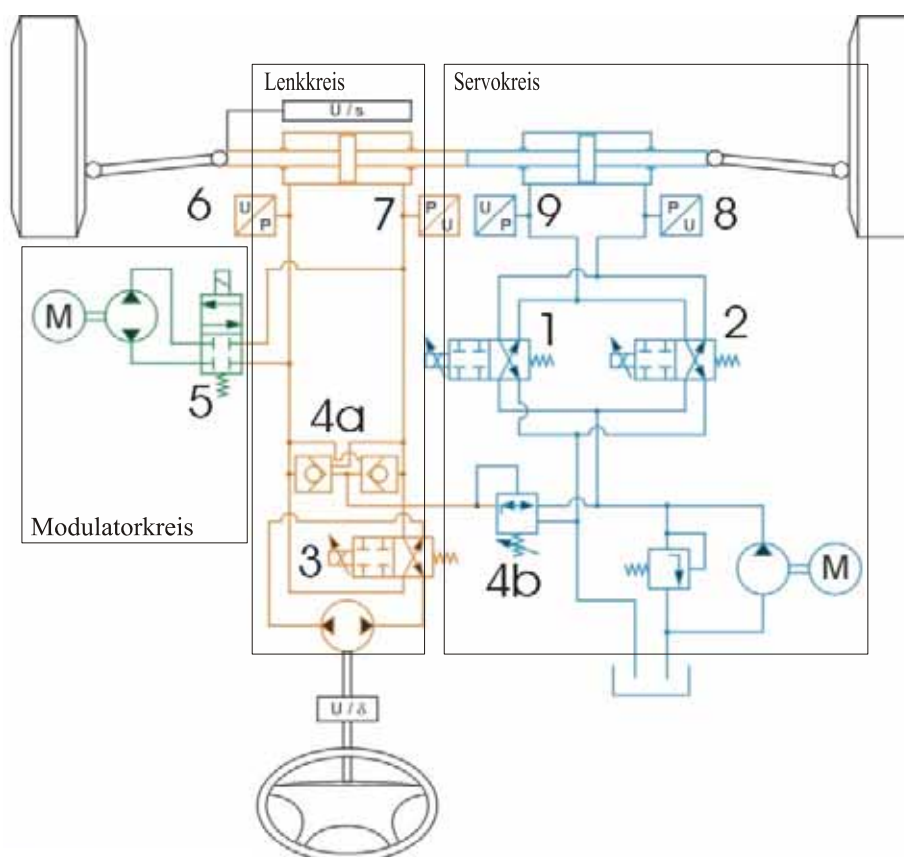


Abbildung 5.2: SbW-System der Firma TRW

### Der Servokreis

Der Servokreis erzeugt die Servounterstützung. Anders als bei konventionellen Systemen kommt hier zur Druckerzeugung kein passives Drehschieberventil zum Einsatz. Es werden elektronisch regelbare Proportionalventile (1, 2) eingesetzt. Hiermit ist es möglich, eine frei programmierbare Unterstützungscharakteristik zu realisieren, die in Form einer Druckregelung implementiert werden soll. Dafür sind zwei Drucksensoren (8, 9) innerhalb dieses Kreises vorgesehen.

Des Weiteren dient dieser Kreis zum Vorspannen des hydrostatischen Kreises. Dies wird durch das Druckbegrenzungsventil (4b) und durch den Sperrblock (4a) ermöglicht.

### Der Lenkkreis

Mit Hilfe dieses Kreises wird eine hydraulische Rückfallebene realisiert. Sie stellt sicher, dass das Fahrzeug auch bei Komplettausfall der Elektronik, der Ölversorgung etc. immer noch lenkbar bleibt. Dieser Kreis ersetzt somit die Lenksäule, mit dem Vorteil, dass z. B. Crashverhalten und Packaging etc. stark verbessert werden können.

Drücke, die in diesem Kreis gemessen werden (6, 7), dienen als Eingangsgrößen für die Druckregelung des Servokreises, da sie in erster Linie als proportional zum Lenkradmoment angesehen werden können.

### Der Modulatorkreis

Der Modulatorkreis bietet einen zusätzlichen Eingriff in den hydrostatischen Kreis. Mit ihm ist es möglich, Öl von einer Zylinderkammer in die andere zu fördern. Dadurch können frei programmierbare Lenkübersetzungen realisiert werden. Darüber hinaus ist hiermit ein aktiver Zugriff auf die Lenkung für Fahrzeugstabilitätssysteme (ESP) gegeben.

Auch der Modulatorkreis kann als redundantes System verwendet werden. Fällt z. B. die Servounterstützung aus, so kann ein Teil davon über den Modulatorkreis generiert werden. Dadurch kann die nötige Handkraft, je nach Leistung dieser Einheit, zur Lenkbarkeit des Fahrzeugs auf ein erträgliches Maß reduziert werden.

Im Notlenkbetrieb wird der Modulatorkreis vom Lenkkreis über das Schaltventil (5) getrennt. Ein zusätzliches Drosselventil (3) bietet die Möglichkeit, das Lenkrad vom Lenkzylinder zu entkoppeln, um so z. B. Druckspitzen zu mildern.

### Technische Realisierung am Prüfstand

Zur Identifizierung der Modelle sowie zum Test der Regler und der Komponenten wurde das System auf einem Prüfstand realisiert. Die Anordnung der einzelnen Komponenten kann in Abbildung 5.3 eingesehen werden. Die Realisierung des Prüfstandes zeigt Abbildung 5.4. Neben der SbW-Lenkung wurde zu Vergleichszwecken ergänzend eine konventionelle Lenkung aufgebaut. Beide Lenkungen können jeweils durch einen hydraulischen Zylinder angeregt werden. Hiermit sollen im Wesentlichen Rad- bzw. Reifenkräfte simuliert werden, wobei die Einheit kraft- bzw. weggeregelt betrieben werden kann. Die Anregungseinheiten werden über ein externes Hydraulikaggregat mit Leistung versorgt. Darüber hinaus können den Lenkungen über einen Servomotor Lenkradmomente bzw. Lenkradwinkel aufgeprägt werden. Die Ölversorgung für die hydraulischen Lenkungen erfolgt über die dargestellte Servopumpe, die über eine Asynchronmaschine angetrieben wird. Als Echtzeithardware wurde das Rapid-Prototyping-System der Fa. dSPACE verwendet, auf dem die Regler<sup>1</sup> der einzelnen Systeme abgearbeitet werden.

1. Die Regler können per Knopfdruck aus Matlab/Simulink [Matlab] auf den Echtzeitprozessor geladen werden.





Abbildung 5.4: Prüfstands Aufbau

### 5.2.2 Elektromechanische SbW-Lenkung

Ein weiteres Anwendungsbeispiel aus dem Bereich der SbW-Lenkungen stellt die in Abbildung 5.5 dargestellte elektromechanische Variante dar. Sie besteht aus einer Force-Feedback-Einheit zur Generierung von Lenkradmomenten, einem Front-Axle-Aktor mit dem es möglich ist, die notwendigen Kräfte zum Stellen eines Lenkwinkels zu erzeugen. Diese beiden Systeme sind mechanisch über eine Lenksäule gekoppelt, die durch eine Kupplung geöffnet bzw. geschlossen werden kann. Sie dient als Rückfallebene, die sich im Notfall verschließt. Darüber hinaus sind die Systeme elektronisch miteinander verbunden und kommunizieren über einen CAN-Bus.

An der Force-Feedback-Einheit wurde in Kapitel 3.3.2 gezeigt, wie mit Hilfe des dort entwickelten Identifizierungsverfahrens anhand von Messungen Modelle unterschiedlicher Ordnung abgeleitet werden können, die mehr oder weniger physikalische Eigenschaften des Systems berücksichtigen. Der Front-Axle-Aktor wurde in Kapitel 2.3.3 dazu verwendet, zu zeigen, wie im dezentralen Entwurf Kopplungen mit der Umgebung einbezogen werden können.

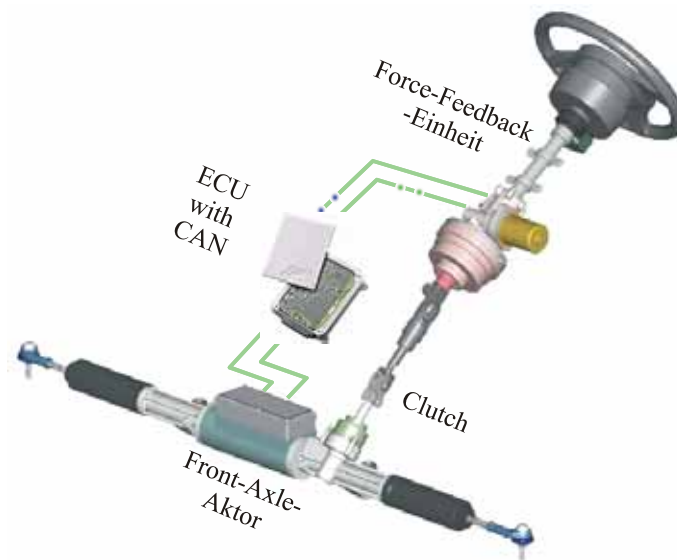


Abbildung 5.5: Elektromechanische SbW-Einheit der Firma TRW

### 5.2.3 Konventionelles Lenksystem

Als Referenzsystem zur Reglersynthese der oben beschriebenen Lenksysteme diente ein konventionelles Lenksystem eines 3er-BMW. Hierbei handelt es sich um eine hydraulische Servolenkung, die mit einem Drehschieberventil ausgestattet ist. Dieses System wurde verwendet, um Lenksysteme bzgl. ihrer statischen und dynamischen Eigenschaften sowohl modelltechnisch als auch am realen System zu erfassen. Abbildung 5.3 zeigt die Anordnung dieses Lenksystems auf dem Prüfstand. In Kapitel 4 wurde anhand dieses Lenksystems gezeigt, wie im Sinne des funktionsorientierten Entwurfs Eigenschaften solcher Systeme ermittelt wurden, damit nicht zuletzt das hierbei gewonnene Erfahrungswissen für die Abgrenzung, Bewertung und Auslegung neuer Systeme verwendet werden kann. Aus den mit diesem System gewonnenen Erfahrungen entstand ein Patent [Patent Lenk] zur Regelung elektromechanischer bzw. elektrohydraulischer Servolenkungen mit mechanischem Durchgriff.

## 5.3 Federungssysteme

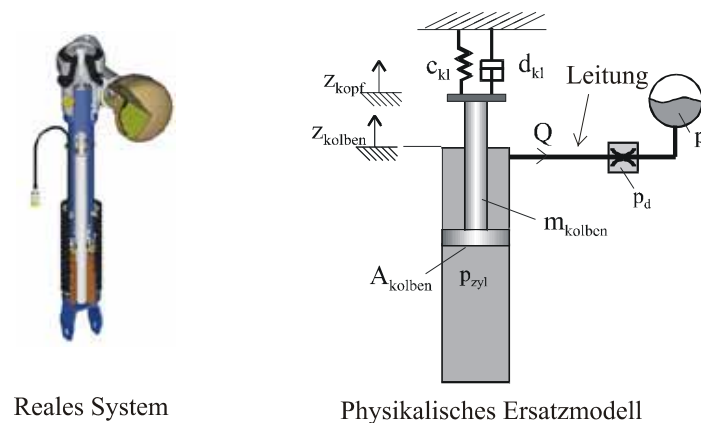
Im Laufe der PKW-Entwicklung wurde ein weites Spektrum von Fahrwerken entwickelt [Reimpell 89]. Einen wichtigen Teil dieser Fahrwerke stellen die Federbeine dar; sie sind maßgeblich für das Erzielen hohen Fahrkomforts und einer ausreichenden Fahrsicherheit. Um den Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit aufzulösen, wurden unterschiedlichste Ausführungen von passiven Federbeinen entwickelt. Das weitere Auflösen des Zielkonfliktes

ist mit passiven Federbeinen nur noch bedingt möglich ist, deshalb werden nunmehr aktive Federbeine und Fahrwerke entwickelt und in den Markt eingeführt, die im Stande sind, den angesprochenen Konflikt weiter aufzulösen [Jurr], [Rutz].

Auch im Rahmen dieser Arbeit wurden solche Systeme untersucht. In Kapitel 5.3.1 wird ein hydropneumatisches Federbein<sup>1</sup> vorgestellt, das anhand von Prüfstands- und Modelluntersuchungen auf seine mögliche Verwendung innerhalb eines aktiven Federungssystems getestet werden soll. Kapitel 5.3.2 zeigt einen Viertelfahrzeugprüfstand, an dem neben Reglern für die aktive Feder auch das in Kapitel 5.4.1 dargestellte Motor-Pumpen-Aggregat als Aktor für die aktive Feder getestet wurde.

### 5.3.1 Das hydropneumatische Federbein

Abbildung 5.6 zeigt das hydropneumatische Federbein als reales System und das entsprechende physikalische Ersatzmodell. Das Federbein wurde bzgl. seiner statischen und dynamischen Eigenschaften auf einem Prüfstand vermessen. Die Messungen dienten als Grundlage für die Erstellung eines Modells. Mit Hilfe des Modells wurden dann Aussagen über die Aktivierbarkeit des HP-Federbeins getroffen:



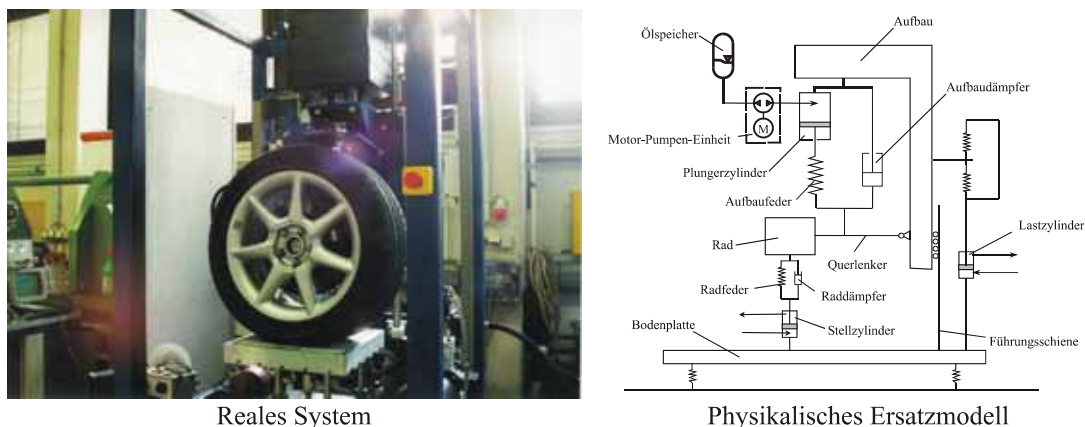
**Abbildung 5.6: Hydropneumatisches Federbein**

Das vierstufige Identifizierungsverfahren wurde in Kapitel 3.4 am Beispiel des HP-Federbeins angewendet. Es wurde, ausgehend von den Messungen und dem mathematisch-symbolischen Modell, ein identifiziertes, physikalisch interpretierbares Modell abgeleitet. Einzelne dynami-

1. Im Folgenden auch als HP-Federbein abgekürzt.

sche Effekte konnten somit einzelnen Bauteilen zugewiesen werden. So wurde z. B. die dynamische Verhärtung des Federbeins, die eine Verschlechterung des Fahrkomforts bewirkt, auf die Leitung zwischen dem Federbeinzylinder und der Speicher-Drosseleinheit zurückgeführt.

### 5.3.2 Viertelfahrzeugprüfstand eines aktiven Federbeins



**Abbildung 5.7: Viertelfahrzeugprüfstand zum Test eines aktiven Federungssystems**

Ein weiterer Prüfstand, der im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurde, ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Hierbei handelt es sich um einen Viertelfahrzeugprüfstand, bei dem die Vertikaldynamik eines PKWs auf ein Viertelfahrzeug reduziert wird. An diesem Prüfstand sollte das Konzept eines aktiven Federbeins überprüft werden. Bei dem Federbein handelte es sich um eine Stahlfeder-Dämpfer-Einheit, wobei in Reihe zur Feder ein Plungerzylinder angebracht war, der mit Hilfe einer Motor-Pumpen-Einheit zusätzliche Kräfte in das Federbein einleiten kann [Tatje]. Darüber hinaus war es möglich, Kräfte in die Aufbaumasse (über den Lastzylinder) und in das Rad (über den Stellzylinder) einzuleiten. Aufgabe war neben der Inbetriebnahme der Peripherie, den Regler für das aktive Fahrwerk modellgestützt auszulegen und am Prüfstand zu testen. In Kapitel 2.3.3 wurde anhand dieses Prüfstands gezeigt, inwieweit das Rad beim Entwurf eines Reglers vernachlässigt werden darf.

## 5.4 Aggregate

Bei der Entwicklung von mechatronischen Systemen wurde erkannt, dass die einhergehenden neuen Funktionalitäten auch neue und andere Anforderungen u. a. an die Aktorik stellen. Aus diesem Grund wurde am MLaP schon frühzeitig die Aktorik im mechatronischen Entwurf berücksichtigt. So entstanden neue Aktoren, die in den folgenden zwei Unterkapiteln erläutert werden.

### 5.4.1 Motor-Pumpenaggregat

Die heutzutage auf dem Markt erhältlichen aktiven Federungssysteme arbeiten weitestgehend auf hydraulischer Basis und verwenden Ventiltechnik (vgl. [Jurr], [Rutz]). Diese Systeme weisen folgende Nachteile auf:

- Hoher Energiebedarf aufgrund des drosselnden Wirkprinzips.
- Schlechte Regelbarkeit aufgrund der stark nichtlinearen Ventile.
- Starke Temperaturabhängigkeit.
- Zentrale Lösung und damit hoher Aufwand für die Montage von Hydraulikleitungen.
- Nachrüstbarkeit nahezu unmöglich.

Die Vermeidung dieser Nachteile war die Triebkraft zur Entwicklung<sup>1</sup> eines neuen Motor-Pumpenaggregats, das in einer weiterentwickelten Form<sup>2</sup> nun auch für Lenkungen eingesetzt werden soll. Dieses Aggregat, bestehend aus einem permanenterregten Synchronmotor, einer Innenzahnradpumpe und einer eingebauten Steuerelektronik, arbeitet nach dem in Abbildung 5.7 dargestellten Wirkprinzip. Es fördert einen Ölvolumenstrom zwischen einem vorgespannten Speicher und dem Plungerzylinder. Durch die zum Aggregat gehörende Steuerelektronik entsteht ein "smarter" Aktor, der lediglich mit einer Energieleitung und einer Steuerleitung versorgt werden muss. Das Hydrauliköl dient nunmehr als hydraulisches Getriebe, wobei der Motor die mechanische Energie erzeugt und sich als sehr gut regelbar erweist. Durch das hier angewendete Verdrängerprinzip kann der Energieverbrauch gesenkt werden [Kleist].

Die oben beschriebenen Nachteile bzgl. Energieverbrauch und Regelbarkeit spiegeln sich auch bei hydraulischen Servolenkungen wieder. Aus diesem Grund wird überlegt, solche elektrohydraulischen Lösungen auch hier einzusetzen.

---

1. 1995 wurden hierzu erste Untersuchungen und Realisierungen am MLaP durchgeführt ([Castiglioni]).  
2. Die Firma TRW entwickelte das Motor-Pumpenaggregat (nahezu bis zur Serienreife) für den Einsatz in einer aktiven Fahrzeugfederung.

Anstelle einer vom Verbrennungsmotor betriebenen Pumpe kommt hier ein von der Batterie bzw. von der Lichtmaschine betriebener Motor zum Einsatz. Dies setzt ein leistungsfähigeres Bordnetz voraus und war der Grund, warum die Motoren auf 42-Volt-Basis entwickelt wurden. Um ein dezentrales System auf 12-V-Basis zur Verfügung zu stellen, muss der Energiebedarf nochmals gesenkt werden. Dies wird durch die Verwendung der im folgenden Kapitel erläuterten Flügelzellenpumpe erzielt.

### 5.4.2 Flügelzellenpumpe

Die in Abbildung 5.8 dargestellte Flügelzellenpumpe kann aufgrund ihres symmetrischen Aufbaus und bei der Verwendung eines entsprechenden Antriebsmotors (in der Abbildung nicht dargestellt) im 4-Quadrantenbetrieb eingesetzt werden. Das Fördervolumen der Pumpe kann zum Einen durch die Verstellung des Steuerschiebers und zum Anderen durch die Veränderung der Drehzahl variiert werden:

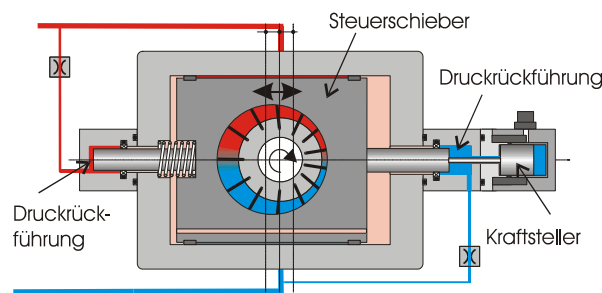


Abbildung 5.8: Flügelzellenpumpe

Hierdurch ergeben sich aus energetischer Sicht zwei Vorteile: Der Motor kann bzgl. Moment und Drehzahl immer in einem optimalen Betriebspunkt eingesetzt werden und, des Weiteren können schnelle Regelvorgänge durch die Verstellung des Steuerschiebers eingeregelt werden. So muss der Motor nicht ständig beschleunigt bzw. abgebremst werden, was aufgrund seiner höheren Trägheit energetisch ungünstiger wäre. Hierdurch kann zusätzlich der Spitzenenergiebedarf drastisch gesenkt werden. Hinzu kommt, dass der eingesetzte Motor kleiner dimensioniert werden kann.

Die genaue Funktionsweise der Pumpe kann in [Patent MPE1] nachgeschlagen werden. Erweitert wurde die Pumpe um eine hydraulische Druckrückführung [Patent MPE2]. Dies ermöglicht einerseits eine sensorlose Druckregelung, andererseits ist es möglich, Störölströme hochfrequent auszuregulieren. Die sensorlose Druckregelung wird durch das am Steuerschieber herrschende Kräftegleichgewicht realisiert. Die auf den Schieber wirkende Kraft des Kraftstellers steht dabei mit der Kraft, die sich aus dem Differenzdruck und der entsprechenden Zylinderfläche des

Schieberkolbens ergibt, im Gleichgewicht.<sup>1</sup> Gerät dieses Kräftegleichgewicht in ein Missverhältnis, wird der Steuerschieber soweit ausgelenkt, bis sich der entsprechende Druck wieder einstellt. Dabei kann das Missverhältnis über eine veränderte (Soll-) Führungsgröße, die über den Kraftsteller vorgegeben wird und somit über die mögliche Bandbreite des Kraftstellers bzgl. der Dynamik begrenzt ist, entstanden sein. Ferner kann die Diskrepanz auch durch eine Störgröße verursacht sein. In diesem Fall ist die Dynamik, mit welcher der Druck wieder eingeregelt wird, durch die hydromechanische Abstimmung der Druckrückführung begrenzt. Diese liegt in der Regel um ein Vielfaches ( $> 20$  Hz) höher als die des Kraftstellers ( $< 7-8$  Hz). Durch die systeminhärente Störgrößenausregelung ist es zudem möglich, miteinander verkoppelte Subsysteme bis in den hohen Frequenzbereich hinein zu entkoppeln, was in Kapitel 2.3.3.2 näher diskutiert wurde.

Angewendet werden kann diese Pumpe in aktiven Fahrwerken z. B. nach dem in Abbildung 5.7 dargestellten Prinzip, aber auch nach dem in [Patent AF] vorgestellten Prinzip. Bei letzterem werden die zusätzlichen Kräfte nicht in Reihe zu einer weichen Feder in das Fahrwerk eingeleitet, sondern parallel zur Feder über einen Querlenker in das System eingebracht. Diese relativ steife Anordnung ist jedoch nur bei der hydromechanischen Druckrückführung möglich, welche die einzelnen Subsysteme entkoppelt. Ein weiteres Anwendungsgebiet stellen die Lenksysteme dar, die in Kapitel 4 ausführlich diskutiert wurden.

Anhand der hydromechanischen Druckrückführung wurde in Kapitel 2.3 die Entkopplung mittels mechanischer Bauteile von strukturierten Subsystemen erläutert. Es wurde gezeigt, wie mit Hilfe von konstruktiven Gestaltungsparameter Subsysteme optimal an die Anwendung angepasst werden können.

Zur Zeit befinden sich sowohl die Pumpe als auch ein Viertelfahrzeugprüfstand, an dem die Pumpe in der Funktion als Lenkwinkelsteller als auch als aktive Fahrwerkskomponente getestet werden soll, in der Fertigungsphase.

---

1. Dies gilt nur für die in dieser Erläuterung vernachlässigten dynamischen Kräfte.

# Kapitel 6

## Zusammenfassung und Ausblick

Die Entwicklungsleistung eines Ingenieurs ist seit jeher von einer Vielzahl von Iterationsschleifen geprägt, die im "Trial and Error-" Verfahren ablaufen. Im Verlauf des letzten Jahrhunderts haben sich zunehmend Systematiken etabliert, welche die Anzahl der notwendigen Iterationen verringerten und dadurch erst die Entwicklung hoch komplexer Systeme ermöglichten. Hierbei spielte die Einführung der Rechentechnik, insbesondere der digitalen Technik, eine wesentliche Rolle. Durch sie war es möglich, einen Großteil aufwendiger Entwicklungsschritte in den Rechner zu verlagern, um somit dem steigenden Kosten- und Zeitdruck der Entwicklung zu begegnen. Der Bedarf an immer genaueren Abbildern der Realität führt zu derart komplexen Modellen im Rechner, dass herkömmliche Methoden nicht mehr ausreichen, um eine umfassende Entwicklung im Rechner durchzuführen. Dieser Trend wird durch die stetige Steigerung der Komplexität durch Einbeziehung der Elektronik unterstützt. Um diesem Problem zu begegnen, wurde in den vergangenen Jahren versucht, Systematiken und Methoden für die rechnergestützte Entwicklung zu implementieren. Ziel dieser Arbeit war es, eine dieser Systematiken anhand von Anwendungsbeispielen weiterzuentwickeln, um somit einen Beitrag zur Verringerung von notwendigen Entwicklungsiterationen zu leisten.

Ein besonderer Schwerpunkt dieser Arbeit lag im rechnergestützten Reglerentwurf einer SbW-Lenkung. Es wurde gezeigt, dass die Komplexität einer solchen Lenkung sehr hoch ist und ihr mechatronischer Entwurf eine Systematik erfordert. Hierzu wurden bekannte Methoden aus der Literatur und insbesondere der am MLaP entwickelte Ansatz zum verteilt strukturierten Entwurf mechatronischer Systeme aufgegriffen. Ein weiterer Schwerpunkt lag in der Entwicklung eines Identifizierungsverfahrens, das innerhalb des verteilt strukturierten Entwurfes zum Einen für die Identifizierung von Subsystemmodellen und zum Anderen zur Erstellung von reduzierten hierarchisch höher liegenden Modellen verwendet wird. Im Folgenden wird noch einmal skizziert, auf welchem Weg die beiden Schwerpunkte erarbeitet wurden:

Der Großteil der in dieser Arbeit dargestellten Fragestellungen trat bei der Bearbeitung von Industrieprojekten auf. Die Probleme und ihre Lösungen mit Hilfe entsprechender Methodiken

wurde stets an realen Produkten dargelegt. Dabei wurden die Anwendungsbeispiele in kurzer Form beschrieben und ihre Verwendung im Rahmen dieser Arbeit in Kapitel 5 aufgezeigt.

Abschnitt 3 beschreibt den heutigen Stand der Technik beim Entwurf mechatronischer Systeme. Es wurde aufgezeigt, dass der herkömmliche mechatronische Entwicklungskreislauf für die Entwicklung von komplexen Systemen nicht ausreicht. Es wurde ein verteilt strukturierter Entwurf für komplexe Systeme in zwei Stufen vorgeschlagen. In der ersten Stufe ist das System in einem Top-Down-Entwurf entsprechend seinen Teilbewegungsfunktionen in Subsysteme einzuteilen. Die zweite Stufe, der Bottom-Up-Entwurf, dient der Auslegung der einzelnen Subsysteme, beginnend mit der untersten Hierarchiestufe. Durch diese Vorgehensweise, die sukzessive Betrachtung von Subsystemen, bleibt die Komplexität des Entwurfs handhabbar, und die Physik der betrachteten Systeme gestaltet sich fassbar. Eventuelle Kopplungen der Subsysteme und deren notwendige Berücksichtigung beim Reglerentwurf wurden diskutiert. Es wurden vier verschiedene Möglichkeiten aufgezeigt, diese Kopplungen entweder schon bei der Wahl der Aktorik oder beim Entwurf der Regelung des Subsystems bzw. der Regelung der nächst höheren Ebene zu berücksichtigen. Darüber hinaus wurde in Ergänzung des mechatronischen Entwicklungskreislaufes der funktionsorientierte Entwurf vorgestellt, der eine Systematik zur Auswahl von Lösungselementen für die Subsysteme darstellt. Innerhalb der drei Phasen des funktionsorientierten Entwurfs wurden somit für die zu erfüllende Bewegungsfunktion optimale Lösungselemente entwickelt.

Eine immer wiederkehrende Aufgabe bei der Anwendung des verteilt strukturierten Entwurfs ist die Identifizierung der Subsystemmodelle. Dabei sind die Anforderungen an das Identifizierungsverfahren innerhalb dieses Entwurfs sehr vielfältig: So soll es zum Einen möglich sein, physikalisch motivierte Modelle der untersten Hierarchiestufen abzuleiten, zum Anderen soll es für die beim Reglerentwurf höherer Hierarchiestufen möglich sein, reduzierte identifizierte Modelle geringerer Ordnung abzuleiten. Ein solches Identifizierungsverfahren, das auf die im verteilt strukturierten Entwurf benötigten Anforderungen eingeht, wurde in Kapitel 3 dargestellt. Das Verfahren wurde an unterschiedlichsten realen Systemen (Positioniermaschine, HP-Federbein, Servokreis, Modulatorkreis, elektromechanische Lenkung) erfolgreich getestet, um die unterschiedlichen Anwendungsgebiete dieses Verfahrens aufzuzeigen und abzudecken.

Die Anwendung der in Kapitel 2 und Kapitel 3 vorgestellten Methodiken wurde in Kapitel 4 aufgezeigt. Unter Verwendung des verteilt strukturierten Entwurfs wurde die Reglerauslegung einer SbW-Lenkung durchgeführt. Hierzu wurden in einem ersten Schritt eine konventionelle hydraulische Lenkung aus mechatronischer Sicht analysiert und die hierbei gewonnenen Erfahrungen bei der Reglerauslegung für die SbW-Lenkung genutzt. Auf dieser Basis wurden der Top-Down- und Bottom-Up-Entwurf der SbW-Lenkung durchgeführt. Die hierbei entstandene leicht zugängliche physikalische Struktur der Lenkung hat den Weg für eine neue Reglerstruktur geebnet, die wesentliche Nachteile der alten Regelung beseitigt.

Die Anwendung der hier vorgestellten Techniken zur Strukturierung, Analyse, Synthese und Identifizierung von mechatronischen Systemen wurde auf der Hierarchieebene der Aggregate von Fahrzeugen gezeigt. Der folgende konsequente Schritt wäre dessen Anwendung in der nächsthöheren Hierarchieebene, der Fahrzeugregelung, dort wo mehrere Fahrzeugregelsysteme gemeinsam den Fahrzeugzustand bzgl. Fahrkomfort und Fahrsicherheit regeln. Diese Ebene der Global-Chassis-Control wirft sicherlich noch weitere Probleme auf, die aber auf ähnliche Art und Weise gelöst werden können.

Für zukünftige Arbeiten mit diesen Techniken wäre es jedoch wünschenswert, ein umfassendes Mechatronik-Tool zur Verfügung zu haben, das alle diese Bausteine und die damit verbundenen Arbeitsschritte unterstützt.

# Kapitel 7

## Anhang

### 7.1 Frequenzgänge der Positioniermaschine

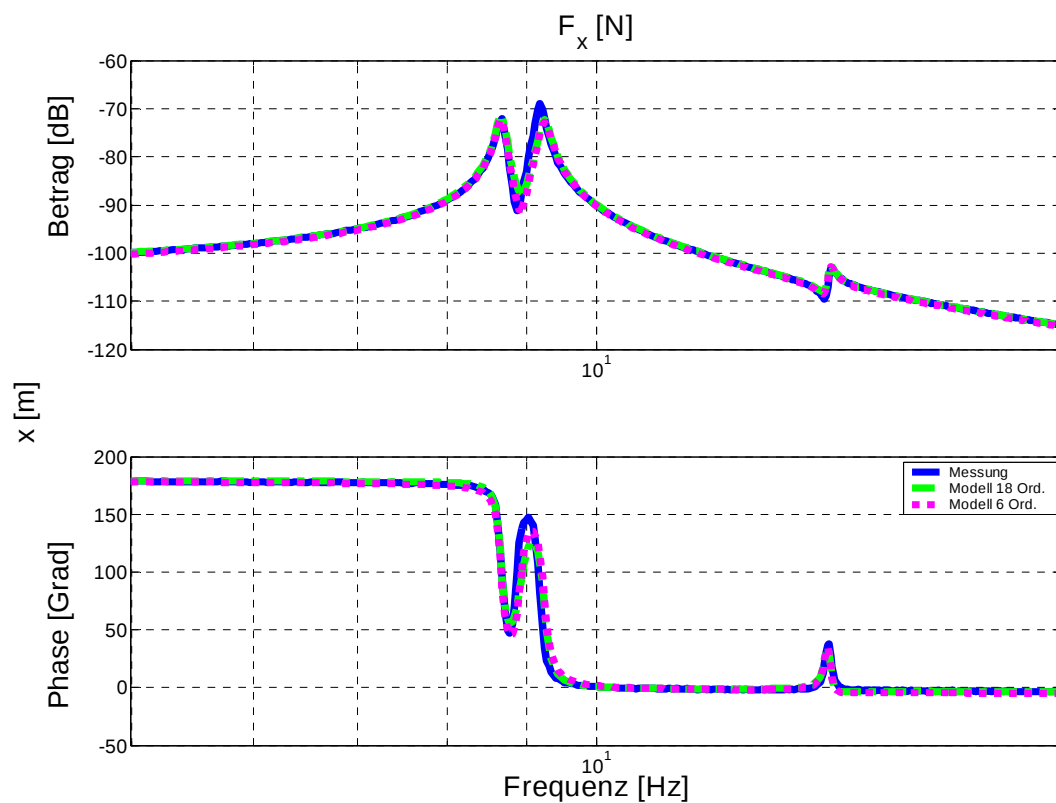


Abbildung 7.1: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $F_x/x$

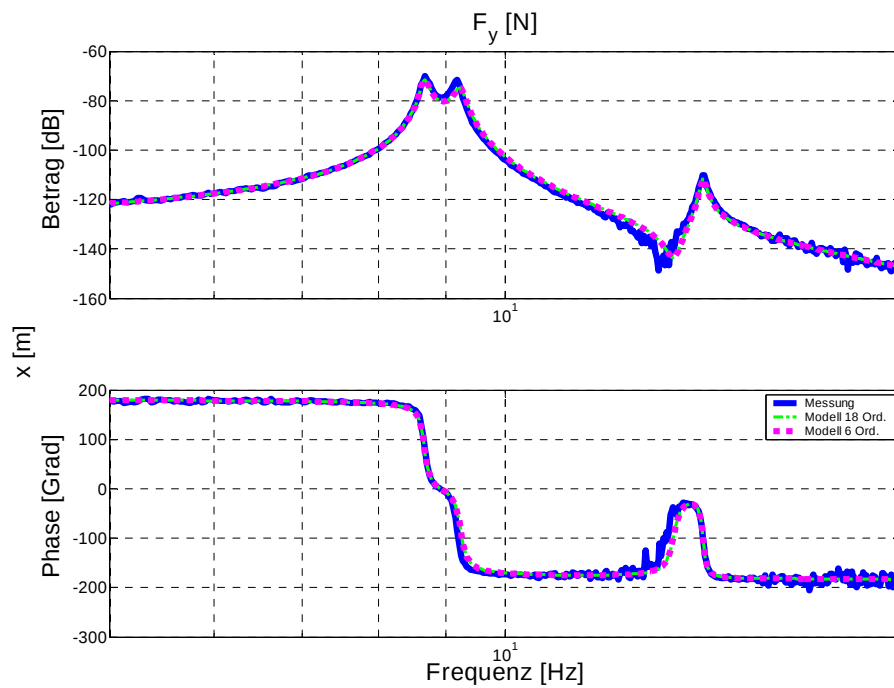


Abbildung 7.2: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $F_y/x$

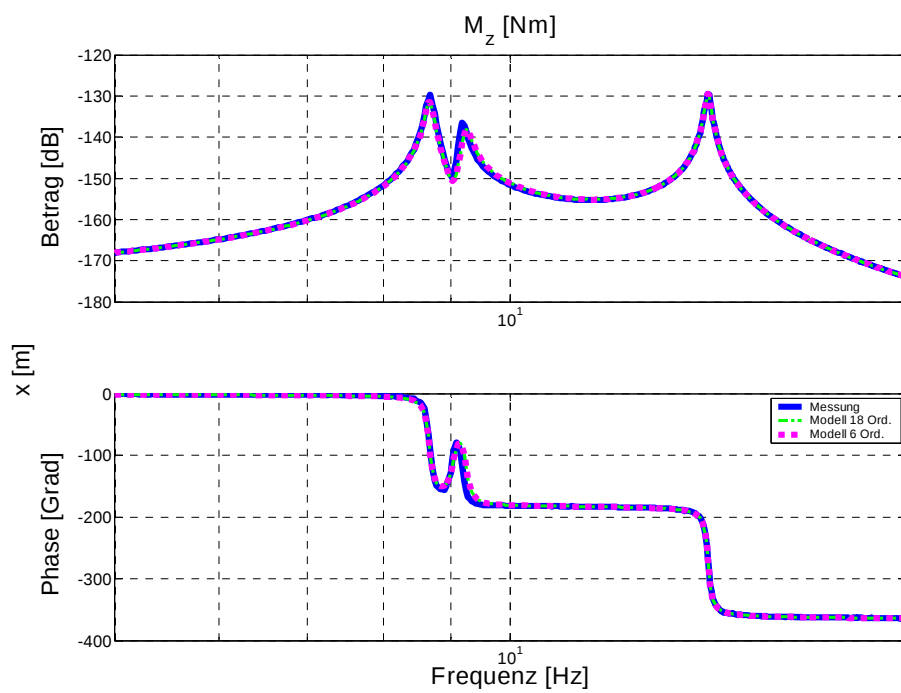


Abbildung 7.3: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $M_z/x$

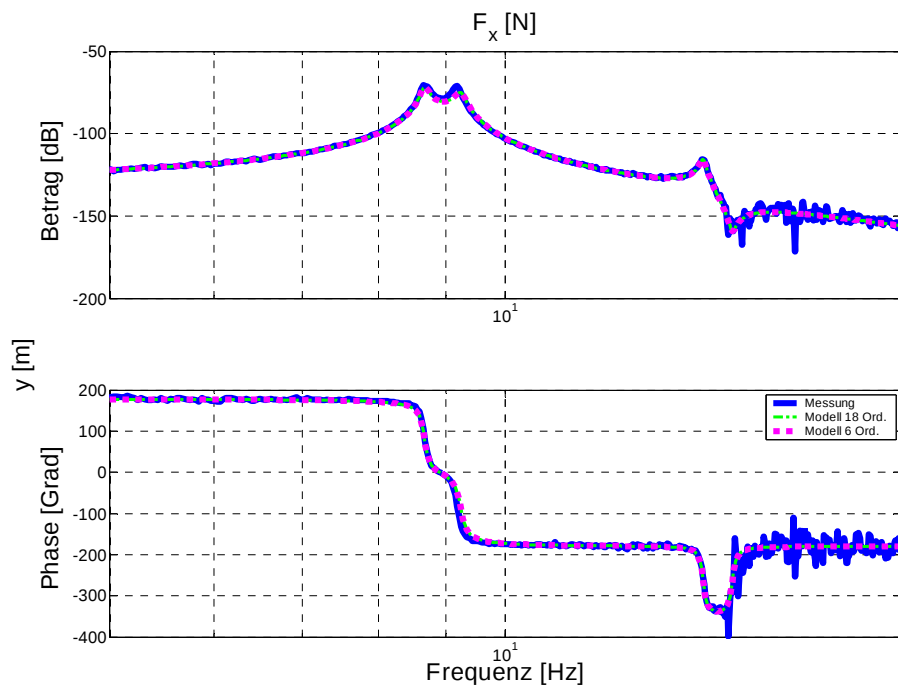


Abbildung 7.4: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $F_x/y$

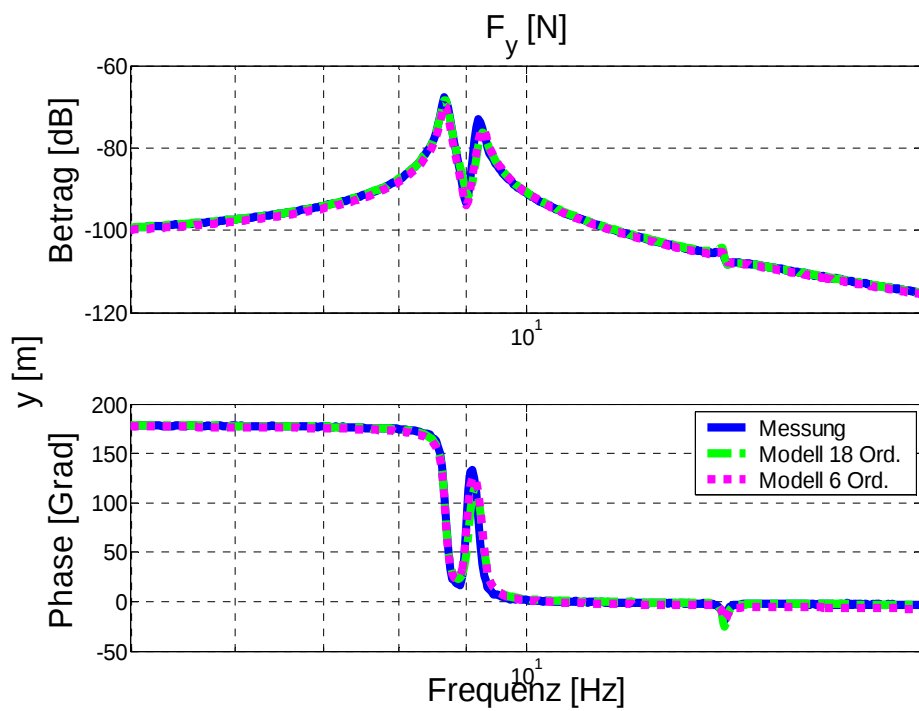


Abbildung 7.5: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $F_y/y$

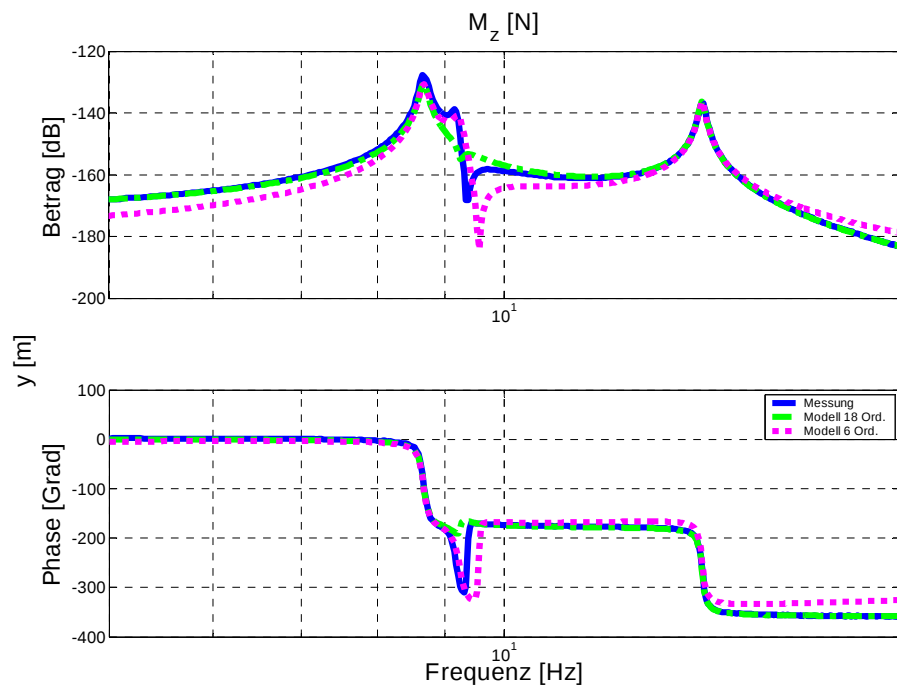


Abbildung 7.6: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $M_z/y$

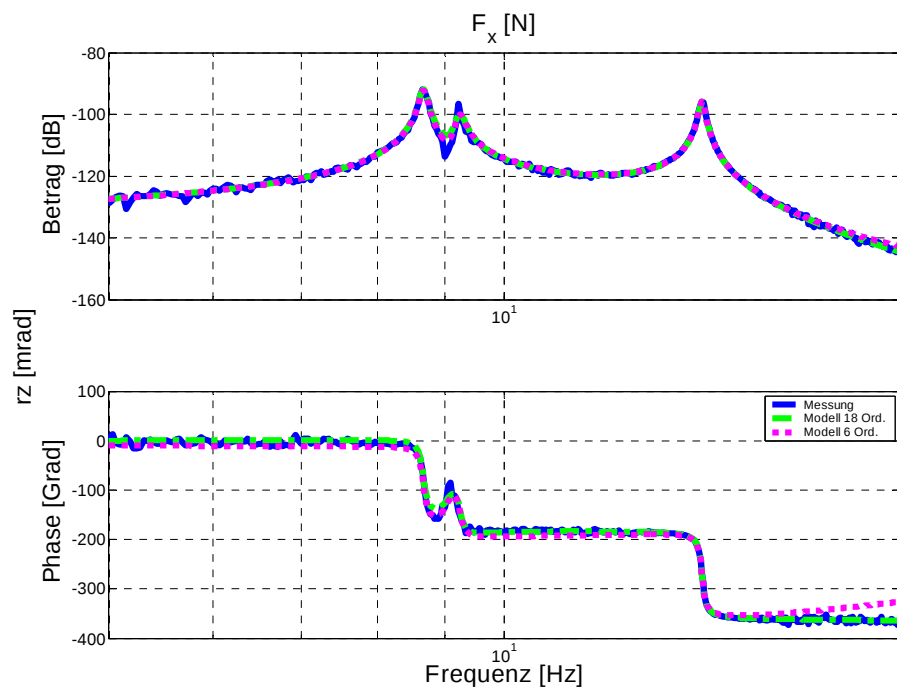


Abbildung 7.7: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $F_x/r_z$

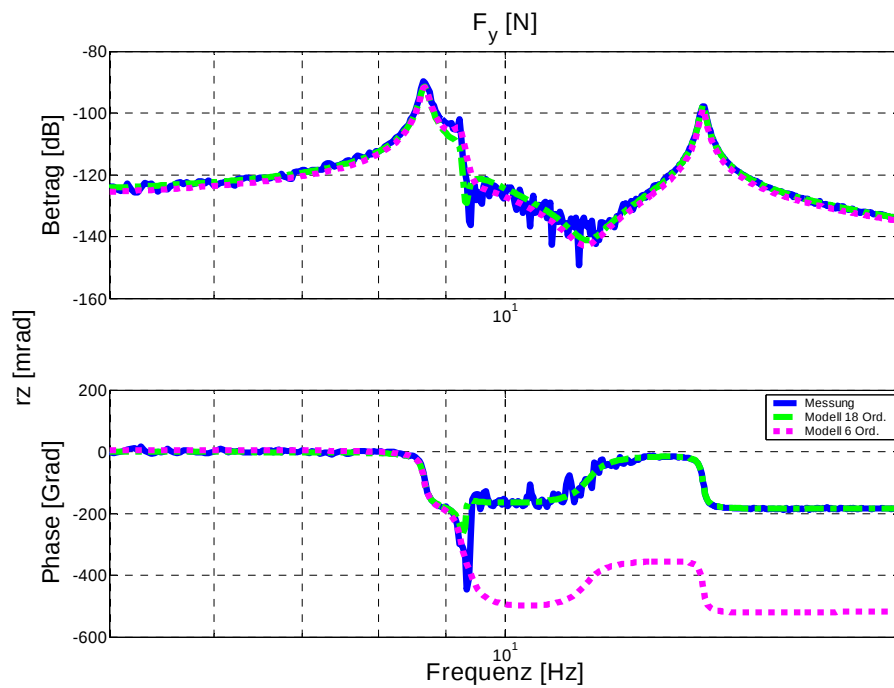


Abbildung 7.8: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $F_y/r_z$

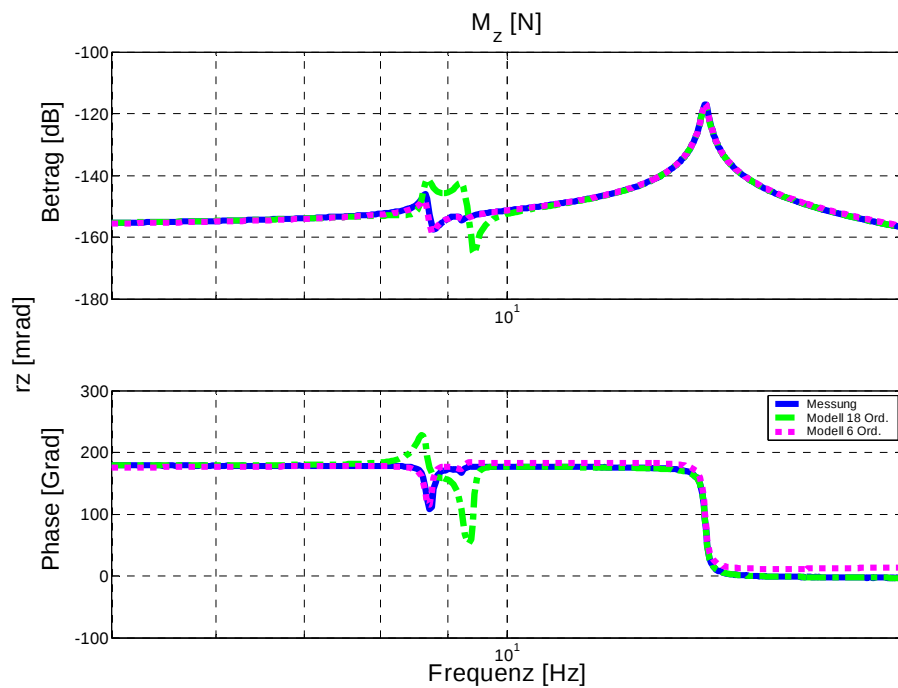


Abbildung 7.9: Vgl. Frequenzgänge Messung, Modell 18. Ordnung und Modell 6. Ordnung  $M_z/r_z$

## 7.2 Modellbildung eines HP-Federbeins

Ein physikalisches Ersatzmodell des HP-Federbeins so wie es im PKW-Bereich eingesetzt wird, ist in Abbildung 7.10 dargestellt. Es besteht im Wesentlichen aus den Komponenten Zylinder, Speicher, Drossel und einem Verbindungselement zwischen dem Zylinder und der Speicher-Drosseleinheit, in der Regel einer Leitung:

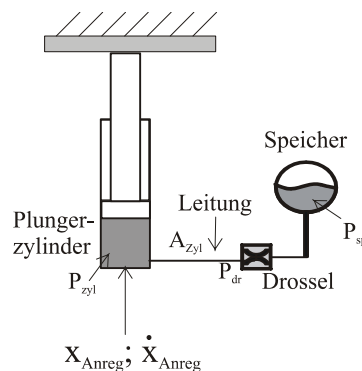


Abbildung 7.10: Physikalisches Ersatzmodell des HP-Federbeins

Hieraus lässt sich das Blockschaltbild in Abbildung 7.11 ableiten. Die Gleichungen der Subsysteme und damit auch die des Gesamtsystems werden unter folgenden Randbedingungen abgeleitet:

- Das System besitzt nur einen mechanischen Freiheitsgrad.
- Inkompressibles Hydrauliköl.
- Keine Elastizitäten der mechanischen Komponenten.
- Anregung  $x_{Anreg}; \dot{x}_{Anreg}$  sei bekannt.

### Speicher

Der im Speicher herrschende Druck berechnet sich mit folgenden Randbedingungen:

- Isotherme Zustandsänderung zum Erreichen des Betriebspunktes  $p_B$ .
- Das Speichergas Stickstoff wird als ideales Gas betrachtet.
- Änderungen des Speicherdruckes in der Nähe des Betriebsdruckes werden als adiabate Zustandsänderungen angenommen.

$$p_{Sp} = \frac{1}{sC_{Sp}} q_{Dr} \quad (7.1)$$

|     |          |                                |           |
|-----|----------|--------------------------------|-----------|
| mit | $q_{Dr}$ | Volumenstrom durch die Drossel | $[m^3/s]$ |
|     | $p_{Sp}$ | Druck im Speicher              | $[N/m^2]$ |
|     | $C_{Sp}$ | Kapazität des Speichers        | $[m^5/N]$ |

### Drossel

Für den Modellansatz wird unter Annahme einer linearen, konstanten, reibungsbehafteten Drossel und mit Hilfe der Hagen-Poiseuille-Gleichung folgende Gleichung für die Drossel abgeleitet:

$$q_{Dr} = \frac{\Pi r^4}{8\eta l} \Delta p = \frac{1}{R_{Dr}} (p_{Sp} - p_{Dr}) \quad (7.2)$$

|     |          |                       |            |
|-----|----------|-----------------------|------------|
| mit | $p_{Dr}$ | Druck vor der Drossel | $[Ns/m^5]$ |
|     | $R_{Dr}$ | Druck im Speicher     | $[N/m^2];$ |

### Zylinder

Unter den oben genannten Randbedingungen und einer reibungsfreien eindimensionalen Strömung für den Zylinder können mit Hilfe des Kontinuitätssatzes folgende Gleichungen abgeleitet werden:

$$\begin{aligned} q_{Zyl} &= A_{Zyl} \dot{x}_{Anreg} \\ F_{Zyl} &= p_{Zyl} A_{Zyl} \end{aligned} \quad (7.3)$$

|     |           |                            |           |
|-----|-----------|----------------------------|-----------|
| mit | $q_{Zyl}$ | Volumenstrom des Zylinders | $[m^3/s]$ |
|     | $F_{Zyl}$ | Kraft am Zylinder          | $[N]$     |
|     | $p_{Zyl}$ | Druck im Zylinder          | $[N/m^2]$ |
|     | $A_{Zyl}$ | Fläche des Zylinderkolbens | $[m^2]$   |

### Rohrleitung

Die Gleichungen für die Rohrleitung werden unter den Randbedingungen einer reibungsbehafteten, inkompressiblen Strömung abgeleitet. Berücksichtigt wurden Leitungskapazitäten, Leitungswiderstände und Leitungsinduktivitäten:

$$\begin{aligned} q_{Dr} &= \frac{q_{Zyl} - p_{Dr} C_L s}{C_L L_L s^2 + C_L R_L s + 1} \\ p_{Zyl} &= (q_{Zyl} - q_{Dr}) \frac{1}{C_L s} \end{aligned} \quad (7.4)$$

|     |       |                      |              |
|-----|-------|----------------------|--------------|
| mit | $C_L$ | Leitungskapazität    | $[m^5/N]$    |
|     | $R_L$ | Leitungsreibung      | $[Ns/m^5]$   |
|     | $L_L$ | Leitungsinduktivität | $[Ns^2/m^5]$ |

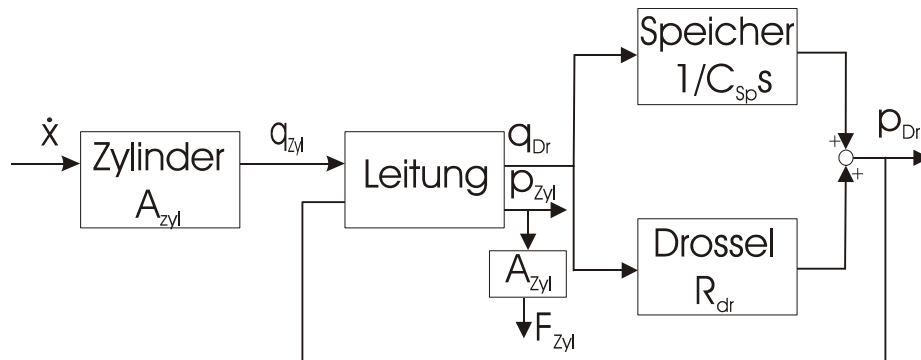


Abbildung 7.11: Blockschaltbild des HP-Federbeins

Durch Auflösen der Gl. 7.1 bis Gl. 7.4 nach  $F_{Zyl}/\ddot{x}_{Anreg}$  kann folgende Übertragungsfunktion gewonnen werden:

$$\frac{F_{Zyl}}{\ddot{x}_{Anreg}} = \frac{(C_{Sp}L_L s^2 + (C_{Sp}R_L + C_{Sp}R_{Dr})s + 1)A_{Zyl}^2}{C_{Sp}C_L L_L s^2 + (R_{Dr}C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp}R_L)s + C_{Sp} + C_L} \quad (7.5)$$

Da das Verbindungselement, die Leitung zwischen dem Speicher-Drosselement und dem Plungerzylinder des HP-Federbeins, von entscheidender Bedeutung für das dynamische Verhalten ist, wird die Übertragungsfunktion Drosselkraft zu Anregungsweg zur Ermittlung des Leitungseinflusses mitberücksichtigt:

$$\frac{F_{Dr}}{\ddot{x}_{Anreg}} = \frac{(1 + (C_{Sp}R_{Dr})s)A_{Zyl}^2}{C_{Sp}C_L L_L s^2 + (R_{Dr}C_L C_{Sp} + C_L C_{Sp}R_L)s + C_{Sp} + C_L} \quad (7.6)$$

## 7.3 Modellbildung des Modulatorkreises

### Komponenten

Der Modulatorkreis besteht aus den folgenden Komponenten (siehe auch Abbildung 5.2 und Abbildung 4.9):

- Maxonmotor mit nachgeschaltetem Planetengetriebe
- Modulatorpumpe OMM 8

- Schaltventil
- Lenkzylinder
- Zwei Rohrleitungen, die Pumpe und Zylinderkammern verbinden

Der Maxonmotor ist mit dem Planetengetriebe und der Hydropumpe in einem Gehäuse untergebracht und bildet eine Motor-Pumpeneinheit, die im Folgenden als Modulatoreinheit bezeichnet wird.

### 7.3.1 Die Modulatoreinheit

Der Maxonmotor bildet zusammen mit dem Getriebe und der Pumpe OMM8 der Firma Danfoss die Modulatoreinheit. Dieses System wird, wie oben schon beschrieben, als ein untergeordnetes drehzahlgeregeltes Subsystem betrachtet. Der Frequenzgang Ausgangsdrehzahl zu Eingangsdrehzahl ist in Abbildung 7.12 dargestellt. Dabei ist das mit abgebildete Modell durch das in Kapitel 3.3 vorgestellte Verfahren ermittelt worden. Es handelt sich hierbei um ein Black-Box-Modell mit der Zählerordnung 1 und der Nennerordnung 4.

### 7.3.2 Das Getriebe

Dem Maxonmotor ist ein Planetengetriebe mit einer Untersetzung von 5.2 : 1 nachgeschaltet. Das Getriebe wird als ein einfaches P-Glied modelliert, dessen Eingang die Istdrehzahl des Maxonmotors  $n_{\text{ist}}$  und der Ausgang die Pumpendrehzahl  $n_{\text{p}}$  sind.

$$n_{\text{p}} = K_{\text{G}} \cdot n_{\text{ist}} \quad [\text{U/min}] \quad (7.7)$$

|     |                  |                         |                  |
|-----|------------------|-------------------------|------------------|
| mit | $K_{\text{G}}$   | Getriebeuntersetzung    | $[-]$            |
|     | $n_{\text{ist}}$ | Ist-Drehzahl Maxonmotor | $[\text{U/min}]$ |
|     | $n_{\text{p}}$   | Pumpendrehzahl          | $[\text{U/min}]$ |

### 7.3.3 Die Modulatorpumpe

Der Volumenstrom der Pumpe setzt sich zusammen aus dem drehzahlproportionalen Anteil, der sich aus dem Schluckvolumen, multipliziert mit der Drehzahl, ergibt, und dem Leckölstrom. Der Leckölstrom wurde hier vereinfacht als linear von der Druckdifferenz modelliert.

$$Q_P = V_G \cdot n_P - c_{\text{Leck}} \cdot (p_{\text{AnfRL}} - p_{\text{AnfRR}}) \quad (7.8)$$

|     |                    |                          |             |
|-----|--------------------|--------------------------|-------------|
| mit | $Q_P$              | Pumpenvolumenstrom       | $[m^3/s]$   |
|     | $V_G$              | Schluckvolumen der Pumpe | $[m^3/U]$   |
|     | $n_P$              | Drehzahl der Pumpe       | $[U/s]$     |
|     | $c_{\text{Leck}}$  | Leckölkoeffizient        | $[m^5/N/s]$ |
|     | $p_{\text{AnfRL}}$ | Druck links der Pumpe    | $[N/m^2]$   |
|     | $p_{\text{AnfRR}}$ | Druck rechts der Pumpe   | $[N/m^2]$   |

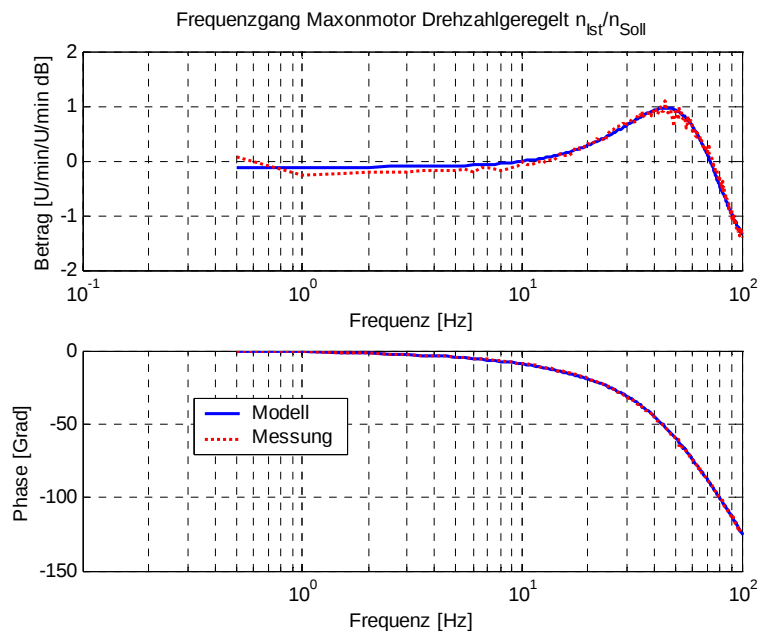


Abbildung 7.12: Frequenzgang der Drehzahlregelung des Maxonmotors: Modell und Messung

### 7.3.4 Der Lenkzylinder

Der Lenkzylinder ist ein Gleichlaufzylinder. Unter Anwendung von Newton-Euler kann folgende Bewegungsgleichung für die Kolbenmasse abgeleitet werden:

$$m \cdot x \cdot s^2 = p_L \cdot A - p_R \cdot A - (d_K \cdot x \cdot s) \quad (7.9)$$

|     |       |                                |           |
|-----|-------|--------------------------------|-----------|
| mit | $d_K$ | Coulombscher Reibkoeffizient   | $[Ns/m]$  |
|     | $p_L$ | Kammerdruck linke Kammer       | $[N/m^2]$ |
|     | $p_R$ | Kammerdruck rechte Kammer      | $[N/m^2]$ |
|     | $A$   | effektiv wirksame Kolbenfläche | $[m^2]$   |
|     | $m$   | Kolbenmasse                    | $[kg]$    |

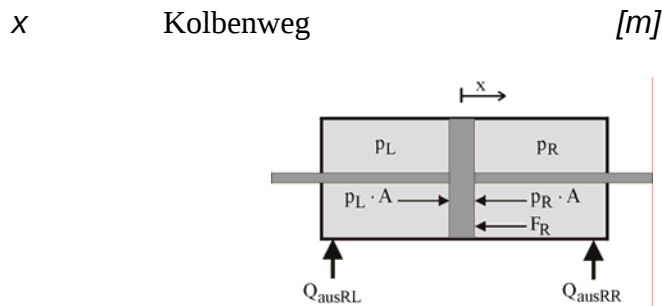


Abbildung 7.13: Ersatzmodell des Lenkzylinders

Nach dem Kontinuitätssatz für Kontrollräume und unter Berücksichtigung der hydraulischen Kapazität  $C_{Hyd}$  lassen sich die folgenden Gleichungen für die Drücke in den Zylinderkammern ableiten:

$$p_L = \frac{1}{C_{Hyd} \cdot s} \cdot (Q_{ausRL} - A \cdot x \cdot s) \quad [N/m^2] \quad (7.10)$$

$$p_R = \frac{1}{C_{Hyd} \cdot s} \cdot (Q_{ausRR} + A \cdot x \cdot s)$$

|     |             |                                          |           |
|-----|-------------|------------------------------------------|-----------|
| mit | $p_L$       | Kammerdruck linke Kammer                 | $[N/m^2]$ |
|     | $p_R$       | Kammerdruck rechte Kammer                | $[N/m^2]$ |
|     | $C_{Hyd}$   | hydraulische Kapazität                   | $[m^5/N]$ |
|     | $Q_{ausRL}$ | Volumenstrom aus der linken Rohrleitung  | $[m^3/s]$ |
|     | $Q_{ausRR}$ | Volumenstrom aus der rechten Rohrleitung | $[m^3/s]$ |
|     | $A$         | effektiv wirksame Kolbenfläche           | $[m^2]$   |
|     | $x$         | Kolbenweg                                | $[m]$     |

### 7.3.5 Die Rohrleitungen

Messungen am System Modulatoreinheit (siehe Abbildung 4.11 und Abbildung 4.12) haben ergeben, dass die Rohrleitungen, welche die Pumpe mit der linken bzw. mit der rechten Zylinderkammer verbinden, einen wesentlichen Einfluss auf die Systemdynamik haben. Aus diesem Grund wird ein Rohrleitungsmodell [Becker] zur Nachbildung der Modulatoreinheit integriert. Mit diesem Modell ist es möglich, hydraulische Kapazitäten, Induktivitäten und Widerstände, die z. B. durch Verbindungsstücke, Krümmer, Querschnittsänderungen etc. hervorgerufen werden, in einer Ersatzkapazität, -induktivität und in einem Ersatzwiderstand zusammenzufassen und ihre wesentlichen Effekte wiederzugeben.

**Gleichungen des Rohrleitungsmodells**

$$p_{\text{AnfR}} = \frac{1}{C_L \cdot s} (Q_{\text{inR}} - Q_{\text{ausR}}) \quad [N/m^2] \quad (7.11)$$

|     |                   |                                              |           |
|-----|-------------------|----------------------------------------------|-----------|
| mit | $p_{\text{AnfR}}$ | Druck am Anfang der Rohrleitung              | $[N/m^2]$ |
|     | $C_L$             | Rohrleitungskapazität                        | $[m^5/N]$ |
|     | $Q_{\text{inR}}$  | in die Rohrleitung eintretender Volumenstrom | $[m^3/s]$ |
|     | $Q_{\text{ausR}}$ | aus der Rohrleitung fließender Volumenstrom  | $[m^3/s]$ |

$$Q_{\text{ausR}} = \frac{Q_{\text{inR}} - p_{\text{EndeR}} \cdot C_L \cdot s}{C_L \cdot L_L \cdot s^2 + C_L \cdot R_L \cdot s + 1} \quad [m^3/s] \quad (7.12)$$

|     |                   |                               |              |
|-----|-------------------|-------------------------------|--------------|
| mit | $p_{\text{Ende}}$ | Druck am Ende der Rohrleitung | $[N/m^2]$    |
|     | $L_L$             | Rohrleitungsinduktivität      | $[Ns^2/m^5]$ |
|     | $R_L$             | Rohrleitungsreibung           | $[N/m^5]$    |

Die beiden Gleichungen gelten sowohl für die rechte als auch für die linke Rohrleitung, im Folgenden durch ein  $_L$  bzw. ein  $_R$  im Index kenntlich gemacht, z. B.  $p_{\text{AnfRL}}$ ,  $p_{\text{AnfRR}}$ ,  $Q_{\text{auRL}}$ ,  $Q_{\text{auRR}}$ .

**Förderrichtung der Pumpe**

Bei positiver Drehzahl der Pumpe, also  $n_p > 0$ , fördert diese einen Volumenstrom  $Q_p$  (siehe Gleichung 7.8) von der rechten Zylinderkammer in die linke. Es gilt dementsprechend:

$$\begin{aligned} Q_{\text{inRL}} &= Q_p \\ Q_{\text{inRR}} &= -Q_p \end{aligned} \quad [m^3/s] \quad (7.13)$$

|     |                   |                                                     |           |
|-----|-------------------|-----------------------------------------------------|-----------|
| mit | $Q_{\text{inRL}}$ | in die linke Rohrleitung eintretender Volumenstrom  | $[m^3/s]$ |
|     | $Q_{\text{inRR}}$ | in die rechte Rohrleitung eintretender Volumenstrom | $[m^3/s]$ |

Außerdem gilt, wie oben schon beschrieben, für den Druck am Ende der Rohrleitung:

$$\begin{aligned} p_{\text{EndeRL}} &= p_L \\ p_{\text{EndeRR}} &= p_R \end{aligned} \quad [N/m^2] \quad (7.14)$$

|     |                     |                                      |           |
|-----|---------------------|--------------------------------------|-----------|
| mit | $p_{\text{EndeRL}}$ | Druck am Ende der linken Rohrleitung | $[N/m^2]$ |
|-----|---------------------|--------------------------------------|-----------|

$p_{\text{EndeRR}}$     Druck am Ende der rechten     $[N/m^2]$   
Rohrleitung

Damit ist die Modellbildung der oben aufgeführten Komponenten bis auf die des Schaltventils abgeschlossen. Dieses wird im Modell nicht berücksichtigt, da es lediglich dem Zu- bzw. Abschalten des Modulatorkreises im Notlenkbetrieb dient.

### 7.3.6 Das Gesamtmodell des Modulatorkreises

Aus den oben hergeleiteten Gleichungen kann nun ein Gesamtmodell des Modulatorkreises aufgebaut werden. Die Verkopplungen der einzelnen Systeme untereinander sind in Abbildung 4.10 zu erkennen. Den Eingang des Systems bildet die Solldrehzahl des Maxonmotors  $n_{\text{Soll}}$ , der Ausgang ist der Weg der Kolbenmasse  $x$ .

Das in Abbildung 4.10 dargestellte Modell ist ein lineares Modell, das gemäß den Ordnungen der Teilsysteme eine Systemordnung von 12 aufweist. Mit Hilfe dieses Modells soll die Reglerauslegung des Modulatorkreises durchgeführt werden. Vorerst müssen jedoch folgende unbekannte Modellparameter identifiziert werden:

- der Leckölkoeffizient der Pumpe  $c_{\text{Leck}}$
- die Leitungskapazität  $C_L$
- die Leitungsinduktivität  $L_L$
- der Leitungswiderstand  $R_L$
- die hydraulische Kapazität der Zylinderkammer  $C_{\text{Hyd}}$

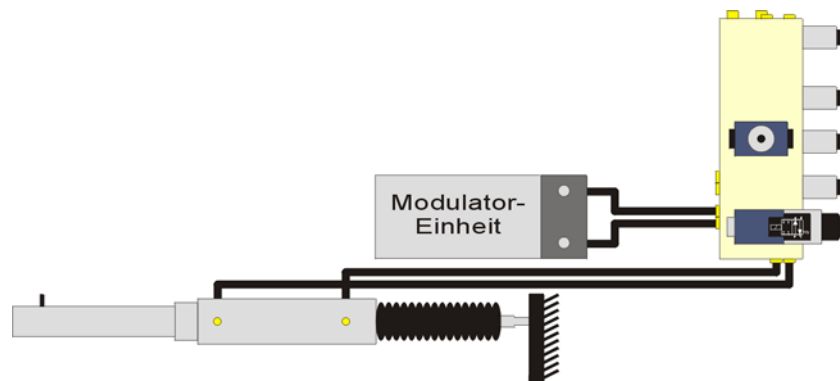
Dazu werden zunächst Übertragungsfunktionen geeigneter Übertragungspfade des Modells analytisch hergeleitet.

### 7.3.7 Herleiten der Übertragungsfunktionen

#### Modellreduktion

Wie schon beschrieben, sollen die in diesem Kapitel herzuleitenden Übertragungsfunktionen mit den aus den Identifizierungen gewonnenen gleichgesetzt und mit Hilfe eines Koeffizientenvergleiches unbekannte Systemparameter ermittelt werden. Damit die Übertragungsfunktionen im Hinblick auf den Koeffizientenvergleich überschaubar bleiben, wurde zunächst das in Abbildung 7.14 dargestellte System auf dem Prüfstand aufgebaut.

Es entspricht quasi dem Modulatorkreis, wobei jedoch eine Bewegung der Kolbenmasse durch eine Arretierung des Zylinders unterbunden wurde. Gemessen wurde an diesem System der Frequenzgang von der Istdrehzahl des Maxonmotors hin zur Differenz der Kammerdrücke  $\Delta p_K = p_L - p_R$ . Somit können die Gleichungen, welche die Kolbenmasse und die Drehzahlregelung des Maxonmotors beschreiben, vernachlässigt werden. Eine entsprechende Übertragungsfunktion kann aus den Gleichungen, die im vorigen Kapitel hergeleitet wurden, analytisch berechnet werden. Dies wird im Folgenden beschrieben.



**Abbildung 7.14: Modulatorkreis mit arretierter Kolbenmasse zur Identifikation**

Wegen der Arretierung des Kolbens treten keine Kolbenbewegungen auf. Somit kann dieser Anteil in den obigen Gleichungen Gl. 7.10 vernachlässigt werden. Die Bewegungsgleichung Gl. 7.9 für die Kolbenmasse entfällt ganz. Die Übertragungsfunktion  $G_{n_{ist} \rightarrow \Delta p_K}$  von der Istdrehzahl des Maxonmotors  $n_{ist}$  hin zur Druckdifferenz der Kammerdrücke  $\Delta p_K$  kann dann wie folgt bestimmt werden:

Für den Volumenstrom, der in die linke Rohrleitung eintritt, gilt nach Gleichung Gl. 7.13 und Gl. 7.8:

#### **Gleichung für $Q_{inRL}$**

$$Q_{inRL} = Q_{PT} - c_{Leck} \cdot (p_{AnfRL} - p_{AnfRR}) \quad (7.15)$$

Löst man die Gleichungen Gl. 7.10 nach den austretenden Volumenströmen  $Q_{ausRL}$  bzw.  $Q_{ausRR}$  auf und berücksichtigt die Arretierung des Kolbens, also  $\dot{x} = 0$ , so erhält man die folgenden Gleichungen:

#### **Gleichungen für $Q_{ausR}$**

$$\begin{aligned} Q_{ausRL} &= C_{Hyd} \cdot p_L \cdot s \\ Q_{ausRR} &= C_{Hyd} \cdot p_R \cdot s \end{aligned} \quad (7.16)$$

Außerdem gilt nach den Gleichungen Gl. 7.13:

$$Q_{inRR} = -Q_{inRL} \quad (7.17)$$

Die Drücke am Anfang der Rohrleitungen lassen sich nach Gl. 7.11 wie folgt berechnen:

### Gleichungen für $p_{AnfR}$

$$p_{AnfRL} = \frac{1}{C_L \cdot s} (Q_{inRL} - Q_{ausRL}) \quad (7.18)$$

$$p_{AnfRR} = \frac{1}{C_L \cdot s} (Q_{inRR} - Q_{ausRR})$$

Setzt man nun die Gleichungen Gl. 7.16 bis Gl. 7.18 sukzessive in die Gleichung Gl. 7.15 ein und löst die sich dann ergebende Gleichung nach dem Volumenstrom  $Q_{inRL}$  auf, so erhält man diesen in Abhängigkeit von den Kammerdrücken  $p_L$  und  $p_R$ :

### $Q_{inRL}$ in Abhängigkeit von $p_L$ und $p_R$

$$Q_{inRL} = \frac{(Q_{PT} \cdot C_L + c_{Leck} \cdot C_{Hyd} \cdot (p_L - p_R)) \cdot s}{C_L \cdot s + 2 \cdot c_{Leck}} \quad (7.19)$$

Ersetzt man jetzt in der Gleichung Gl. 7.12 den in die linke Rohrleitung eintretenden Volumenstrom  $Q_{inRL}$  gemäß Gl. 7.19 und löst nach dem Kammerdruck  $p_L$  auf, so erhält man diesen in Abhängigkeit von dem Druck in der rechten Kammer  $p_R$ :

### $p_L$ in Abhängigkeit von $p_R$

$$p_L = \frac{Q_{PT} \cdot C_L + c_{Leck} \cdot C_{Hyd} \cdot p_R}{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot N \cdot s + 2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot N + 2 \cdot C_L \cdot c_{Leck} - C_{Hyd} \cdot c_{Leck} + C_L^2 \cdot s} \quad (7.20)$$

mit  $N = C_L \cdot L_L \cdot s^2 + C_L \cdot R_L \cdot s + 1$ , dem Nenner von Gl. 7.12.

Durch äquivalente Rechnung erhält man den Druck der rechten Kammer in Abhängigkeit von  $p_L$ :

### $p_R$ in Abhängigkeit von $p_L$

$$p_R = \frac{-Q_{PT} \cdot C_L - c_{Leck} \cdot C_{Hyd} \cdot p_L}{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot N \cdot s + 2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot N + 2 \cdot C_L \cdot c_{Leck} - C_{Hyd} \cdot c_{Leck} + C_L^2 \cdot s} \quad (7.21)$$

Subtrahiert man nun Gl. 7.21 von Gl. 7.20 und löst dann nach der Druckdifferenz der Kammerdrücke  $\Delta p_K = p_L - p_R$  auf, ergibt sich die folgende Gleichung:

### Gleichung für $\Delta p_K$

$$\Delta p_K = \frac{2 \cdot Q_{PT} \cdot C_L}{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot N \cdot s + 2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot N + 2 \cdot C_L \cdot c_{Leck} - 2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} + C_L^2 \cdot s} \quad (7.22)$$

Durch Ersetzen des theoretischen Pumpenvolumenstromes  $Q_{PT}$  gemäß Gl. 7.7 und Rücksubstitution von  $N$  erhält man die gesuchte Übertragungsfunktion:

### Analytische Übertragungsfunktion

$$G_{n_{ist} \rightarrow \Delta p_K} = \frac{\Delta p_K}{n_{ist}} \quad (7.23)$$

$$= \frac{2 \cdot V_G \cdot K_G}{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot L_L \cdot s^3 + (2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot L_L + C_{Hyd} \cdot C_L \cdot R_L) \cdot s^2 + \dots}$$

$$\dots + \frac{\dots}{\dots + (2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot R_L + C_{Hyd} + C_L) \cdot s + 2 \cdot c_{Leck}}$$

Da die Kammerdrücke in *bar* und die Motordrehzahl in *U/min* gemessen wurden, sind für den Vergleich zwischen Messung und Modell noch folgende Skalierungsfaktoren notwendig:

$$n_{P[U/min]} = \text{Skal}_n \cdot n_{P[U/s]} \quad (7.24)$$

$$\text{mit} \quad \text{Skal}_n = 1/60 \quad [\text{min/s}]$$

$$\Delta p_{K[\text{bar}]} = \text{Skal}_p \cdot \Delta p_{K[N/m^2]} \quad (7.25)$$

$$\text{mit} \quad \text{Skal}_p = 10^{-5} \quad [m^2 \cdot \text{bar}/N]$$

In der normierten Form der Regelungstechnik gestaltet sich die Übertragungsfunktion Gl. 7.23 dann wie folgt:

### Übertragungsfunktion in normierter Form

$$G_{n_{ist} \rightarrow \Delta p_K} = \frac{\Delta p_K}{n_{ist}} \quad (7.26)$$

$$= \frac{V_G \cdot K_G \cdot \text{Skal}_n \cdot \text{Skal}_p / c_{Leck}}{\frac{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot L_L}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s^3 + \frac{(2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot L_L + C_{Hyd} \cdot C_L \cdot R_L)}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s^2 + \dots}$$

$$\dots + \frac{\dots}{\dots + \frac{(2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot R_L + C_{Hyd} + C_L)}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s + 1}$$

Die Zählerordnung dieser linearen Übertragungsfunktion ist 0, die Ordnung des Nenners 3. Unbekannte Modellparameter sind, wie oben schon aufgelistet, der Leckölkoeffizient der Pumpe  $c_{Leck}$ , die drei Rohrleitungsparameter  $C_L$ ,  $R_L$  und  $L_L$  und die hydraulische Kapazität der Zylinderkammern  $C_{Hyd}$ .

Durch einen Koeffizientenvergleich können mit dieser Gleichung nunmehr 3 Koeffizienten bestimmt werden. Für die verbleibenden 2 Koeffizienten muss eine weitere Übertragungsfunktion herangezogen werden. Hierzu wird die Übertragungsfunktion von der Istdrehzahl des Motors

zur Druckdifferenz an der Pumpe verwendet. Sie wird unter den gleichen Randbedingungen wie Gl. 7.26 hergeleitet. Hier ist nur das Ergebnis dargestellt, eine detailliertere Herleitung kann in [Ruste] nachgeschlagen werden.

$$G_{n_{ist} \rightarrow \Delta p_P} = \frac{\Delta p_P}{n_{ist}} = \frac{V_G \cdot K_G \cdot Skal_n \cdot Skal_p}{c_{Leck}} \quad (7.27)$$

$$\cdot \frac{C_{Hyd} \cdot L_L \cdot s^2 + C_{Hyd} \cdot R_L \cdot s + 1}{\frac{C_{Hyd} \cdot C_L \cdot L_L}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s^3 + \frac{(2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot L_L + C_{Hyd} \cdot C_L \cdot R_L)}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s^2 + \dots}$$

$$\frac{\dots}{\dots + \frac{(2 \cdot C_{Hyd} \cdot c_{Leck} \cdot R_L + C_{Hyd} + C_L)}{2 \cdot c_{Leck}} \cdot s + 1}$$

Der Nenner dieser linearen Übertragungsfunktion stimmt mit dem aus Gleichung Gl. 7.26 überein und hat somit ebenfalls die Ordnung 3; die Ordnung des Zählers beträgt nun aber 2, weswegen bei einem späteren Koeffizientenvergleich weitere Gleichungen zur Verfügung stehen.

Auch die Übertragungsfunktion von der Istdrehzahl des Maxonmotors zum Zylinderweg kann aus den Gleichungen Gl. 7.7 bis Gl. 7.14 hergeleitet werden. Das Ergebnis ist im Folgenden dargestellt:

$$G_{x \rightarrow n_{ist}} = \frac{2 \cdot A \cdot V_G \cdot K_G \cdot Skal_n}{mC_{Hyd}C_L L_L \cdot s^5 + (2mc_{Leck}C_{Hyd}L_L + mC_{Hyd}C_L R_L + d_K C_L C_{Hyd}L_L) \cdot s^4}$$

$$\frac{\dots}{\dots + (2A^2 C_L L_L + 2mc_{Leck}C_{Hyd}R_L + 2d_K c_{Leck}C_L C_{Hyd}L_L + d_K C_L C_{Hyd}R_L + mC_{Hyd} + mC_L) \cdot s^3}$$

$$\frac{\dots}{\dots + (2A^2 C_L R_L + 2d_K c_{Leck}C_{Hyd}R_L + 2mc_{Leck} + d_K C_L + d_K C_{Hyd} + 4A^2 c_{Leck}L_L) \cdot s^2}$$

$$\frac{\dots}{\dots + (2A^2 + 2d_K c_{Leck} + 4A^2 c_{Leck}R_L) \cdot s}$$

(7.28)

## 7.4 Die m-Funktion ident-freq

```
function [num,den]=identfreq(H,W,ZNr,NNr,[varargin])
% Identfreq: Least-Square-Verfahren zur Anpassung von Frequenz-
% gangdaten.
% [num,den] = identfreq(H,W,ZNr,NNr) berechnet Koeffizienten
% vom Zähler (num) und Nenner (den). Dabei haben die Vektoren
% num und den die Länge ZNr und NNr. H ist der komplexe Fre-
% quenzgang an den Stützpunkten W. H kann auch eine Matrix
% sein, wobei eine Spalte jeweils ein Frequenzgang darstellt. Dann
% muss ZNr ein Vektor sein dessen Größe die Anzahl von zu iden-
% tifizierenden Frequenzgängen entspricht. Alle Frequenzgänge
% werden mit dem gleichen Nennerpolynom identifiziert
% [num,den]=identfreq(H,W,ZNr,NNr,iter,trace,stable,plot)
% iter gibt die Anzahl von Iterationsschritten wieder
% trace stellt Zwischenergebnisse wie Gewichtungsfunktion und
% Identifizierungsfehler dar
% stable erzwingt ein stabiles Nennerpolynom
% plot plottet das Ergebnis
% Die jeweiligen oben beschriebenen Schalter werden durch beset-
% zen mit 1 eingeschaltet bzw. durch 0 ausgeschaltet.
% Autor(s): Markus Nyenhuis
```

```
error(nargchk(4,8,nargin));
if length(varargin)<6
    varargin{6} = []; % pad varargin with []'s
end
[ZNru,NNr,iter,trace,stable,plot] = deal(varargin{:});
if (isempty(iter))
    iter=1;
end
ZNru=ZNru+ones(1,length(ZNru));
nargin;
nargout;
Nr = length(W);
[Nr,Nrc]=size(H);
NrFRF = Nrc;
ZNr=max(ZNru);
NNr=NNr+1;
Wskale=W/W(Nr);
weight=ones(Nr,1);
%% Create Chebychef-x-Vector
for l=1:Nr;
    xcheby(l)=cos(((2*l-1)*pi)/(4*Nr));
```

```
end
xcheby=flipud(xcheby)';
for k=1:NrFRF
    ycheby(:,k)=interp1(Wskale,H(:,k),xcheby','linear','extrap');
end
for j=1:NNr;
    Tch(j,1)=1;
    Tch(j,2)=i*xcheby(j);
    for count=3:max([ZNr,NNr]),
        if (rem(count,2) == 0)
            Tch(j,count)=2*i*xcheby(j)*Tch(j,count-1)-Tch(j,count-2);
        else
            Tch(j,count)=-2*i*xcheby(j)*Tch(j,count-1)-Tch(j,count-2);
        end
    end
end
Tchconj = conj(Tch);
Tchtrans = transp(Tch);
for k=1:NrFRF
    ychebyconj(:,k) = conj(ycheby(:,k));
    ychebyabs(:,k) = abs(ycheby(:,k)).^2;
end
for z=1:iter;
    for j=1:ZNr;
        for k=1:ZNr;
            if (j == k)
                A(j,k)=real(sum(weight.*Tch(:,k).*Tchconj(:,j)));
            end
        end
    end
end
for m=1:NrFRF
    for j=1:NNr-1;
        for k=1:NNr-1;
            D(j,k,m)=real(sum(weight.*Tch(:,k).*Tchconj(:,j).*ychebyabs(:,m)));
        end
    end
end
for m=1:NrFRF
    for j=1:ZNr;
        for k=1:NNr-1;
            B(j,k,m)=-real(sum(weight.*Tch(:,j).*Tchconj(:,k).*ychebyconj(:,m)));
        end
    end
end
for m=1:NrFRF
    C(:,m)=B(:,m);
end
for m=1:NrFRF
    for j=1:ZNr;
        E(j,m)=real(sum(weight.*Tch(:,j).*Tchconj(:,NNr).*ychebyconj(:,m)));
    end
end
```

```

end
end
for m=1:NrFRF
    for j=1:NNr-1;
        F1(j,m)=-real(sum(weight.*Tch(:,j).*Tchconj(:,NNr).*ychebyabs(:,m)));
    end
end
for m=1:NrFRF
    AA(:,m) = -C(:,m)*inv(A)*B(:,m) + D(:,m);
    BB(:,m) = F1(:,m) - C(:,m)*inv(A)*E(:,m);
end
M=zeros(NNr-1,NNr-1);
BL=zeros(NNr-1,1);
for m=1:NrFRF
    M = M+AA(:,m)*AA(:,m);
    BL = BL+AA(:,m)*BB(:,m);
end
[Q1,R1] = qr(M);
y1 = transp(Q1)*BL;
Coeffs1=R1\y1;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Umrechnen der Orthogonalen Koordinaten nach Physikalischen
% Koordinaten
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Mr=zeros(max([ZNr,NNr]));
Mr(1,1)=1;
Mr(2,2)=1;
for j=2:max([ZNr-1,NNr-1]),    %Schleife durch Chebyschefpolynome
    for k=0:j/2;
        help3 = [];
        for h=k:j/2,
            help1 = binom(j, 2*h);
            help2 = binom(h, k);
            help1 = help1*help2;
            help3(h-k+1) = help1;
        end
        Mr((j+1),(j+1)-2*k) = sum(help3)*(-1)^k;
    end
end
help1=3;
for j=3:max([ZNr,NNr]),    %Schleife durch Chebyschepolynome
    if ((help1==3) | (help1==4))
        Mr(:,j)=Mr(:,j)*(-1);
    end
    help1 = rem(help1,4);
    help1 = help1+1;
end

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Stabilität des Systems sicherstellen
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

nenner=[Coeffs1;1];
b(NNr)=Mr(NNr,NNr);
for j=1:NNr,
    b(j) = Mr(1:NNr,j)*nenner/b(NNr);
end
for(j=1:NNr)
    % b(j)=b(j)*(W(length(W)))^(NNr-j));
end
if (~isempty(stable))
    b = apolystab(b);
    for(j=1:NNr)
        % b1(j)=b(j)/(W(length(W)))^(NNr-j));
    end
    b1=b;
    b1=inv(Mr)*b1*Mr(NNr,NNr);
    Coeffs1=b1(1:NNr-1);
    clear b1;
end
for(j=1:NNr)
    b(j)=b(j)*(W(length(W)))^(NNr-j));
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Bestimmung des Zaehlerpolynoms (orthogonal)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear zaehler;
for m=1:NrFRF
    clear A B E;
    for j=1:ZNru(m);
        for k=1:ZNru(m);
            if (j == k)
                A(j,k)=real(sum(weight.*Tch(:,j).*Tchconj(:,j)));
            end
        end
    end
    for j=1:ZNru(m);
        for k=1:NNr-1;
            B(j,k)=-real(sum(weight.*Tch(:,j).*Tchconj(:,k).*ychebyconj(:,m)));
        end
    end
    for j=1:ZNru(m);
        E(j)=real(sum(weight.*Tch(:,j).*Tchconj(:,NNr).*ychebyconj(:,m)));
    end
    zaehler(1:length(E),m) = (inv(A)*((-B(:,:))*Coeffs1 + E(:)));
end

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%fertig Bestimmung der Zaehlerpolynome
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear a;
for m=1:NrFRF
    for j=1:ZNru(m),
        a(j,m) = Mr(1:ZNru(m),j)*zaehler(1:ZNru(m),m)/
Mr(NNr,NNr);
    end
end
for m=1:NrFRF
    for(j=1:ZNru(m))
        a(j,m)=a(j,m)*(W(length(W)))^(NNr-(j));
    end
end
b=flipud(b)';
for m=1:NrFRF
    a(:,m)=flipud(a(:,m));
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Berechnung der Gewichtung
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

help1=zeros(size(ycheby(:,1)));
for z1=1:NNr
    help = (nenner(z1).*Tch(:,z1));
    help1 = help1+help;
end
help1=1./help1;
weight=(help1.*conj(help1));
if (~isempty(trace))
    figure(1)
    semilogx(W,20*log10(weight))
    grid on;
    for m=1:NrFRF
        e(:,m)=freqs(a(:,m),b,W)-H(:,m);
        er(m)=real(e(:,m)*e(:,m));
    end
    figure(2)
    semilogx(W,20*log10(abs(e)))
    grid on;
    disp(['Iterationnumber=', num2str(z) ' : Fehler =', num2str(er)])

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Ende Berechnung der Gewichtung
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Ende Iteration

a(3,1)=(a(3,1)+a(3,2))/2*1.2;
a(3,2)=a(3,1);
for m=1:NrFRF
    [MAGIZ(:,m),PHASEIZ(:,m)]=bode(a(:,m)',b,W);
end
if (nargout == 0 | ~isempty(plot))
    for m=1:NrFRF
        Hfigure(m)=figure(m+2)
        subplot(2,1,1)
        semilogx(W,20*log10(MAGIZ(:,m)),'b'); hold on
        semilogx(W,20*log10(abs(H(:,m))),'r')
        grid on;
        hold off;
        subplot(2,1,2)
        semilogx(W,PHASEIZ(:,m),'b'); hold on
        semilogx(W,unwrap(angle(H(:,m)))*180/pi,'r')
        grid on;
        hold off;
        set(Hfigure(m),'nextplot','replace')
    end
end
num = a';
den = b;

function a1 = apolystab(a)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%APOLYSTAB Stabilisiert das Nennerpolynom
% a: Koeffizienten des Nenners
% a1: Stabilisiertes Nennerpolynom
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

if length(a)>0
    v=roots(a);
    vind=find(real(v)>0);
    v(vind)=-v(vind);
    a=poly(v);
    a=a./a(length(a));
end

```

# Kapitel 8

## Literatur

- [Acker]** Acker, B., Darenberg, W.: Aktive Federung für Personenkraftwagen. Ölhydraulik und Pneumatik 33 (1989), Nr. 11.
- [Adams]** Adams, W. W., Loustanaunau, P.: An Introduction to Gröbner Bases, Graduate Studies in Math. 3, AMS, 1994.
- [Analogy]** Analogy, Inc.: SABER - User's Manual. Release 3.0, Beaverton, OR, USA, 1996.
- [Backé]** Backé, W.: Grundlagen der Ölhydraulik, Umdruck zur Vorlesung am Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe an der RWTH Aachen, 4. Auflage 1979.
- [Bauer]** Bauer, G.: Ölhydraulik, 6., überarbeitete Auflage, Stuttgart: Teubner-Verlag, 1992.
- [Becker]** Becker, M., Meier-Noe, U., Neuendorf, N., Nyenhuis, M.: Ölhydraulik, Manuskript zur Vorlesung an der Universität Paderborn, WS 2000/01.
- [BMW]** Fleck, R., Hennecke, D., Pauly, A.: Active Front Steering (AFS) - Das Steer-by-Wire-System der BMW-Group zur Optimierung von Lenkkomfort, Fahrzeugagilität und -stabilität, Haus der Technik, Essen, 2001.
- [Buhlmann]** Buhlmann, M., Kant, D., Krüger, A.: Notwendige Softwarestrukturen und Prozessschritte zur Entwicklung verteilter Regelsysteme, Haus der Technik, Essen, 2002.
- [Cartronic]** Bertram, T., Schröder, W., Dominke, P., Volkart, A.: Cartronic - ein Ordnungskonzept für die Steuerung und Regelungssysteme in Kraftfahrzeugen, Stuttgart, 1997.
- [Castiglioni]** Castiglioni, G., Jäker, K.-P., Schlüter, F.: Das aktive Fahrwerk mit elektronischen Aktuatoren, at 7/96, S. 345-350.

- 
- [Claas]** Claas Industrietechnik: Technische Dokumentation, NG-2, Paderborn, 1999.
- [Danfoss]** Technical Note, Minilenkeinheiten, Typ OSPM/OTPM, 2001.
- [Dierkes01]** Dierkes, U., Neuendorf, N., Nyenhuis, M., Rustemeier, C., Wielenberg, A.: Abschlussbericht zur Untersuchung einer elektrohydraulischen SbW-Lenkung, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2001.
- [Dierkes02]** Dierkes, U., Nyenhuis, M.: Zwischenbericht zur Untersuchung einer elektrohydraulischen Lenkung, Interner Bericht, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2002.
- [DE19754258]** Deutsches Patent- und Markenamt: Verfahren zur Betätigung eines Steer-by-Wire-Lenkantriebes, Patentschrift der Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1997.
- [DE19838490]** Deutsches Patent- und Markenamt: Lenksystem mit hydraulischer Rückfallebene, Patentschrift der Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1998.
- [DE19839951]** Deutsches Patent- und Markenamt: Lenksystem für nicht spurgebundene Kraftfahrzeuge, Patentschrift der DaimlerChrysler AG, Stuttgart, 1998.
- [DE59604902D]** Deutsches Patent- und Markenamt: Lenksystem für nicht spurgebundene Kraftfahrzeuge, Gebrauchsmuster TRW, Düsseldorf, 1999.
- [Eicker]** Eicker, C., Nyenhuis, M., Dierkes, U.: Mechatronical Design and Realization of an Electro-Hydraulic "Steer-by-Wire" System, 3. Internationales Fluidtechnische Kolloquium, Aachen, 2002, S 419-430.
- [EUR-Lex]** Das Recht der Europäischen Union, [www.europa.eu.int/eur-lex/de](http://www.europa.eu.int/eur-lex/de), 1998.
- [Ewins]** Ewins, D.: Modal Testing: Theory and Practice, England, Research Studies Press Ltd., 2003.
- [Fletcher]** Fletcher, R.: Practical Methods of Optimization, 2. Auflage, Chichester: J. Wiley & Sons, 1987.
- [Föllinger]** Föllinger, O.: Regelungstechnik, Einführung in die Methoden und ihre Anwendungen, unter Mitwirkung von F. Dörrscheidt und M. Klittich, 8. überarbeitete Auflage, Heidelberg: Hüthig-Verlag 1994.
- [Fürst]** Fürst, S.: Software-Entwicklung für X-by-Wire-Systeme, Haus der Technik, Essen, 2002.
- [Hahn]** Hahn, M.: OMD - Ein Objektmodell für den Mechatronikentwurf, Anwendung in der Objektorientierten Modellbildung mechatronischer Systeme unter Verwendung von Mehrkörpersystemformalismen, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 20, Nr. 299, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1999.

- [Harrer]** Harrer, H.: Ordnungreduktion, Vom Komplexen Strukturmodell zur vereinfachten Beschreibung technischer Systeme, München, Pflaum-Verlag, 2002.
- [Hester]** Hestermeyer, T.: Entwurf, Implementierung und Realisierung einer modellgestützten Regelung für ein Fahrzeug mit volltragendem aktiven Fahrwerk und Motorpumpeneinheit, Diplomarbeit, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2000.
- [Heimann]** Heimann, B., Gerth, W., Popp, K: Mechatronik, Wien: Carl Hanser Verlag, 1998.
- [Heitzer]** Heitzer, H.-D.: Entwicklung eines fehlertoleranten Steer-by-Wire-Lenkssystems, 11. Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2002.
- [Honekamp 97]** Honekamp, U., Naumann, R., Stolpe, R., Lückel, J.: Structuring Approach for Complex Mechatronic Systems, Proceedings of the 30th ISATA Conference on Mechatronics, Florence, 1997.
- [Honekamp 98]** Honekamp, U.: Ipanema - Verteilte Echtzeit-Informationsverarbeitung in mechatronischen Systemen. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 20, Nr. 267, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998.
- [Isermann]** Isermann, R.: Identifikation dynamischer Systeme, Band I und Band II, 2. Auflage, Berlin, New York: Springer-Verlag, 1992.
- [Isidori]** Isidori, A.: Nonlinear Control Systems. 2. Auflage, Berlin/New York: Springer-Verlag, 1989.
- [Jäker]** Jäker, K.-P.: Digitale Steuerung und Regelung, Manuskript zur Vorlesung an der Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, WS 1996/97.
- [Jorden]** Jorden, W.: Konstruktionssystematik, Manuskript zur Vorlesung an der Universität Paderborn, SS 1996.
- [Jurr]** Jurr, R., Behnsen, St., Bruns, H., Held, G., Hochgrebe, M., Strassberger, M., Zieglmeier, F.: Das aktive Wank-Stabilisierungssystem Dynamic Drive, ATZ/MTZ Sonderausgabe BMW 7er, 2001.
- [Kasper]** Kasper, R., Lückel, J., Jäker, K.-P., Schröer, J.: CACE-Tool for multi-input, multi-output systems using a new vector optimization method. Int. J. Control 51, 1990, S 963-993.

- [Kelly]** Kelly, L. G.: Handbook of Numerical Methods and Applications, Wesley Pub. Co. Inc., 1967.
- [Kett]** Kett, R.: Ein Plus für DSH. Projektierung und Simulation. Ölhydraulik und Pneumatik 37, 6 (1993), S. 517-523.
- [Kleist]** Kleist, A.: Comparison of Valve-Driven Hydraulic Systems and new Displacement Controlled Systems in Passenger Cars, 3. Internationales Fluidtechnische Kolloquium, Aachen, 2002, S. 455-464.
- [Koch]** Koch, T., Harchenko, J.: ModulX - Das Zusammenspiel von Systemdynamik und Konstruktion am Beispiel einer vollaktiven Radaufhängung. 37. Regelungstechnisches Kolloquium, Boppard, 2003.
- [Kreisselmeier]** Kreisselmeier, R., Steinhauser, R.: Control Design by Optimizing a Vector Performance Index, IFAC Symposium on CADCS, Zürich, 1979, S. 113-117.
- [Ludyk]** Ludyk, G.: CAE von Dynamischen Systemen, Berlin/Heidelberg/New York: Springer-Verlag, 1990.
- [Lückel]** Lückel, J.: Mehrgrößenregelung, Manuskript zur Vorlesung an der Universität Paderborn, WS 1996/97.
- [Lückel 92]** Lückel, J.: The Concept of Mechatronic Function Modules Applied to Compound Active Suspension Systems, Vortrag beim Symposium: Research Issues in Automotive Integrated Chassis Control Systems, International Symposium for Vehicle System Dynamic, Herbertov, CSFR, 1992.
- [Lückel 97]** Lückel, J.: Ein Entwurfskonzept für mechatronische Systeme, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 1997.
- [Lückel 01]** Lückel, J., Hestermeyer, Th., Liu-Henke, X.: Generalization of Cascade Principle in View of a Structured Form of Mechatronic Systems, IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Como, Italy, 2001.
- [Lückel1 02]** Lückel, J., Ettingshausen, C., Hestermeyer, T., Schlautmann, P.: Neue Bahntechnik Paderborn - Eine Anwendung der verallgemeinerten Kaskade, Innovative Antriebssysteme - Erstes Internationales Symposium für Mechatronik, (ISOM'02), Chemnitz, 2002.
- [Lückel2 02]** Lückel, J.: Mechatronik: Eine Einführung zur Vorlesung: Grundlagen der Regelungstechnik. Vorlesungsunterlagen, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2002.

- [Maple]** University of Waterloo: Maple Reference Manual, Waterloo, Ontario, 1988.
- [MeScope]** Vibrant Technology: ME'scope Handbook, Jamestown, CA, 1998.
- [Matlab]** The Math Works Inc.: Matlab, Natick, MA, 1992.
- [MuPAD]** MuPAD User's Manual V 1.2.2. Multi-Processing Algebra Data Tool, Paderborn: Wiley, 1999.
- [Münch]** Münch, E.: Fortentwicklung und Realisierung eines Verfahrens zur gleichzeitigen Optimierung mehrerer Zielgrößen, Studienarbeit, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2001.
- [Naumann]** Naumann, R.: Modellierung und Verarbeitung vernetzter intelligenter mechatronischer Systeme, VDI-Fortschrittbeirchte, Reihe 20, Nr. 318, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000.
- [Natke]** Natke, G.: Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse, 2. Auflage, Braunschweig: Vieweg, 1988.
- [Nyenhuis 97]** Nyenhuis, M.: Entwurf und Realisierung eines Modalanalysewerkzeugs zur Schwingungsuntersuchung mechatronischer Systeme und Integration in eine bestehende Meßhardware und -software, Diplomarbeit, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 1997.
- [Nyenhuis1 98]** Nyenhuis, M., Jäker, K.-P.: Modellidentifizierung eines HP-Federbeins, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 1998.
- [Nyenhuis2 98]** Nyenhuis, M., Robrecht, M.: Entwicklung und Integration eines Softwarepakets zur Dynamikuntersuchung von Feinwerktechnischen Systemen, Virtuelle Instrumente in der Praxis, München, Hüthig, 1998, S. 11-20.
- [Nyenhuis 99]** Nyenhuis, M., Jäker, K.-P.: Ein Entwicklungswerkzeug zur rechnergestützten Auslegung von Dämpfersystemen, Interner Bericht, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 1999.
- [Nyenhuis 02]** Nyenhuis, M., Rustemeier, C., Dierkes, U.: Verteilter strukturierter Entwurf mechatronischer Systeme am Beispiel einer Steer-by-Wire-Lenkung, Essen, Haus der Technik, Fahrzeugschwingungen, Essen 2002.
- [Odenthal]** Odenthal, D., Bunte, T., Heitzer, H.-D., Eicker, C.: Übertragung des Lenkgefühls einer Servo-Lenkung auf Steer-by-Wire. at - Automatisierungstechnik 51, 2003.
- [Pahl]** Pahl, G., Beitz, W.: Konstruktionslehre - Methoden und Anwendung, 3. Auflage, Berlin: Springer-Verlag, 1993.

- [Patent MPE1]** Jäker, K.-P., Schulte-Kellinghaus, G., Becker, M.: Flügelzellenpumpe/-motor ohne definierte Saug-/Druckseite für den 4-Quadrantenbetrieb, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 19840791.2, 2000.
- [Patent MPE2]** Jäker, K.-P., Schulte-Kellinghaus, G., Becker, M., Nyenhuis, M.: Elektrohydraulischer Aktor auf Basis einer reversierbaren Flügelzellenpumpe mit unterlagerter Druckregelung, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 10130597.4, 2001.
- [Patent AF]** Lückel, J., Jäker, K.-P., Nyenhuis, M., Harchenko, J., Koch, T., Hartmann, A., Müller, A.: Elektrohydraulisches aktives Federungssystem auf der Basis einer reversierbaren Flügelzellenpumpe mit unterlagerter Druckregelung, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 10151580.4, 2001.
- [Patent Lenk]** Nyenhuis, M., Dierkes, U.: Steuervorrichtung für einen Kraftverstärker mit adaptiver Regelung, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 10209610.4, 2002.
- [Potter]** Potter, R., Adock, J.: A Frequency Domain Curve Fitting Algorithm with Improved Accuracy, 3rd International Modal Analysis Conference, Orlando, FL, 1985, S. 541-547.
- [Reimpell 84]** Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Lenkung, Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1984.
- [Reimpell 89]** Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Fahrzeugmechanik, 1. Auflage, Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1989.
- [Richard 82]** Richardson, M., Formenti, D.: Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials, 1st IMAC Conference, Orlando, FL, 1982.
- [Richard 85]** Richardson, M., Formenti, D.: Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements using the Rational Fraction Polynomial Method, 3rd IMAC Conference, Orlando, FL, 1985.
- [Richard 86]** Richardson, M., Formenti, D.: Global Frequency & Damping Estimates from Frequency Response Measurements, 4rd IMAC Conference, Los Angeles, CA, 1986.
- [Rivlin]** Rivlin, J.: Chebyshev Polynomials, From Approximation Theory to Algebra and Number Theory, 2. Auflage, New York: John Wiley & Sons, Inc.

- [Ruste]** Rustemeier, C.: Modellgestützte Analyse, Identifizierung und Reglersynthese für die Subsysteme einer Steer-by-Wire-Lenkung mit anschließender Realisierung, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2001.
- [Ruste02]** Rustemeier, C., Nyenhuis, M.: Abschlussbericht zur Untersuchung einer elektromechanischen Lenkung, Interner Bericht, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2002.
- [Rutz]** Rutz, R.: Prozeßbasierte Entwurfswerkzeuge für mechatronische Systeme und Anwendungen in der Fahrwerksregelung, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 1998.
- [Schiehlen]** Schiehlen, W.: Multibody Systems Handbook, Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 1990.
- [Streiter]** Streiter, R.: Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung, ISS-Fahrzeugtechnik, Technische Universität Berlin, 1995.
- [Schwarz]** Schwarz, R., Rieth, P.: Global Chassis Control – Systemvernetzung im Fahrwerk, at - Automatisierungstechnik 51, 2003.
- [Tatje]** Tatje, J.: Simulation und Entwurf einer aktiven Fahrzeugfederung mit entsprechenden Regelungsstrategien unter Berücksichtigung des Fahrkomforts, der Fahrsicherheit und des Leistungsbedarfs, Diplomarbeit, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2001.
- [Toepper]** Toepper, S.: Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters Triplanar, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 8, Nr. 966, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2002.
- [Tüv-Süd]** TÜV Süddeutschland Automotive: Elektrische Lenkanlagen, [www.tuev-sued.de//auto\\_mot/aktuell/fnbrzxfiaogk.html](http://www.tuev-sued.de//auto_mot/aktuell/fnbrzxfiaogk.html), 2001.
- [Wältermann]** Wältermann, P.: Der serielle Hybridantrieb; Vom rechnergestützten Entwurf bis zur Hardware-in-the-Loop-Realisierung, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 447, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000.
- [Wielen]** Wielenberg, A.: Mechatronischer Entwurf einer SbW-Lenkung unter besonderer Berücksichtigung der modularen und der hierarchischen Systemarchitektur, Studienarbeit, Universität Paderborn, Mechatronik Laboratorium Paderborn, 2001.
- [Zanten]** van Zanten, A.: Zusammenspiel Fahrwerk und ESP, Haus der Technik-Tagung Fahrwerk, Osnabrück, 2001.

- [Zhang]**      Zhang, R.: Identifikation physikalischer Systemparameter nichtlinearer kontinuierlicher Mehrgrößensysteme, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1989.

