

**Mechatronischer Entwurf und Erprobung
einer regelbaren Federung
für ein leichtes geländegängiges Kettenfahrzeug**

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

genehmigte
DISSERTATION

von
Dipl.-Ing. Igor Illg

Tag des Kolloquiums: 08.07.2014

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler
Korreferent: Prof. Dr. rer. nat. Thomas Tröster

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM) der Universität Paderborn.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, dem Leiter des RtM, gilt mein besonderer Dank. Durch sein Interesse, die wertvollen Anregungen und die konstruktive Kritik hat er mich bei der Erstellung dieser Arbeit stets unterstützt und wissenschaftlich begleitet.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Thomas Tröster, Leiter des Lehrstuhls für Leichtbau im Automobil an der Universität Paderborn, danke ich für die Übernahme des Korreferats und die Durchsicht der Arbeit.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts für die stets freundschaftliche und vertrauensvolle Zusammenarbeit. Namentlich bedanken möchte ich mich bei Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker, Dipl.-Ing. Michael Tewes, Dipl.-Ing. Hubert Reelsen und Dr.-Ing. Erika Schäfer. Im Rahmen der gemeinsamen Projektarbeit und darüber hinaus haben sie maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Zum Dank verpflichtet bin ich meinen ehemaligen Kollegen Dr.-Ing. Jewgenij Harchenko, Dipl.-Ing. Vitalij Nachtigal, Dipl.-Ing. Alexander Gense, Dipl.-Inf. Vadim Boiko und Dr.-Ing. Viktor Just, die mir in vielen wissenschaftlichen Unterredungen geholfen haben meinem Ziel näher zu kommen.

Bedanke möchte ich mich auch bei den Studien- und Diplomarbeitern sowie den studentischen Hilfskräften für ihre Unterstützung bei der Realisierung meiner Ideen und Konzepte.

Frau Soreen Kruse gebührt herzlicher Dank für die sorgfältige Durchsicht des Manuskripts.

Ganz besonderer Dank gilt meiner Familie und meinen Eltern, die mich über die Jahre stets verständnisvoll begleitet und unterstützt haben.

Paderborn, im August 2014

Igor Illg

Meiner Familie und meinen Eltern

Inhaltsverzeichnis

| | |
|----------------------------------------------------------------------------|------------|
| Vorwort ----- | I |
| Inhaltsverzeichnis ----- | III |
| Abkürzungsverzeichnis ----- | V |
| Wichtige Formelzeichen ----- | VII |
| 1 Einleitung ----- | 1 |
| 1.1 Motivation und Zielsetzung ----- | 3 |
| 1.2 Aufbau der Arbeit----- | 5 |
| 2 Stand der Technik ----- | 6 |
| 2.1 Laufwerke der Kettenfahrzeuge----- | 6 |
| 2.1.1 Aufbau und Komponenten ----- | 7 |
| 2.1.2 Aufgaben, Anforderungen und Zielkonflikte----- | 11 |
| 2.2 Regelbare Federungssysteme----- | 21 |
| 2.2.1 Klassifizierung----- | 21 |
| 2.2.2 Diskussion der Wirkprinzipien ----- | 22 |
| 3 Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme ----- | 25 |
| 3.1 Grundzüge mechatronischer Systeme ----- | 28 |
| 3.2 Vorgehensphasen der mechatronischen Komposition ----- | 30 |
| 3.2.1 Komposition des Grundsystems----- | 32 |
| 3.2.2 Idealisierte Komposition ----- | 35 |
| 3.2.3 Ganzheitliche Komposition ----- | 37 |
| 4 Mechatronische Komposition der geregelten Laufwerksfederung ----- | 41 |
| 4.1 Randbedingungen und Anforderungen----- | 41 |
| 4.2 Komposition des Grundsystems ----- | 42 |
| 4.2.1 Modellbildung und Entwurfsumgebung----- | 43 |
| 4.2.2 Analyse und Bewertung der Vertikaldynamik----- | 55 |
| 4.2.3 Synthese des passiven Federungssystems----- | 68 |
| 4.2.4 Lösungskonzept für eine mechatronische Federung ----- | 69 |
| 4.2.5 Erfassung und Steuerung der Fahrzeubewegungen ----- | 71 |
| 4.3 Idealisierte Komposition ----- | 80 |
| 4.3.1 Regelung der Vertikaldynamik ----- | 80 |
| 4.3.2 Analyse und Synthese der Reglerfunktionen ----- | 89 |
| 4.3.3 Funktionale Spezifikation der Bausteine ----- | 94 |
| 4.4 Ganzheitliche Komposition----- | 98 |
| 4.4.1 Lösungskonzepte für die Federungsaktorik ----- | 99 |
| 4.4.2 Aufbau des Systemmodells ----- | 103 |
| 4.4.3 Funktionale Integration und Auslegung der Aktorik ----- | 104 |

| | | |
|----------|-------------------------------------------------------------|------------|
| 4.4.4 | Analyse und Synthese des dynamischen Systemverhaltens ----- | 112 |
| 5 | Ergebnisse aus der Realisierung----- | 114 |
| 5.1 | Konstruktion und Aufbau der Aktorik ----- | 114 |
| 5.2 | Experimentelle Analyse der Aktorfunktionalität ----- | 118 |
| 5.3 | Systemintegration und Inbetriebnahme ----- | 123 |
| 5.4 | Ergebnisse aus Feldversuchen----- | 126 |
| 6 | Zusammenfassung und Ausblick----- | 129 |
| | Literatur ----- | 135 |

Abkürzungsverzeichnis

| | |
|-----|------------------------------|
| ABC | Active Body Control |
| ARS | Active Roll Stabilisation |
| CDC | Continuous Damper Control |
| DMS | DehnungsMessStreifen |
| ESP | Electronic Stability Program |
| FZP | FlügelZellenPumpe |
| MKS | MehrKörperSystem |
| ORS | Off Road Stabilizer |
| PSD | Power Spectral Density |
| RMS | Root Mean Square |
| STD | STandard Deviation |

Wichtige Formelzeichen

| | |
|------------------------|---------------------------------------------------------|
| z_B | Hubbewegung Fahrzeugaufbau |
| x_B | Längsbewegung Fahrzeugaufbau |
| φ_B | Nickbewegung Fahrzeugaufbau |
| γ_B | Wankbewegung Fahrzeugaufbau |
| i | Index Laufrollen einer Fahrzeugseite($i = 1 \dots 5$) |
| $\varphi_{i,l}$ | Schwenkbewegung Laufrollen links |
| $\varphi_{i,r}$ | Schwenkbewegung Laufrollen rechts |
| $z_{si,l}$ | Fahrbahnanregung linke Spur |
| $z_{si,r}$ | Fahrbahnanregung rechte Spur |
| m_B | Masse Fahrzeugaufbau im Schwerpunkt |
| $\underline{\Theta}_B$ | Massenträgheit Fahrzeugaufbau im Schwerpunkt |
| m_R | Masse Laufrolle |
| m_U | Masse Umlenkrolle |
| c_i | Steifigkeit Rollenaufhängung |
| d_i | Dämpfung Rollenaufhängung |
| c_R | Steifigkeit Bodenkontakt |
| F_K | Kettenzugkraft |
| F_S | Kettenspannkraft |
| c_K | Steifigkeit Kette |
| c_S | Steifigkeit Kettenspanner |
| Δl_K | Längenänderung Kettenumfang |
| $\vec{F}_{R,i}$ | Kettenkraftanteil Laufrolle |
| \vec{r}_j | Ortsvektor Laufrollenschwerpunkt ($j = 1 \dots 6$) |
| \vec{F}_A | Antriebskraft Kette |
| \vec{F}_B | Bremeskraft Kette |
| \underline{M} | Massenmatrix Gesamtfahrzeugmodell |
| \underline{C} | Steifigkeitsmatrix Gesamtfahrzeugmodell |

| | |
|------------------------|--------------------------------------------------------|
| \underline{D} | Dämpfungsmatrix Gesamtfahrzeugmodell |
| \underline{q} | generalisierten Koordinaten Gesamtfahrzeugmodell |
| \underline{A} | Systemmatrix Gesamtfahrzeugmodell |
| λ | Eigenwert Gesamtfahrzeugmodell |
| \vec{v} | Eigenvektor Gesamtfahrzeugmodell |
| \underline{M}_B | Massenmatrix reduziertes Fahrzeugmodell |
| \underline{C}_B | Steifigkeitsmatrix reduziertes Fahrzeugmodell |
| \underline{D}_B | Dämpfungsmatrix reduziertes Fahrzeugmodell |
| \underline{q}_B | generalisierten Koordinaten reduziertes Fahrzeugmodell |
| \underline{Q} | Modalmatrix reduziertes Fahrzeugmodell |
| $\underline{\beta}$ | Vektor modale Aufbaubewegungen |
| B_{acc} | Bewertungsmaß Fahrkomfort |
| \underline{a}_{BS} | Signalvektor Beschleunigungssensoren Fahrzeugaufbau |
| \underline{T}_{BS} | Verkopplungsmatrix |
| F_i | Aktorkraft |
| K_{ai} | Gewichtungsfaktoren der Aktorkraft |
| \underline{T}_{EF} | Entkopplungsmatrix |
| $\underline{\omega}_R$ | Eigenkreisfrequenz geregelter Aufbaubewegungen |
| $\underline{\zeta}_R$ | Eigendämpfung geregelter Aufbaubewegungen |
| $\underline{K}_{N,I}$ | Verstärkungsmatrix I-Anteil Niveau-Regelung |
| $\underline{K}_{N,P}$ | Verstärkungsmatrix P-Anteil Niveau-Regelung |
| $\underline{K}_{S,V}$ | Verstärkungsmatrix lokale SGA Geschwindigkeiten |
| $\underline{K}_{S,P}$ | Verstärkungsmatrix lokale SGA Lagen |
| $\underline{K}_{ES,V}$ | Verstärkungsmatrix entkoppelte SGA Geschwindigkeiten |
| $\underline{K}_{ES,P}$ | Verstärkungsmatrix entkoppelte SGA Lagen |
| A_{DR} | Fläche Druckrückführung |
| c_H | Steifigkeit Hubringlagerung |
| d_H | Dämpfung Hubringlagerung |

| | |
|-----------------------|--------------------------------|
| n_A | Drehzahl Antriebseinheit |
| $\underline{K}_{R,A}$ | Regelparameter Antriebseinheit |
| $\underline{K}_{R,V}$ | Regelparameter Verstelleinheit |

1 Einleitung

Schweres, unwegsames Gelände mit Hindernissen und Gräben, weichem und sandigem Boden, verschneiten und unbefestigten Wald- und Gebirgswegen sind die typischen Einsatzbedingungen für Kettenfahrzeuge. Sie kommen insbesondere dann als Geräte-, Personen- und Gütertransporter zum Einsatz, wenn hohe Mobilität bei gleichzeitig schwierigen Bodenverhältnissen gefordert wird (siehe Bild 1.1).



Bild 1.1: Einsatzgebiete der Kettenfahrzeuge

Die hohe Mobilität resultiert in erster Linie aus der besonderen Bauweise des Fahrwerks als Kettenlaufwerk. Dabei rollt das Laufwerk während der Fortbewegung auf einer Gleiskette ab. Die in der Regel hohe Gewichtskraft des Fahrzeugs wird so auf eine, im Vergleich mit einem gleichschweren Radfahrzeug, wesentlich größere Bodenfläche verteilt. Durch den geringen Bodendruck sinkt das Kettenfahrzeug im weichen Untergrund nicht mehr ein. Die große Aufstandsfläche erfasst in unebenem Gelände mehr Eingriffspunkte, wodurch das Fahrzeug eine bessere Griffigkeit bzw. Traktion erfährt.

Aufgrund dieser Bauweise sind Kettenfahrzeuge den Radfahrzeugen auf schwierigen Böden oft überlegen. Dazu zeigt die Tabelle in Bild 1.2 die Zusammenfassung der Ergebnisse einer Studie zum Vergleich militärischer Rad- und Kettenfahrzeuge unter identischen Einsatzbedingungen [Hor98]. Angesichts der gewählten Vergleichskriterien ist ein Radfahrzeug lediglich auf gut ausgebauten Straßen mobiler als ein Kettenfahrzeug gleicher Masse. In allen anderen Punkten, die insbesondere die Mobilitätseigenschaften im Gelände betreffen, dominieren klar die Kettenfahrzeuge. Ein weiterer Vorteil ist das relativ geringe Bauvolumen des Laufwerks im Verhältnis zu der Gesamtmasse. Mit steigender Fahrzeugmasse verstärkt sich dieser Trend. Für einen mit

einem Kettenfahrzeug vergleichbaren spezifischen Bodendruck benötigt ein gleichschweres Radfahrzeug etwa das Sechsfache an Bauvolumen für die Räder, die Radaufhängung und den Antriebsstrang [Hil07].

Einer der wesentlichen Nachteile von Kettenfahrzeugen liegt in den relativ hohen Kosten begründet. Neben dem doppelt so hohen Anschaffungspreis und dem Treibstoffverbrauch entstehen diese vor allem auch durch die hohen Wartungsaufwände. In diesem Punkt sind die Radfahrzeuge erheblich günstiger.

| | Ketten-fahrzeuge | Rad-fahrzeuge |
|------------------------------------------------|------------------|---------------|
| Flexibilität in der Wahl der Fahrstrecke | v | |
| Geländegängigkeit | v | |
| Kletterfähigkeit und Überschreitfähigkeit | v | |
| Geschwindigkeit auf der Strasse | | v |
| Versorgung/Nachschub | | v |
| Betriebs- und Wartungskosten | | v |
| zulässiges Gesamtgewicht, Zuladung, Bauvolumen | v | |
| Beweglichkeit/Wendekreis | v | |
| Verwundbarkeit | v | |
| Transportfähigkeit | v | |
| Überwindung von Hindernissen und Schluchten | v | |

Bild 1.2: Vergleichsuntersuchungen von Ketten- vs. Radfahrzeugen [Hor98]

Die überragenden Mobilitätseigenschaften der Kettenfahrzeuge im Gelände hängen unmittelbar von der Leistungsfähigkeit der zugehörigen Kettenlaufwerke ab. Diese können heute auf eine mehr als zweihundertjährige Entwicklungsgeschichte zurückblicken. Die Erfindung des Gleiskettenprinzips ist auf eine Idee um 1770 des englischen Autors und Erfinders Richard Lovell Edgeworth zurückzuführen. Das erste kommerziell erfolgreiche Fahrzeug mit Gleiskette namens „Lombard Steam Log Hauler“ wird erst später im Jahre 1901 von Alvin Lombard zum Baumstamm-Transport entwickelt und patentiert (siehe Bild 1.3). Erfunden für die Anwendungen im zivilen Bereich, werden Kettenfahrzeuge während des ersten Weltkrieges zunehmend für militärische Zwecke interessant. Seitdem hängen die technischen Fortschritte in diesem Bereich sehr eng mit der Entwicklung der Wehrtechnik zusammen. Im Zuge des rasanten Fortschritts der Fahrzeugtechnik in den letzten 100 Jahren wurden auch die Kettenlaufwerke stetig verbessert und optimiert. Ganz besondere Entwicklungsmöglichkeiten eröffneten sich in den letzten zwanzig Jahren mit dem Einzug der Informationsverarbeitung und damit einhergehender Einführung von mechatronischen Systemen.

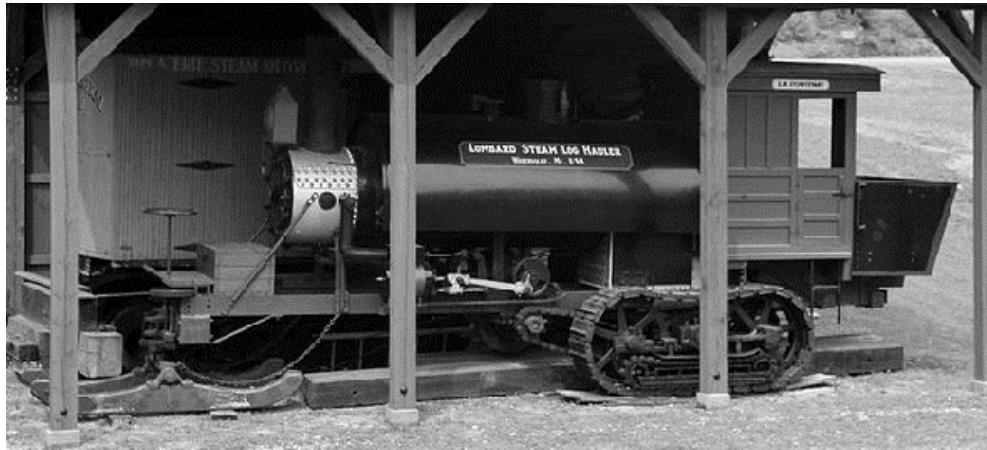


Bild 1.3: Das erste kommerzielle Kettenfahrzeug „Lombard Steam Log Hauler“ 1901

1.1 Motivation und Zielsetzung

Die Kettenlaufwerke müssen im Fahrbetrieb zahlreichen fahrdynamischen Anforderungen genügen. Dazu gehören insbesondere Eigenschaften wie Traktion, Geländegängigkeit, Lenkfähigkeit, Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Bei der Erfüllung dieser Anforderungen sind die Federungs- und Dämpfungseigenschaften der Rollenaufhängung entscheidende Faktoren. Die besondere Herausforderung bei der Auslegung dieser Laufwerkselemente stellen die Zielkonflikte dar. So ist beispielsweise für die Dämpfung der Aufbaubewegungen eine „harte“ Dämpferkennung von Vorteil. Für eine möglichst gute Entkopplung des Aufbaus von den hochfrequenten Störanregungen aus dem Kettenlaufwerk ist dagegen eine relativ „weiche“ Dämpferkennung zu präferieren [MH82]. Ein weiteres Problem ist die Wärmeentwicklung infolge der enormen Dämpferleistungen, die insbesondere bei schweren Kettenfahrzeugen hohe Beanspruchung der Bauteile verursachen. Durch den Einsatz einer konventionellen passiven Federung kann diesen Problemen lediglich im Rahmen von Kompromisslösungen begegnet werden.

Vor ähnlichen Problemen steht auch die Automobilindustrie. Die moderne Entwicklung macht sich hier insbesondere die Informationstechnik zu Nutze. Vor allem der Einzug mechatronischer Systeme öffnete neue Wege zur Implementierung völlig neuer Funktionen. Inzwischen sind mechatronische Systeme aus der modernen Automobiltechnik nicht mehr wegzudenken. Bei der Mehrzahl der heutigen Fahrzeuge bestimmen sie zunehmend die Funktionalität und bringen erhebliche Verbesserungen für die Fahrdynamik, den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit mit sich. Ein Paradebeispiel sind die modernen Fahrwerke, die serienmäßig mit einer Vielzahl an

mechatronischen Systemen wie z.B. ESP (Electronic Stability Program), ABC (Active Body Control) und CDC (Continuous Damper Control) ausgestattet sind.

Bei den Überlegungen zur Weiterentwicklung von Kettenlaufwerken kann man sicherlich von diesem technologischen Vorsprung der Automobiltechnik profitieren. Die Einführung mechatronischer Laufwerksysteme bietet einen vielversprechenden Weg zur Lösung bestehender Zielkonflikte und zur Steigerung der Leistungsfähigkeit von Kettenlaufwerken. Der Bedarf an solchen Maßnahmen ist durchaus vorhanden. Die leichten Kettenfahrzeuge, wie z.B. der Wiesel 2 aus Bild 1.4, weisen mit konventioneller Federung deutliche Schwächen im Schwingungsverhalten auf. Das äußert sich durch die hohen Belastungen, die einerseits auf die Fahrzeuginsassen und andererseits auf das Material einwirken. Mit einer regelbaren Federung kann das Problem weitgehend entschärft werden. Neben der Steigerung des Fahrkomforts eröffnen sich außerdem neue Möglichkeiten zur Erhöhung der Fahrsicherheit, zur Verbesserung der Traktion, des Lenkverhaltens und weiterer Eigenschaften.



Bild 1.4: Kettenfahrzeug Wiesel 2 [Arm10]

Motiviert durch diese Entwicklungspotentiale beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit dem modellbasierten Entwurf und der Felderprobung eines Prototyps für ein Kettenlaufwerk mit regelbarer Federung. Im Fokus stehen die vertikaldynamischen Eigenschaften des Kettenfahrzeugs und Möglichkeiten zu ihrer Verbesserung mit Hilfe von aktiven und semiaktiven Aktoren in der Rollenaufhängung. Als Versuchsträger dient das leichte Kettenfahrzeug der Bundeswehr Wiesel 2.

Die Entwicklung erfolgt unter der konsequenten Anwendung der Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme [VDI2206]. Den Schwerpunkt bildet der modellbasierte Entwurf im Rahmen der sogenannten mechatronischen Komposition [Toe02]. Dabei handelt es sich um ein computergestütztes methodisches Vorgehen, dessen konsequente Anwendung tiefe Einblicke in das zu entwerfende System und die Systemfunktionen ermöglicht und damit die Effizienz des Entwurfsprozesses deutlich erhöht.

1.2 Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 beschäftigt sich mit dem Stand der Technik im Bereich der Kettenlaufwerke und der regelbaren Federungssysteme. Zunächst werden der grundsätzliche Aufbau moderner Kettenlaufwerke und ihre Komponenten erörtert. Dazu erfolgt eine Diskussion der Aufgaben, der Anforderungen und der zu lösenden Zielkonflikte im Zusammenhang mit den fahrdynamischen Eigenschaften eines Kettenfahrzeugs. Anschließend wird ein Überblick über bekannte Lösungen für regelbare Federungssysteme gegeben.

Im **Kapitel 3** werden die Grundzüge des Entwurfs mechatronischer Systeme und der Stellenwert der mechatronischen Komposition innerhalb des Entwurfsprozesses geschildert. Darauf aufbauend wird als Ergänzung zum Vorgehensmodell von [Toe02] eine Unterteilung in drei aufeinander aufbauende Vorgehensschritte vorgeschlagen. Die Erweiterung soll den Entwickler mit einem konsequent funktionsorientierten Vorgehen bei der Festlegung der Entwurfsfreiheitsgrade mechatronischer Bausteine (mechanisches Grundsystem, Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitung) unterstützen.

Das **Kapitel 4** bildet das Kernstück dieser Arbeit und behandelt die mechatronische Komposition eines geregelten Kettenlaufwerks für das Kettenfahrzeug Wiesel 2. Nach einer Zusammenstellung der Anforderungen und Randbedingungen werden unter der Anwendung des in Kapitel 3 vorgestellten Vorgehens die Inhalte der wichtigsten Entwurfsphasen schrittweise beschrieben. Dabei stehen, getreu der Aufgabenstellung, die vertikaldynamischen Eigenschaften des Kettenfahrzeugs und die Möglichkeiten zu deren Regelung im Vordergrund.

Die Erkenntnisse aus der mechatronischen Komposition bilden die Grundlage für den Aufbau und die Erprobung eines Versuchsfahrzeugs. Im **Kapitel 5** werden die wichtigsten Umfänge dieser Realisierungsphase zusammengestellt. Dazu gehören die Konstruktion der Systemkomponenten, der schrittweise Aufbau der mechatronischen Laufwerksfederung und die experimentelle Validierung in Labor- und Feldversuchen.

Kapitel 6 schließt die Arbeit mit einer Zusammenfassung der Inhalte und der wichtigsten Ergebnisse ab. In einem Ausblick werden Themen für weiterführende Arbeiten auf diesem Gebiet angesprochen.

2 Stand der Technik

Die Technik der Kettenfahrzeuge wird sehr stark durch die militärischen Anwendungen geprägt und obliegt somit sehr oft der Geheimhaltung. Besonders für die aktuellen Neuentwicklungen werden nur wenige Informationen der breiten Öffentlichkeit zur Verfügung gestellt. Bei der dieser Arbeit zugrundeliegenden Literaturrecherche wurden daher auch nur wenige wissenschaftliche Quellen zum aktuellen Stand der Technik gefunden. Nachfolgend werden die daraus gewonnenen Informationen aus dem Bereich der Kettenlaufwerke und der regelbaren Federungssysteme zusammengetragen. Dabei handelt es sich im Detail um:

- den grundsätzlichen Aufbau der Kettenlaufwerke und ihrer Komponenten,
- die Diskussion der Aufgaben, der Anforderungen und der zu lösenden Zielkonflikte im Zusammenhang mit den fahrdynamischen Eigenschaften eines Kettenfahrzeugs,
- die Klassifizierung bekannter Lösungsvarianten und Wirkprinzipien für die Aktorik in regelbaren Federungssystemen,
- die Beschreibung gängiger Regelstrategien aus der Automobiltechnik.

2.1 Laufwerke der Kettenfahrzeuge

Im Laufe der Geschichte sind viele Konstruktionsvarianten der Kettenlaufwerke entstanden. In [MH82] wird eine Eingruppierung der gängigsten Varianten nach der Art der Rollenanordnung und der Aufhängung vorgeschlagen (siehe Bild 2.1).

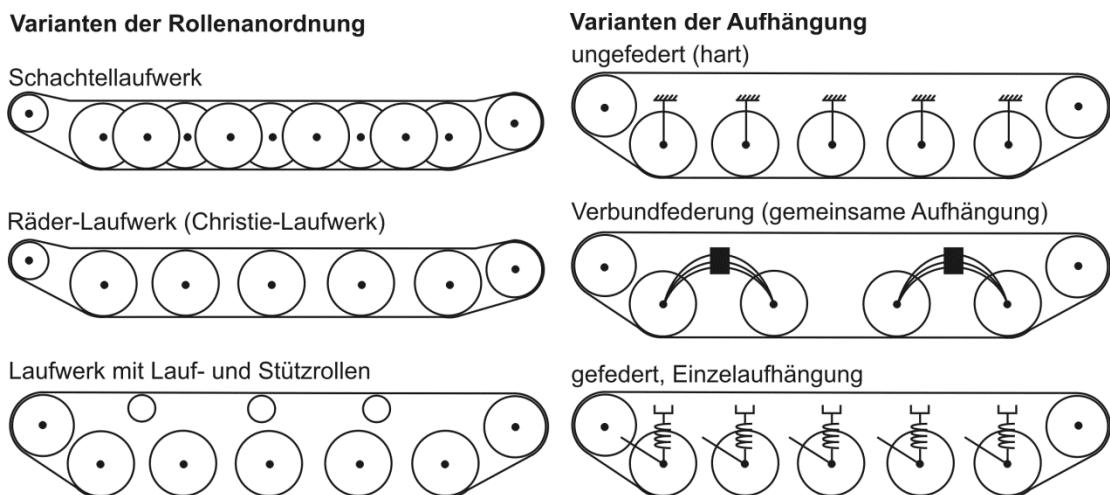


Bild 2.1: Laufwerksarten von Kettenfahrzeugen [MH82]

Die Rollenanordnung unterscheidet ein Schachtellaufwerk mit einer überlappenden Anordnung versetzter Laufrollen, ein Räder-Laufwerk ohne Stützrollen und ein Laufwerk mit Lauf- und Stützrollen. Das Schachtellaufwerk hat heute wegen seiner Komplexität keine Bedeutung mehr, obwohl hier die gleichmäßige Bodenbelastung, höhere Lenkbarkeit sowie geringere Belastung der Federung durchaus vorteilhaft sind. Die Vorteile des Räder-Laufwerks (auch Christie-Laufwerk genannt) liegen in der größeren Biegesteifigkeit gegen die Seitenkräfte. Nachteilig sind jedoch die hohen ungefederten Massen der Räder und die unzureichende Führung des oberen Kettenrums, wodurch es zu starken Schwingungen in der Kette kommen kann. Der fahrbare Geschwindigkeitsbereich wird dadurch eingeschränkt. Diese Nachteile entfallen durch den Einsatz eines heute weit verbreiteten Lauf- und Stützrollen-Laufwerks.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal von Kettenlaufwerken ist die Art der Laufrollenaufhängung. Unterschieden wird die ungefederte, die verbundgefedeerte und die einzeln gefederte Bauweise. Die ungefederte Variante findet sich heute im Bereich der Baumaschinen wie der Planierraupen, Bagger und Bulldozer. Diese Aufhängungsart ist ausschließlich für sehr langsame Fahrgeschwindigkeiten geeignet und wird daher nicht weiter betrachtet. Die Verbundfederung ist die älteste Aufhängungsart und ist heute wegen der relativ geringen Federwege und des komplizierten Aufbaus kaum vorzufinden. Vorteilhaft sind hier jedoch die geringe Bauhöhe und die einfache Instandsetzung.

Im Bereich der hochbeweglichen mobilen Kettenfahrzeuge wird heute fast ausschließlich die Einzelradaufhängung mit separaten Federelementen eingesetzt. In Kombination mit einem Lauf- und Stützrollen-Laufwerk ist es die häufigste Laufwerksvariante. Um dem stets steigenden Anforderungsniveau zu entsprechen, sind dafür im Laufe der Zeit viele ausgereifte Lösungen entwickelt worden. Bei der Mehrheit der modernen Kettenfahrzeuge haben sich aus der Fülle der Variantenvielfalt nur einige davon besonders gut bewährt und durchgesetzt. Nachfolgend werden die gängigsten näher erläutert.

2.1.1 Aufbau und Komponenten

Das Bild 2.2 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Kettenlaufwerks mit Lauf- und Stützrollen. Die wichtigste Komponente ist die Gleiskette. Diese besteht aus einer Reihe kettenartig verbundener Platten, die das Laufwerk geschlossen umspannen. Über die Antriebsräder im vorderen (alternativ auch im hinteren) Bereich des Fahrzeugs werden Zugkräfte in die Kette eingeleitet und so die Kette und das Fahrzeug in Bewegung gesetzt.

Die **Gleisketten** sind in der Regel auf Geschwindigkeit und Laufruhe ausgelegt. Die zur Zeit gängigsten Typen sind in Bild 2.3 dargestellt. Dabei werden zwei klassische Bauarten unterschieden: die Scharnier- und die Verbinderketten. Die Verbinderketten werden heute bevorzugt eingesetzt. Die Gründe dafür liegen in der besseren Laufruhe,

höheren Maximalgeschwindigkeit und höheren Lebensdauer. Zur Schonung der Fahrbahn werden sie zusätzlich mit Kettenpolstern ausgestattet.

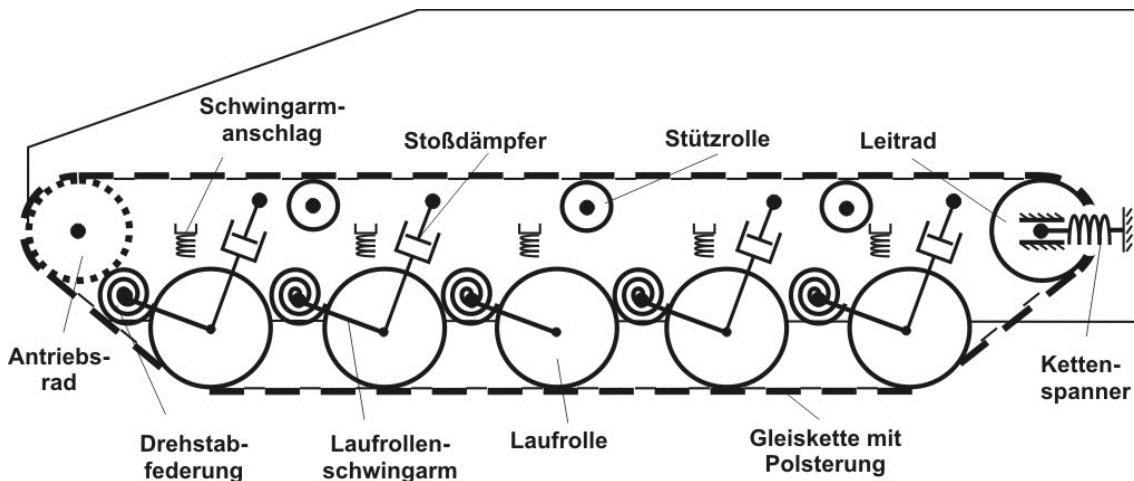


Bild 2.2: Aufbau eines Kettenlaufwerks mit Lauf- und Stützrollen

Neben diesen „herkömmlichen“ Kettenarten werden derzeit insbesondere bei leichten Kettenfahrzeugen auch Gummibandketten verwendet. Durch ihre Einführung erhofft man sich eine deutliche Gewichtsreduktion, geringere Laufwerkswiderstände, höhere Laufruhe und bessere Schonung der Straßenbeläge [Hil07].

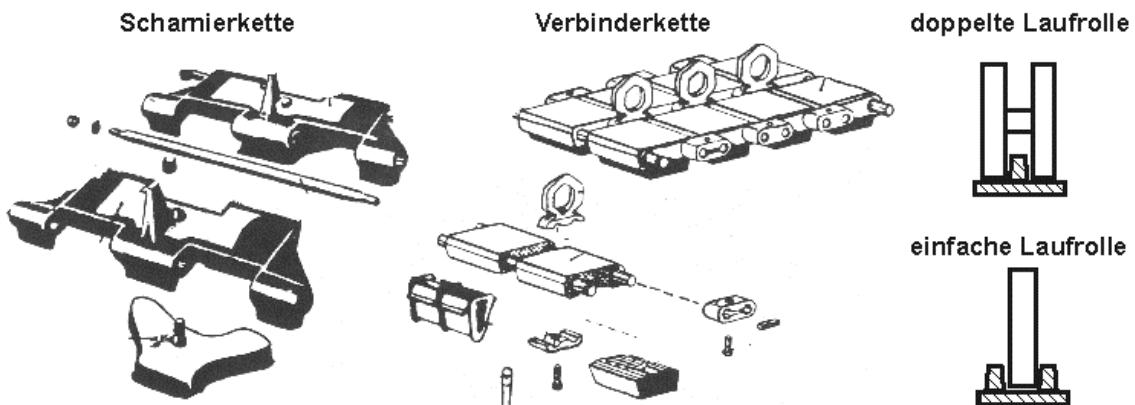


Bild 2.3: Varianten und Führungsarten der Gleiskette [MH82]

Das obere Teilstück der Gleiskette wird mit Hilfe der aufbaufesten Stützrollen geführt. Unten übernehmen die **Laufrollen** die Führung der Kette. Die Lauf- und Stützrollen werden, wie in Bild 2.3 illustriert, einzeln oder paarweise angeordnet. Bei doppelten Laufrollen befindet sich die einfache Führungszahnreihe in der Mitte der Ketteninnenseite. Bei einfachen Laufrollen sind es die doppelten Führungszahnreihen an den Außenseiten der Rollen. Die abrollenden Flächen der Laufrollen sind zur Eindämmung der Stöße und zur Ketten- bzw. Straßenschonung ebenfalls mit einer Gummi-Bandagierung versehen. Die Laufrollen sind gelenkig mit den Schwingarmen

gekoppelt und übertragen die Gewichts- und die Seitenkräfte des Fahrzeugaufbaus auf die Kette.

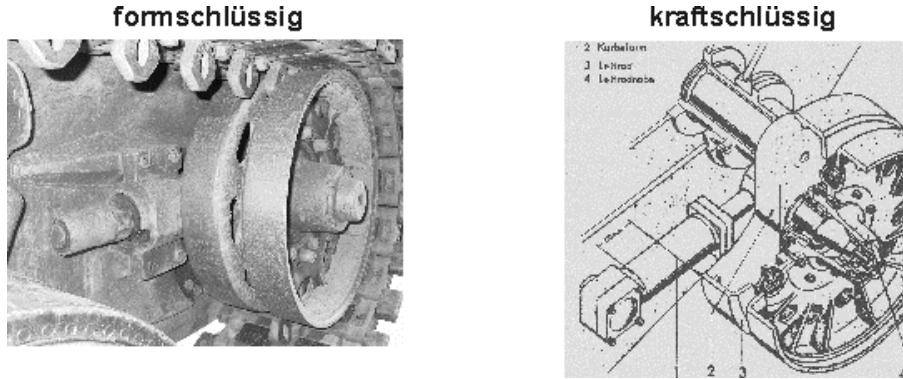


Bild 2.4: Ausführungsvarianten des Kettenspanners [MH82]

Das **Leitrad** ist entgegengesetzt dem Antriebsrad angeordnet und dient zum Umlenken und zum Vorspannen der Kette. Dazu wird es, wie in Bild 2.2 vereinfacht dargestellt, beweglich gelagert. Mit Hilfe eines **Kettenspanners** wird die gewünschte Vorspannung eingestellt. Die Kettenspannvorrichtung kann, wie in Bild 2.4 illustriert, entweder form- oder kraftschlüssig wirken. Bei einer formschlüssigen Verbindung erfolgt die Vorspannung durch die Verschiebung des Leitrades in Längsrichtung über eine drehbare Spannspindel zwischen dem Leitrad und der Wanne. Bei leichten Kettenfahrzeugen werden anstelle einer nahezu starren Spindel auch elastische Federpakete eingesetzt. Eine kraftschlüssige Verbindung wird mit Hilfe eines mit Druck beaufschlagten Kolbens, der in einem aufbaufesten Zylinder gleitet, realisiert.

Bei der **Federung** der Kettenfahrzeuge sind hauptsächlich die Metall- und Gasfedern zu unterscheiden. Dabei wird aus der Gruppe der Metallfedern überwiegend die Drehstabfederung und aus der Gruppe der Gasfedern zunehmend die hydro-pneumatische Federung eingesetzt [Hil07]. Die Drehstabfederung, im Bild 2.5 links, ist wegen ihres großen Arbeitsvermögens und der Einfachheit des Prinzips weit verbreitet.



Bild 2.5: Die häufigsten Varianten der Drehstabfederung [Tschob05]

Die Laufrolle stützt sich hier an einem Schwingarm ab, so dass ihre Bewegung einen axial gelagerten Drehstab tordiert. Wannenseitig wird der Drehstab fest gelagert. Die Drehstabfederung weist eine nahezu lineare Federkennlinie auf. Ihre Steigung

(Steifigkeit) ist stark von Drehstabdurchmesser und -länge abhängig. Da bei geländegängigen Kettenfahrzeugen meist große Federwege gefordert werden, wird der Werkstoff der Drehstäbe hoch beansprucht. Die erforderliche Dauerfestigkeit wird in der Regel durch den Zusatz von Legierungen, durch Wärmebehandlung sowie durch aufwändige Oberflächenbearbeitung erreicht. Die strengen Bauraum-Vorgaben werden häufig erst durch besondere Bauweisen, wie Haarnadelfedern oder Drehstab-Drehrohr-Kombinationen eingehalten (siehe Bild 2.5).

Die Drehstabfederung wird in der Regel mit leistungsstarken **Dämpfern** und Endanschlägen kombiniert. Die Endanschläge können aus hydraulischen Endanschlagsdämpfern, mechanischen Kegelfedern oder auch aus Gummipolstern bestehen. Die häufigsten Dämpferarten sind die hydraulischen Zweirohr-, Einrohr- bzw. Drehflügeldämpfer sowie die mechanischen Reibungsdämpfer (siehe Bild 2.6). Die mechanischen Reibungsdämpfer funktionieren weitgehend geschwindigkeitsunabhängig. Hieraus ergibt sich ein gutes Ansprechverhalten gegen niederfrequente Schwingungen ohne eine Verhärtung bei höheren Frequenzen. Die Reibungsdämpfer können, wie z.B. in Bild 2.6 dargestellt, in die Schwingarmlagerung integriert werden. Dabei werden die Reibflächen schraubenförmig angeordnet, so dass das Teil, das sich an der Wanne abstützt, beim Einfedern gegen die Kraft eines Tellerfederpakets axial verschoben werden muss. Hieraus ergibt sich ein konstruktiv vorzugebender progressiver Kraftverlauf über dem Federweg. Damit kann der Dämpfer weicher auf kleine Vertikalbewegungen reagieren, während Schwingungen großer Amplituden stärker gedämpft werden [MH82].

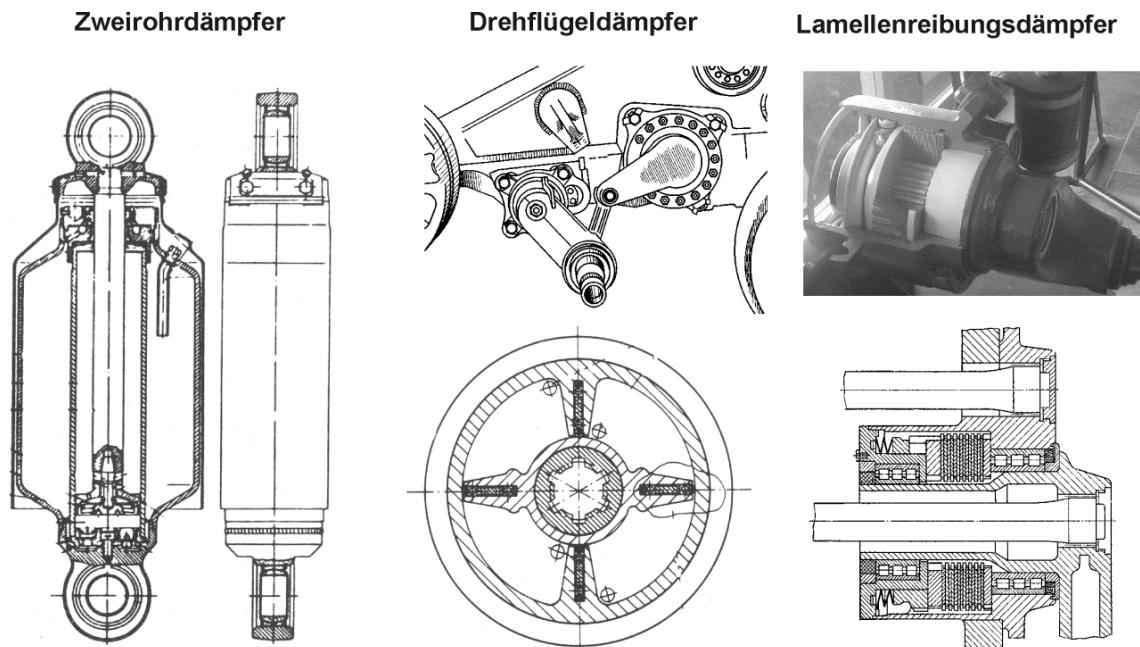


Bild 2.6: Dämpfervarianten in Kettenfahrzeugen [MH82]

Die Wirkung hydraulischer Schwingungsdämpfer resultiert aus den Druckabfällen an integrierten Drosselventilen. Diese Druckdifferenzen werden über die Verdränger-

flächen der Dämpferkörper in Kräfte umgewandelt. Durch die Einstellungs-freiheitsgrade wie die Verdrängerflächen und das Durchflussverhalten der Drosselventile lassen sich unterschiedliche Dämpfungscharakteristiken einstellen [HE07].

Das Prinzip der **hydropneumatischen Federung** wurde für Kettenfahrzeuge in den 60er Jahren aus dem Automobilbau übernommen und schrittweise zur Anwendungsreife geführt [Hil07]. Heute werden sie zunehmend in modernen Kettenfahrzeugen eingesetzt. Das Bild 2.7 links zeigt das Funktionsprinzip eines hydropneumatischen Federbeins.

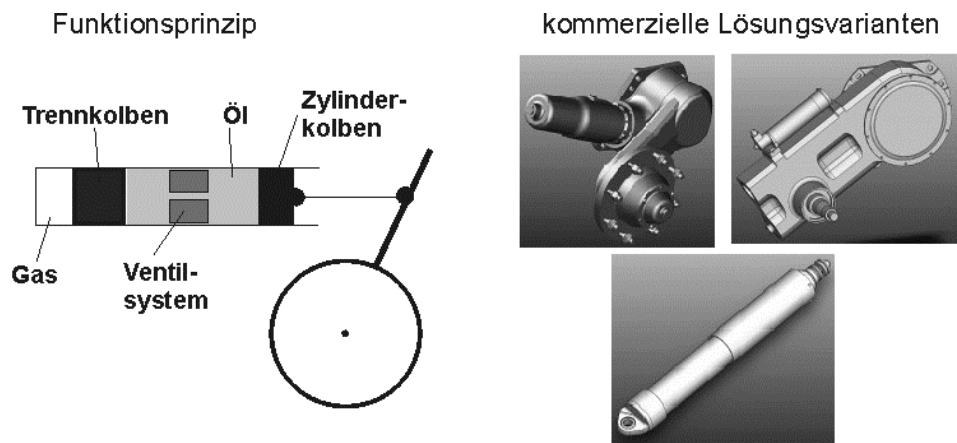


Bild 2.7: Hydropneumatische Federungssysteme für Kettenfahrzeuge [Hors10].

Das Prinzip besteht darin, die herkömmlichen mechanischen Federn durch das Zusammenspiel einer Flüssigkeit (Mineralöl) und eines Gases (Stickstoff) zu ersetzen. Beide Komponenten werden in einem druckfesten Behälter eingeschlossen und durch einen verschiebbaren Trennkolben getrennt. Auf dem Trennkolben stützt sich die Flüssigkeitssäule ab. Die Säule wird in einem Hydraulikzylinder über einen Zylinderkolben druckbeaufschlagt und verdrängt so den Trennkolben in Richtung Gasraum. Das Gas ist dabei das elastische Medium, dessen Volumenänderung zu einer entsprechenden Druckveränderung führt. Durch ein integriertes Drosselventil wird eine hydraulisch dämpfende Komponente realisiert. So lassen sich, wie in Bild 2.7 rechts illustriert, sehr kompakte und leistungsfähige Feder-/Dämpfersysteme auf kleinstem Raum (z.B. integriert im Schwenkkarm) realisieren [Hors10].

2.1.2 Aufgaben, Anforderungen und Zielkonflikte

Die fahrdynamischen Hauptaufgaben eines Kettenlaufwerks unterscheiden sich zunächst kaum von den Aufgaben eines Radfahrzeug-Fahrwerks. Die wichtigsten davon sind nach [MH82]:

- Übertragung von Antriebs- und Bremskräften auf den Boden,

- Übertragung von Seitenkräften beim Befahren quergeneigter Fahrbahnen, bei Kurvenfahrten und beim Lenken,
- Aufnahme von Vertikalkräften, dabei Abfederung und Dämpfung des Aufbaus. Die Belastungen für Insassen und Bauteile sollen dabei möglichst gering sein.

Weitere Aufgaben sind speziell nur bei Kettenfahrzeugen zu nennen:

- ein Entgleisen der Kette muss auch unter ungünstigsten Fahrbedingungen, wie z.B. negativem Federweg bei gleichzeitiger Seitenkraft, vermieden werden,
- auch bei größeren Fahrzeuggewichten soll ein Einsinken auf weichen Böden vermieden werden,
- der Kraft- bzw. Formschluss zum Boden soll ein Durchrutschen bzw. Schleudern zu hohen Grenzbereichen verschieben.

Aus diesen Aufgaben resultieren die fahrdynamischen Anforderungen, die ihrerseits in die drei Hauptbereiche:

- Beweglichkeit
- Fahrkomfort
- Fahrsicherheit

unterteilt werden können. In den nachfolgenden Abschnitten werden diese Anforderungen im Hinblick auf die fahrdynamische Auslegung der Federungskomponenten genauer betrachtet.

Beweglichkeit

Der Begriff "Beweglichkeit" umfasst Fähigkeiten wie das Beschleunigungsvermögen, die Traktion, die maximale Fahrgeschwindigkeit, die Geländegängigkeit sowie die Lenk- und die Reaktionsfähigkeit. Diese werden hauptsächlich von der zur Verfügung stehenden Antriebsleistung, den zu überwindenden inneren und äußeren Fahrwiderständen und nicht zuletzt von der Fähigkeit der Kraftübertragung auf die Fahrbahn bestimmt [MH82].

Die **inneren Laufwerkswiderstände** wirken der am Kettentriebrad effektiv anliegenden Leistung entgegen und beeinflussen den Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs erheblich. Dazu gehören die Reibungsverluste am Triebrad, die Reibung infolge der Kettenführung (Spurreibung) und die Reibung beim Abwinkeln der Kettenglieder gegeneinander. Neben dem Fahrzeuggewicht und der anliegenden Antriebskraft bestimmt vor allem die Höhe der statischen Kettenvorspannung das Ausmaß dieser Reibungswiderstände.

Die **äußeren Fahrwiderstände** stellen sich von außen der Fahrzeuggbewegung entgegen. Dazu gehören unter anderem die Rollwiderstände, der Luftwiderstand, die Fahrbahnsteigung und der Bugwiderstand. Letzterer resultiert aus dem Einsinken des Fahrzeugs unter Eigengewicht auf weichem Untergrund. Eines der entscheidenden Faktoren ist dabei der spezifische Bodendruck unter der Kette, der durch eine dem Fahrzeuggewicht angemessene Kettenaufstandsfläche reduziert werden kann. Zur Überwindung der Fahrwiderstände ist eine ausreichende Kettengriffigkeit als Maß für die Fähigkeit der Kraftübertragung auf die Fahrbahn erforderlich [MH82].

Die resultierende **Vortriebskraft** F_V eines Kettenfahrzeugs setzt sich aus einer Reibungs- und einer Scherkomponente zusammen [Ser73]. Während die Reibungskomponente in Analogie zum Kraftschluss bei Radfahrzeugen auf fester Fahrbahn zu betrachten ist, beschreibt die Scherkomponente die Scherfestigkeit auf einem nachgiebigen Untergrund bzw. Boden in Umfangs- und Seitenrichtung. Sie resultiert vor allem aus den Kettenprofilen, die eine Verschiebung und Verdichtung des Bodens in horizontaler Richtung bewirken. Ihre Bestimmung ist kompliziert und hängt neben der Kettenform naturgemäß auch von der Beschaffenheit des Bodens, dem Schlupf, dem Bodendruck p_B und von der Bodendruckverteilung $p_B = f(A_K)$ unter der Kettenfläche A_K ab. In [MH82] wird die Kraftschluss- und die Scherkomponente vereinfacht zu einem sogenannten Kettengriffigkeitskoeffizient μ_G zusammengefasst. Die Werte werden in der Regel aus Experimenten gewonnen und sollen zur einfachen Bewertung der Befahrbarkeit eines Untergrunds in Abhängigkeit von der Gewichtskraft F_G dienen. Die maximale Vortriebskraft kann unter der Annahme einer gleichmäßigen Bodendruckverteilung aus

$$F_{V,max} = \mu_G \cdot F_G \quad (2.1)$$

berechnet werden. Unter realen Bedingungen stellt diese Abschätzung lediglich einen idealisierten Sonderfall dar.

Tiefergehende experimentell-theoretische Untersuchungen in [Wong08] und [Wong10] zeigen, dass die **Bodendruckverteilung** auf weichen Böden maßgeblich die Traktions-eigenschaften eines Kettenfahrzeugs beeinflusst. In diesem Zusammenhang sind in Bild 2.8 einige Ergebnisse der analytischen Berechnungen für unterschiedliche Verteilungsprofile zusammengefasst. Für die Profilvarianten (a) bis (e) links im Bild werden die Schlupfwerte in Abhängigkeit von der Vortriebskraft ermittelt. Demnach sind einige Verteilungsprofile erheblich günstiger hinsichtlich der Traktions-eigenschaften. Besonders vorteilhaft ist bei dem vorliegenden Beispiel die Erhöhung des Bodendrucks im Fahrzeugbug (siehe Variante (c)). Bei gleicher Vortriebskraft fallen hier die Schlupfwerte deutlich geringer aus als z.B. bei einer gleichmäßigen Bodendruckverteilung wie in Variante (a). Eine gezielte Anpassung der Bodendruck-verteilung kann also zur Verbesserung der Traktionseigenschaften auf unterschiedlichen Böden genutzt werden. Darüber hinaus ist dadurch nach [Ser73] auch eine Minimierung

der äußeren Fahrwiderstände bei der Geradeausfahrt und insbesondere bei der Kurvenfahrt möglich.

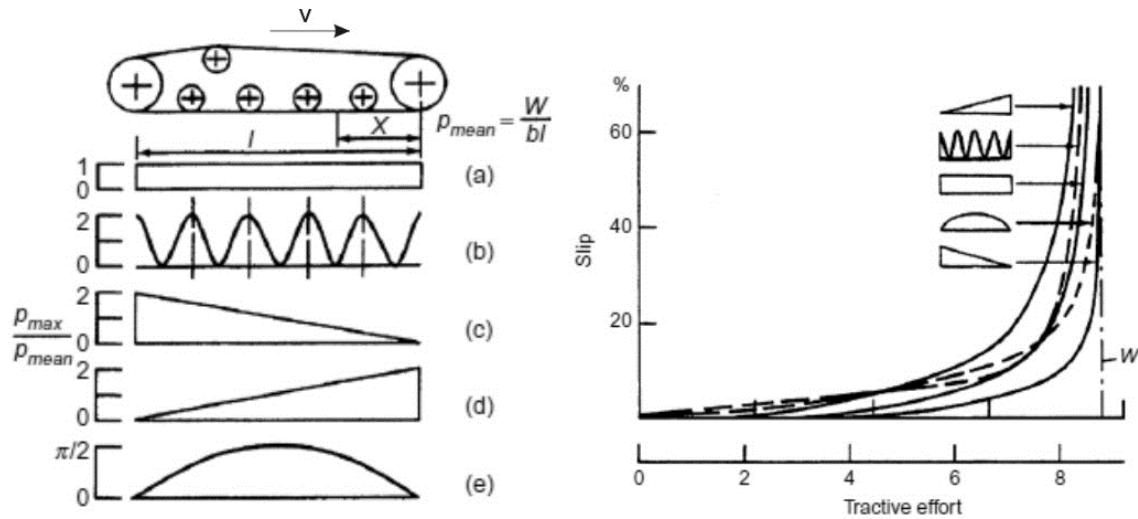


Bild 2.8: Bodendruckverteilung und ihre Auswirkungen auf die Traktion auf einem sandigen Untergrund [Wong08]

Die **Kurvenfahrt** eines Kettenfahrzeugs wird heute überwiegend durch Antrieb der beiden Ketten mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten erzielt. Gemäß Bild 2.9 wird dabei die kurvenäußere Kette mit einer größeren Geschwindigkeit v_a und die kurveninnere mit der geringeren Geschwindigkeit v_i angetrieben.

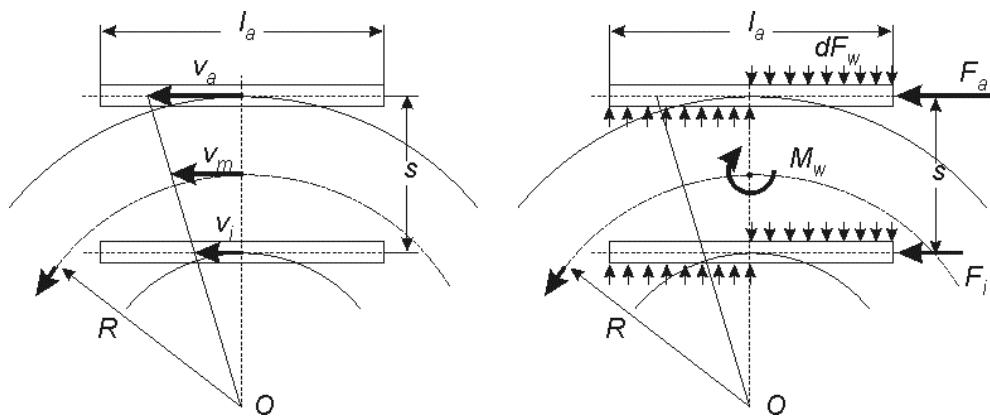


Bild 2.9: Grundlagen der Kurvenfahrt

Die daraus resultierende Wendebewegung des Kettenfahrzeugs setzt sich aus einer Drehbewegung der Ketten und einer Quer- bzw. Gleitbewegung der einzelnen Kettenglieder zusammen. Der Fahrzeugschwerpunkt soll dabei der Kurve mit dem theoretischen Radius R folgen. Den in die Kette eingeleiteten Antriebskräften F_a und F_i wirken infolge der Querbewegung der Kette zusätzliche Widerstandskräfte dF_w entgegen. Aus ihrer Summe resultiert das Wendewiderstandsmoment M_w , dessen Höhe maßgebend die Lenkfähigkeit und somit auch die Beweglichkeit eines Kettenfahrzeugs

beeinflusst. In Abhängigkeit vom Kurvenradius kann der zu überwindende Widerstand auf das 20-fache des Fahrwiderstandes bei einer Geradeausfahrt anwachsen [MH82] und ist bei der Drehung um die Hochachse am größten. Die Kettenauflagelänge l_a bestimmt weitgehend die Höhe des Widerstandsmoments, dem die Antriebskräfte F_a und F_i mit dem Hebelarm der Spurweite s gegenüberstehen. In diesem Zusammenhang wird bei Kettenfahrzeugen das Lenkverhältnis

$$\lambda = \frac{l_a}{s} \quad (2.2)$$

als ein Maß für die sogenannte Lenkwilligkeit definiert. Die Lenkwilligkeit steigt demnach mit abnehmendem Lenkverhältnis. In [Hil07] wird dazu eine maximale Obergrenze von $\lambda = 1,7$ empfohlen. Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass bei höheren Lenkverhältnissen die Manövrierefähigkeit der Kettenfahrzeuge zunehmend gefährdet wird.

Eine höhere statische Kettenvorspannung kann die Lenkwilligkeit positiv beeinflussen. Der Grund ist die günstige Bodendruckverteilung, wie in Bild 2.10 dargestellt. Das Gewicht des Kettenfahrzeugs wird so zunehmend über die Rollen in der Mitte des Laufwerks abgestützt. Die äußeren Rollen werden entlastet und führen zu einer nach außen abnehmenden Widerstandskraft dF_w mit einem deutlich geringeren Widerstandsmoment.

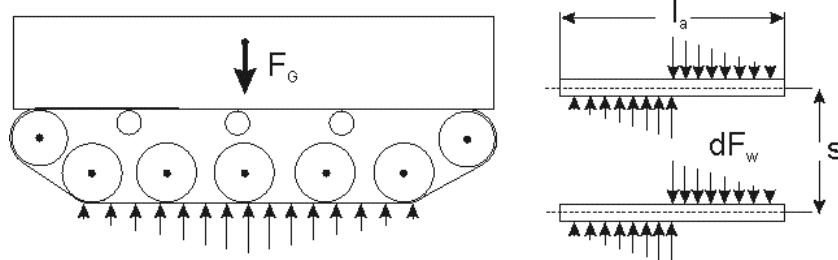


Bild 2.10: Bodenlastverteilung bei hoher Kettenvorspannung

Der Begriff **Geländegängigkeit** erweitert die Traktionseigenschaften um weitere Eigenschaften wie Grabenüberschreit-, Übersteig- und Kletterfähigkeit, Bodenfreiheit und Querneigung. Die Grabenüberschreit-, Übersteig- und Kletterfähigkeit hängen überwiegend von den geometrischen Abmessungen des Fahrzeugs und des Kettenlaufwerks ab. Bei der Bodenfreiheit und der Querneigung spielen die geometrischen Abmessungen ebenfalls eine große Rolle. Nicht zu vernachlässigen ist aber auch der Einfluss der Federung, insbesondere der Federwege. Felsige Geländestrecken und Waldlichtungen können erst mit einer hohen Bodenfreiheit und möglichst großen Federwegen befahren werden. Die Querneigung bestimmt die Fähigkeit des Fahrzeugs, quer zum Hang fahren zu können, ohne zu kippen. Hier ist es wichtig, die Höhe des Schwerpunkts möglichst gering zu halten.

Eine weitere, die Beweglichkeit eines Kettenfahrzeugs bestimmende Eigenschaft ist die **Reaktionsfähigkeit**. Prinzipiell umfasst sie alle bisher genannten Eigenschaften. Hierunter ist zu verstehen, dass eine gewünschte Ortsänderung in kürzester Zeit und möglichst in jedem Gelände und mit voller Motorleistung durchgeführt werden kann [MH82]. Bei den daraus resultierenden hohen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen sollen die Fahrzeuge Bodenhindernisse ohne übermäßige Stoßbelastung für die Besatzung und das Material überwinden. Dabei ist zu beachten, dass das Laufwerk in jeder Fahrsituation seine oben beschriebenen Aufgaben erfüllen muss, also Antriebs-, Brems-, Seiten- und Hochkräfte auf den Boden übertragen muss, ohne dass der Kontakt zwischen Gleiskette und Boden sowie Laufrollen und Gleiskette verloren geht.

Fahrkomfort

Wenn es ausschließlich um eine komfortable Fahrt auf einer gut ausgebauten Fahrbahn geht, ist ein Kettenfahrzeug sicherlich nicht die erste Wahl. Die klaren Vorteile in der Geländegängigkeit dürfen dennoch ein gewisses Maß an Fahrkomfort keinesfalls ausschließen. Gerade im schweren Gelände kann die Insassenbelastung durch die Aufbauschwingungen sehr hoch werden. So erhöhen z.B. große Schwingungsamplituden des Fahrzeugkörpers die Gefahr von Aufsetzern an den ungefederten Antriebs- und Leiträdern, die erhebliche gesundheitliche Folgeschäden bei den Insassen verursachen können.

Im **niedrigen Frequenzbereich** treten vorrangig die Hub- und die Nickschwingungen des Fahrzeugkörpers in den Vordergrund. Die Anregung erfolgt hauptsächlich durch das Fahrbahnprofil, aber auch durch die Anfahr-, Brems- bzw. Beschleunigungsvorgänge. Die Anregungsamplituden und –frequenzen werden durch die Höhenunterschiede, die Unebenheiten des Fahrbahnprofils und die Fahrzeuggeschwindigkeit bestimmt. Darüber hinaus können die extremen Fahrmanöver im Gelände ein Einfedern der äußeren Laufrollen bis zum Anschlag verursachen, was wiederum zu extremen stoßartigen Belastungen der Fahrzeuginsassen mit einem breiten Frequenzspektrum führt.

Höhere Anregungsfrequenzen werden durch das Laufwerk selber infolge des Abrollens der Laufrollen auf der Ketteninnenseite und des Ablaufens des Kettentrums auf den Stützrollen bzw. dem Leitrad verursacht. Je nach Fahrgeschwindigkeit und Rollenabstand können die zugehörigen Anregungsfrequenzen bis zu mehreren hundert Herz betragen. Die Amplituden sind von der Kettenkonstruktion und der Laufrollengröße abhängig und liegen in der Regel im Millimeterbereich. Die Laufwerksanregungen sind bei einer Fahrt auf starrem Untergrund besonders stark ausgeprägt. Dabei spielt die Bandagierung von Laufrollen und Ketteninnenseiten eine große Rolle. Zu beachten ist auch, dass der Laufrollenabstand möglichst nicht in einem ganzzahligen Verhältnis zur Kettengliedlänge steht, da sonst alle Laufrollen einen gleichzeitigen Impuls liefern können [MH82].

Unter dem Begriff "Fahrkomfort" ist in der Fahrzeugdynamik vor allem der **Schwingungskomfort** zu verstehen, der unmittelbar mit der Einwirkung der Schwingungsbelastung auf die Ganzkörper-Schwingungen und dem Wohlbefinden der Insassen zusammenhängt. Dabei sind nicht nur die Amplituden der Belastung, wie z.B. die der Beschleunigung, sondern auch die Schwingungsfrequenz und die Einwirkdauer von Bedeutung. Für Gesundheit, Komfort und Wahrnehmung des Menschen ist laut [VDI2057] der Frequenzbereich von 0,5 bis 80 Hz relevant, in dem auch die Resonanzfrequenzen schwingungsfähiger Organe liegen. Hinsichtlich der Bewertung der Dauerbelastung von Kettenfahrzeugbesetzungen empfiehlt [MW04] das in Bild 2.11 dargestellte Belastungsdiagramm nach [ISO 2631]. Hier hängen die Grenzwerte für die verminderte Leistungsfähigkeit des Menschen von der Anregungsfrequenz und der Einwirkdauer der Beschleunigungsbelastung ab. Die Diagramme zeigen eine deutlich erhöhte Empfindlichkeit im Bereich der Resonanzfrequenz des Gesamtkörpers zwischen 4 und 8 Hz bei einer vertikalen Belastung. Außerhalb dieser Bereiche sinkt die Empfindlichkeit.

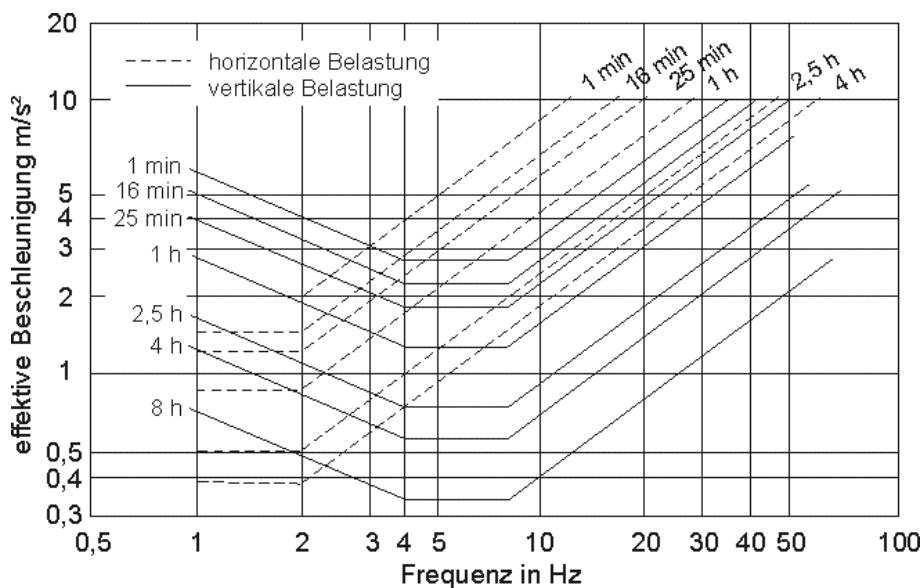


Bild 2.11: Grenzwerte der verminderten Leistungsfähigkeit des Menschen [MW04]

Unter Berücksichtigung der Angaben aus dem Belastungsdiagramm und der Besonderheiten der Anregung können nun Anforderungen für die Auslegung der Federungs- und Dämpfungselemente im Kettenlaufwerk spezifiziert werden. Die grundsätzlichen Forderungen sind dabei, eine möglichst gute Dämpfung der Aufbaubewegungen sowie gute Entkopplung des Fahrzeugaufbaus gegenüber der Fahrbahnanregung in relevanten Frequenzbereichen zu erhalten.

Zwecks guter Entkopplung des Aufbaus sollte die Eigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus möglichst bei kleineren Frequenzen unterhalb von 4 Hz liegen. Die Eigenbewegungen der Aufbaumasse mit größeren Schwingungsamplituden liegen dann im weniger kritischen Bereich und sind auch bedeutend kleiner. Der überkritische Frequenzbereich,

bei dem durch das Tiefpassverhalten der Feder die Anregungen "geschluckt" werden, setzt so früher ein. Zu beachten ist allerdings, dass der niedrige Frequenzbereich unterhalb von 0,5 Hz möglichst nicht unterschritten wird. Die niederfrequenten Schwingungen können hier Bewegungskrankheiten wie Gleichgewichtsstörungen, See- und Luftkrankheit verursachen. Zu berücksichtigen ist auch der Einfluss der Kettenvorspannung auf die Eigenfrequenz des Aufbaus. Denn bei höheren Kettenvorspannungen steigt die resultierende Steifigkeit im Bereich der außenstehenden Rollen und erhöht somit auch die Eigenfrequenz des Aufbaus. Außerdem verstärkt sich bei hoher Kettenvorspannung die Neigung des Fahrzeugs zu Nickschwingungen.

Für die Entkopplung der niederfrequenten Anregungsanteile mit großen Amplituden sind hinreichend hohe Federwege erforderlich. So können auch höhere Bodenwellen ohne Starranschlagberührungen aufgenommen werden. Die Starranschläge sind jedoch trotzdem nicht auszuschließen, so dass entsprechende Vorrichtungen, z.B. in Form einer Feder mit stark progressiver Kennlinie, notwendig sind.

Bei der Auslegung der Dämpfer im niederfrequenten Frequenzbereich soll in erster Linie für ein möglichst schnelles Abklingen der Aufbauschwingungen z.B. durch eine progressive Dämpferkennlinie im kleinen Geschwindigkeitsbereich, gesorgt werden. Beim laufrollenseitigen Einfedern sollten die Dämpfer dagegen möglichst wenige Stöße in den Aufbau weiterleiten. Die entsprechende Kompromisslösung kann z.B. durch unterschiedliche Zug- und Druckstufen der Dämpferkennlinie realisiert werden. Darüber hinaus ist eine gute Entkopplung des Fahrzeugkörpers gegenüber höherfrequenter Laufwerksanregung zu gewährleisten. Eine "Verhärtung" des Dämpfers mit steigender Anregungsfrequenz bzw. -geschwindigkeit ist möglichst zu vermeiden. So ist hier ein degressiver Verlauf der Dämpferkennlinie sinnvoll.

Fahrsicherheit

Die Fahrsicherheit der Kettenfahrzeuge hängt prinzipbedingt unmittelbar mit der sicheren Kettenführung zusammen. Denn ein Entgleisen der Kette führt zwangsläufig zum "Totalausfall" des Vortriebs und somit zur Manövrieraufgabe des Fahrzeugs. Für ein Entgleisen der Kette müssen nach [Wong10] hauptsächlich zwei Bedingungen erfüllt sein. Die erste Bedingung ist die Existenz von Überlängen. Diese Situation kann z.B. als Folge der Bildung von Kettenbäuchen während eines zügigen Beschleunigungs- bzw. Bremsvorgangs (siehe Bild 2.12), bei größeren Bewegungen der äußeren Laufrollen infolge einer Hindernisüberfahrt oder auch bei größeren Schwingungsamplituden der Kette im schweren Gelände auftreten.

Die zweite Bedingung ist die Existenz einer hohen Seitenkraft z.B. infolge einer Kurverfahrt mit hoher Geschwindigkeit und/oder kleineren Kurvenradien. Bei Fahrmanövern im Gelände treten meist Überlagerungen beider Bedingungen ein, wie z.B. ein negativer Federweg bei gleichzeitiger Seitenkraft.

Zur Gewährleistung einer sicheren Kettenführung soll stets ein Kontakt zwischen der Lauffläche der Rollen und der Innenseite der Kette bestehen. Typisch für Kettenlaufwerke ist dabei eine weitgehend formschlüssige Übertragung der Seitenkraft über die Führungszähne der Kette. Dazu ist in erster Linie eine sinnvolle Kettenvorspannung notwendig. Idealerweise sollte diese möglichst konstant bleiben, vor allem aber nicht wesentlich abnehmen. Das kann z.B. infolge der Einfederung der äußeren Rollen oder durch die Überlagerung mit den Zugkräften des Antriebs passieren.

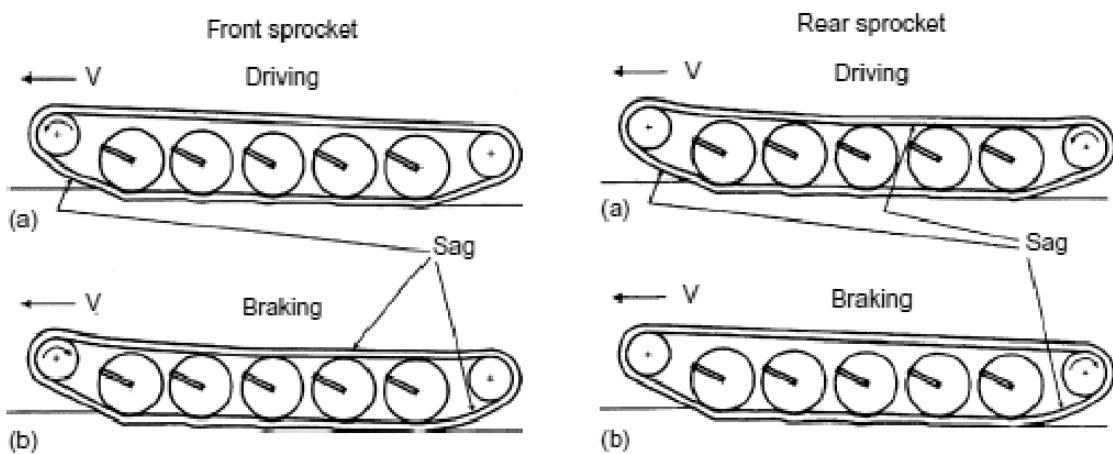


Bild 2.12: Die Ausbildung von Kettenbäuchen in Abhängigkeit von Triebradlage und Fahrsituation [Wong10]

Bei der Auslegung der Federung ist zu berücksichtigen, dass größere Federwege den Laufrollen-Ketten-Kontakt begünstigen. Beim Absinken in Bodenmulden bleibt durch das starke Ausfedern der Rolle der Eingriff der Führungszähne eher erhalten. Die Dämpfer sollten dabei in der Zug-Stufe ebenfalls möglichst "weich" wirken, damit die ausfedernde Rolle der Kette ungehindert folgen und mit der Innenseite der Kette in Kontakt bleiben kann. Im Unterschied zu Radfahrzeugen müssen hier die Dämpfer nicht zusätzlich zur Verbesserung der Fahrsicherheit beitragen, da die laufwerksinterne Reibung ausreichend hoch ist.

Zusammenfassung der Anforderungen und der Zielkonflikte

In Bild 2.13 sind einige quantitative Richtmaße für die Auslegung der Federungselemente in Kettenlaufwerken in Abhängigkeit von den zu erfüllenden funktionalen Anforderungen zusammengefasst.

Mit x sind die Stellen markiert, wo die Einflüsse relativ gering sind und die daher keine entscheidende Rolle bei der Auslegung spielen. So ist die Federrate für die Traktions- und Lenkungseigenschaften nicht direkt ausschlaggebend. Bei den Themen Geländegängigkeit, Fahrkomfort und Fahrsicherheit ist dagegen die Federrate von entscheidender Bedeutung. Die Zielkonflikte sind hier offensichtlich. Während bei der

Fahrsicherheit eine hohe Steifigkeit der Federung klare Vorteile für die Erhaltung der Kettenführung bietet, sind für den Fahrkomfort, wie bei Radfahrzeugen auch, eher geringere Federraten erwünscht.

| | Federrate | Federweg | Dämpferrate | Ketten-vorspannung |
|---------------------------|-------------|----------|-------------|--------------------|
| Traktion | X | X | X | gering |
| Gelände-gängigkeit | gering/hoch | groß | gering/hoch | gering/hoch |
| Lenkfähigkeit | X | X | X | hoch |
| Fahrkomfort | gering | groß | gering/hoch | gering |
| Fahrsicherheit | hoch | groß | gering | hoch |

Bild 2.13: Anforderungen an die Federung in Kettenlaufwerken und Zielkonflikte

Die Geländegängigkeit verlangt ebenfalls eine Kompromisslösung. Während es z.B. bei der Überwindung von Hindernissen auf große Federwege und geringe Federraten (gutes Schluckvermögen) der Federung ankommt, ist insbesondere im Bereich der Anschläge eine straffe Federung erforderlich.

Ähnliche Tendenzen sind bei der Dämpferrate zu erkennen. Der Fahrkomfort wird einerseits durch hohe Dämpferraten zur Reduktion der Aufbauschwingungen begünstigt, gleichzeitig werden aber die hochfrequenten Anregungen aus dem Laufwerk mit geringen Dämpferraten besser isoliert. Auch die Fahrsicherheit wird durch eine geringere Dämpferrate begünstigt.

Ein weiterer wichtiger Auslegungsparameter ist die statische Kettenvorspannung. Für eine gute Traktion sollte diese gering sein, um eine möglichst gleichmäßige Bodendruckverteilung unter der Kette zu erreichen und um die inneren Laufwerkswiderstände gering zu halten. Darüber hinaus wird dadurch die Neigung des Aufbaus zu unkomfortablen Nickschwingungen reduziert. Zur Steigerung der Lenkfähigkeit ist dagegen eine höhere Kettenvorspannung und somit ein geringeres Wendewiderstandsmoment von Vorteil. Auch in puncto Fahrsicherheit profitiert man von einer hohen Kettenvorspannung, da dadurch ein Abspringen der Ketten erschwert wird.

Die Bandbreite der Zielkonflikte ist offensichtlich sehr weitreichend. Ihre Auflösung erfordert entsprechend flexible und leistungsfähige Federungselemente, die situationsabhängig agieren und ihre Eigenschaften anpassen können. Eine in diesem Zusammenhang besonders hohe Funktionalität lässt sich erfahrungsgemäß durch den Einsatz regelbarer Federungssysteme erzielen.

2.2 Regelbare Federungssysteme

Die heutigen Federungssysteme sind Resultate einer langwährenden Entwicklung. Ihre Ausführungen sind sehr vielfältig und variantenreich. Regelbare Federungssysteme sind seit ca. sechzig Jahren bekannt [Fed55] und finden in den letzten zwanzig Jahren zunehmend Einzug in die Fahrwerke aller Fahrzeugklassen. Die Regel- bzw. Steuerbarkeit der Eigenschaften einer Federung wird dabei durch die Integration von Aktoren erzielt.

2.2.1 Klassifizierung

Eine Möglichkeit zur Klassifizierung bekannter Lösungsvarianten für die Aktorik in regelbaren Federungssystemen nach [Har10] zeigt Bild 2.14. Die Systeme können demzufolge nach Art und Wirkungsbereich der Kräfte, der Bandbreite der Kraftaufbau-dynamik, der Abstützart der Aufbaumasse sowie nach den beeinflussten Freiheitsgraden differenziert werden.

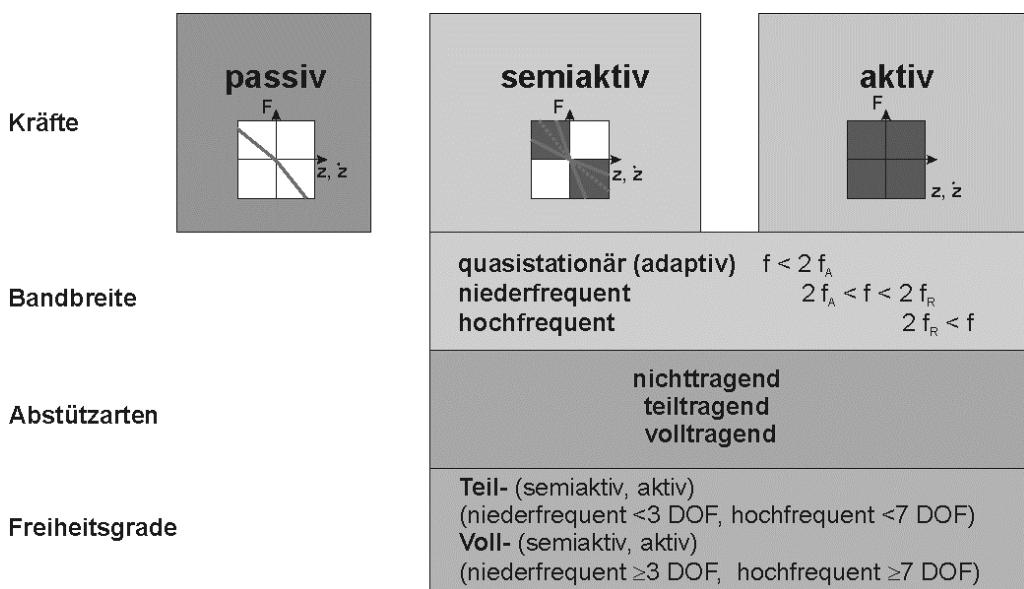


Bild 2.14: Klassifizierung der Aktorik in regelbaren Federungssystemen nach [Har10]

Im **Wirkungsbereich** der Kräfte zwischen dem Aufbau und dem Rad eines Fahrzeugs wird grundsätzlich zwischen den herkömmlichen passiven und den regelbaren semiaktiven bzw. aktiven Kraftstellern unterschieden.

Ein **semiaktives Element** erlaubt im Gegensatz zum passiven eine weitgehende Flexibilität in der Einstellung der Kraftbeträge im 2-Quadranten-Betrieb. Dabei wird die vorhandene Bewegungsenergie des Fahrzeugs kontrolliert gespeichert bzw. abgebaut. Die Kraftrichtung bleibt wie im passiven Fall stets von der Richtung der Relativbewegung abhängig. Der Wirkbereich ist meist durch diskrete oder kontinuierliche Kennlinienfelder (z.B. für die Dämpferrate) definiert. Die Verstellung

erfolgt in Abhängigkeit von dem aktuellen Fahrzustand durch ein nahezu leistungsneutrales Steuersignal.

Ein **aktiver Kraftsteller** erlaubt die höchste Flexibilität und agiert im 4-Quadranten-Betrieb. Sowohl der Betrag als auch die Richtung der Kraft zwischen Aufbau und Rad können durch eine kontrollierte Energiezufuhr flexibel verstellt werden. Der Kraftaufbau kann gesteuert oder oft auch geregelt erfolgen. Letzteres gilt sowohl für aktive als auch für semiaktive Aktoren.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal betrifft die Stellgeschwindigkeiten der Aktorik. In Anlehnung an die Regelungstechnik kann dazu der Begriff „**Bandbreite**“ verwendet werden. Unterschieden werden der quasistationäre, der niederfrequente und der hochfrequente Bereich. Die Bereichsgrenzen sind dabei durch die typischen Eigenfrequenzen der Aufbaumasse f_A und der Räder f_R festgelegt (vgl. [MW04]).

Die **Abstützart** bezieht sich auf den stationären Anteil der gesamten Aufbaumasse, der durch die Aktorik zu tragen ist. Dabei sind je nach Einbaulage des Aktors volltragende, teiltragende und nichttragende Lösungen zu unterscheiden. Darüber hinaus wird in Abhängigkeit von der Anzahl der beeinflussbaren Freiheitsgrade eine Einteilung in teil- und vollaktive bzw. teil- und vollsemiaktive Systeme vorgeschlagen.

Die aufgeführten Lösungsvarianten treten heute in unterschiedlichen Zusammensetzungen und Ausführungen als Serienlösungen auf. Die typischen Beispiele sind die Federungssysteme wie ABC (Active Body Control) [PSS03], ARS (Active Roll Stabilisation) [BBB04], ORS (Off Road Stabilizer) [GK04] und CDC (Continuous Damper Control) [HE07].

2.2.2 Diskussion der Wirkprinzipien

Die am häufigsten verwendeten Wirkprinzipien zur Realisierung obengenannter Lösungen sind die hydraulischen, pneumatischen und hydropneumatischen Federungssysteme. Oft werden diese auch in Kombination mit den klassischen mechanischen Elementen ausgeführt. Die elektromechanischen Federungssysteme stehen zwar im Zuge der Elektrifizierung des Automobilantriebs zunehmend im Vordergrund der Entwicklungsarbeit, spielen dennoch bisher eine untergeordnete Rolle.

Typische Vertreter des hydraulischen Aktorprinzips sind das ABC-Fahrwerk oder der CDC-Dämpfer. Die pneumatischen Systeme (z.B. Luftfederung) sind häufig auch in den Fahrwerken der Nutzfahrzeuge zu finden. Damit ist es möglich, die Federung elektronisch zu unterstützen und das Niveau des Fahrzeugaufbaus bzw. des Ladegutes an die Betriebsbedingungen anzupassen [HBA08]. Ein Paradebeispiel für die hydropneumatische Federung sind die Fahrwerke von Citroën wie z.B. das Hydractive-System, bei dem durch Zu- bzw. Abkoppeln eines zusätzlichen Gasspeichers zwischen zwei Federkennlinien umgeschaltet wird.

Die Entscheidung für eines der Wirkprinzipien hängt von zahlreichen Kriterien ab und ist fast immer ein Kompromiss. Bild 2.15 zeigt eine Gegenüberstellung der Lösungen in Abhängigkeit vom Erfüllungsgrad ausgewählter typischer Anforderungen.

| | Mechanische Feder + Dämpfer | Luftfeder+ Dämpfer | Hydropneumatische Federung |
|--------------------------------|-----------------------------|--------------------|----------------------------|
| Federungseigenschaften | o | ++ | ++ |
| Dämpfungseigenschaften | ++ | ++ | + |
| Niveauregulierung | - | + | ++ |
| Kosten | ++ | o | - |
| Bauraumbedarf d. Federelements | o | - | + |
| Zuverlässigkeit/ Robustheit | + | o | + |
| Wartungsaufwand | + | o | o |

Bild 2.15: Erfüllungsgrad ausgewählter Anforderungen durch die Federungssysteme [Bau08]

Die Vorteile wie die hohe Leistungsdichte bei geringem Bauraumbedarf, hohe Zuverlässigkeit, hohe Flexibilität in der Einstellung der Federungs- bzw. Dämpfungseigenschaften sowie eine gute Regelbarkeit der hydropneumatischen Federungssysteme (Hydrop) machen diese seit den 60er Jahren für den Einsatz in Kettenlaufwerken attraktiv [Hil07]. Die kompakte und räumlich flexibel konfigurierbare Bauform bietet viele Möglichkeiten zur Ausnutzung der wenigen Nischen im Kettenlaufwerk. Viele der bekannten Lösungen greifen deswegen auf eine geschickte Anordnung der Komponenten zurück [SV85], [Witt05]. Neben der kompakten Bauform ermöglichen die Hydrop-Elemente relativ einfache Realisierung besonderer hubabhängiger Dämpfungs- bzw. progressiver Federungscharakteristiken z.B. durch die hubvariablen Drosselquerschnitte bzw. die Zuschaltung weiterer Gasvolumina [RLS04].

Einer der wesentlichen Nachteile der Hydrops ist das temperaturabhängige Ausdehnungsverhalten des Gases, wobei sich die Kettenspannung und die Bodenfreiheit stark verändern. Die Ursachen liegen in den hohen Dämpferleistungen z.B. während der Fahrt im schweren Gelände. Wegen der unzureichenden Wärmeabfuhrmöglichkeit können dabei Temperaturen bis zu 200°C entstehen und damit die Haltbarkeit des Öls und der Dichtungen gefährden [Hil07]. Die kompakte Bauweise erfordert außerdem hohe Drücke bis 400 bar und mehr, die wiederum hohe Anforderungen an die Dichtungselemente stellen.

Derartige Probleme werden aber heute zunehmend gelöst, so dass sich in Zukunft die Hydrop-Federungen in Kettenfahrzeugen weiter durchsetzen dürften [Hil07]. In

[Schl06] wird z.B. eine Lösung zum Ausgleich der Temperaturschwankungen im Rahmen einer langsam Niveauregulierung vorgestellt. Durch eine Regelvorrichtung werden dabei die erforderlichen Gasmengen in der Gaskammer des Hydropneumaten temperaturunabhängig geregelt. Dieses Lösungskonzept wird bereits serienmäßig in Kettenfahrzeugen eingesetzt [CWDT]. Im Zusammenhang mit der Suche nach möglichen Lösungsvarianten für regelbare Federungssysteme in Kettenlaufwerken bildet also das hydropneumatische Wirkprinzip eine gute Alternative neben den herkömmlichen mechanischen bzw. rein hydraulischen Wirkprinzipien. Damit können prinzipiell alle in Bild 2.14 aufgeführten Lösungskonzepte realisiert werden.

3 Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme

Eine rechtzeitige Entwicklung marktfähiger Produkte ist für ein Unternehmen überlebenswichtig. Dazu ist ein Vorgehen zur Findung guter Lösungen nötig, das planbar, flexibel, optimierbar und nachprüfbar ist. Ein solches Vorgehen ist jedoch nicht realisierbar, solange die Ingenieure über das notwendige Fachwissen hinaus nicht methodisch-systematisch arbeiten können bzw. eine solche Arbeitsmethodik durch organisatorische Maßnahmen nicht verlangt oder gar erzwungen wird [PB97].

Erfahrungsbasierte Erkenntnisse wie diese sind Anlass für die Entstehung zahlreicher Richtlinien, die dem Entwickler das notwendige Methoden-Know-How vermitteln sollen. Viele dieser Entwurfsmethoden beschreiben konkrete Vorgehensschritte von der Aufgabenstellung bis zum fertigen Produkt. Typische Vertreter sind z.B. die weit verbreitete und bewährte Konstruktionssystematik im Fachgebiet Maschinenbau [PB97] oder der Softwareentwurf aus dem Bereich des Software-Engineerings [Bröhl95]. Wenngleich diese Entwurfsmethoden untereinander viele Ähnlichkeiten aufweisen, unterscheiden sie sich teilweise grundlegend im Detail. Die Unterschiede sind vor allem durch die Spezifik der Fachgebiete bedingt, für die sie ursprünglich erarbeitet wurden. So sind sie nicht ohne weiteres auf andere Fachdomänen übertragbar. Das erweist sich beim Entwurf mechatronischer Produkte als ein großer Nachteil. Aufgrund der stark heterogenen Systemstrukturen und damit hoher Komplexität ist hier eine fachübergreifende Entwurfsmethodik erforderlich. Die Erfahrung zeigt, dass die Anwendung ausschließlich domänenspezifischer Vorgehensweisen hier nicht mehr ausreicht, um die enormen Erfolgspotentiale ausschöpfen zu können.

Eines der bekanntesten Ergebnisse bisheriger Bemühungen zur Erschaffung einer solch einheitlichen Entwurfsmethodik ist die Richtlinie VDI 2206. Ihre Grundidee besteht in einer gezielten Kombination bewährter konventioneller Entwurfsmethoden unter Berücksichtigung der Besonderheiten mechatronischer Produkte. Es wird ein flexibles Vorgehen vorgeschlagen, das sich auf zwei Entwurfstechniken stützt:

- den allgemeinen Problemlösungszyklus auf der Mikroebene und
- dem V-Modell auf der Makroebene.

Der Problemlösungszyklus baut im Wesentlichen auf folgenden Arbeitsschritten auf: Situationsanalyse, Zielformulierung, Synthese, Analyse sowie Bewertung und Entscheidung. Dieses Vorgehen ist eine bewährte Methode aus der Systementwicklung [DH94]. Als Richtschnur für das grundsätzliche Vorgehen auf der Makroebene wird das von der Softwareentwicklung [Bröhl95] abstammende V-Modell empfohlen. Dabei handelt es sich um eine an die Anforderungen der Mechatronik angepasste Variante [FKM00] (siehe Bild 3.1).

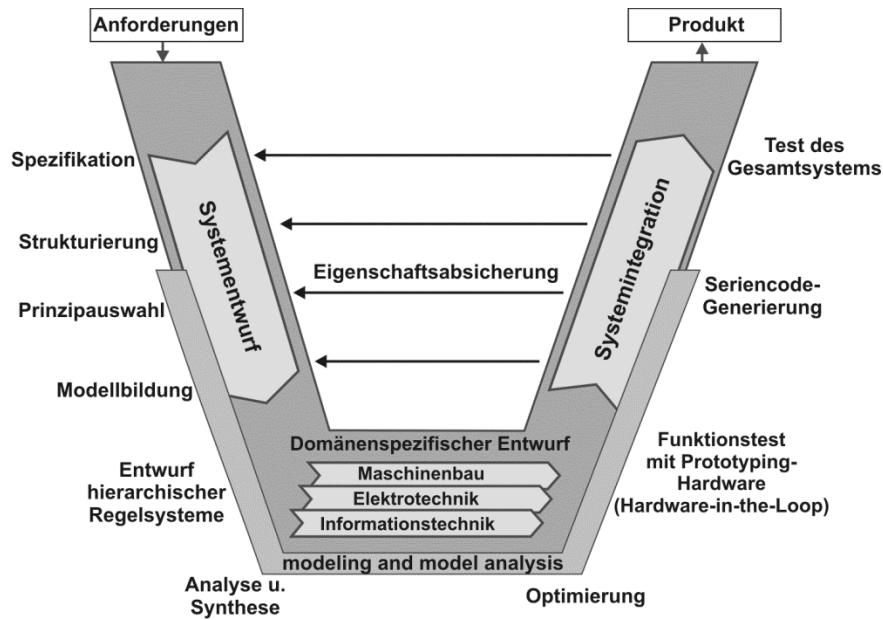


Bild 3.1: Makrozyklus der Entwicklung mechatronischer Systeme nach VDI 2206

Eines der wichtigsten Merkmale ist die integrative Modellbildung, Analyse und Synthese der Produkteigenschaften unterschiedlicher Fachdisziplinen in den frühen Entwurfsphasen. Die Schritte sollen rechnergestützt und im Zusammenspiel mit den domänen spezifischen Entwurfsmethoden erfolgen.

Diese Entwurfsphase definiert [Toep02] als mechatronische Komposition undbettet sie in den Leitfaden der Produktentwicklung nach [PB97] ein (siehe Bild 3.2). Die mechatronische Komposition setzt hier unmittelbar nach der Konzeptionsphase an. Die Prozessbausteine Modellbildung, Analyse und Synthese bilden in Anlehnung an den Problemlösungszyklus aus VDI2206 ihre Inhalte. Das Ziel ist eine funktionsorientierte Gesamtsystemauslegung im Rechner.

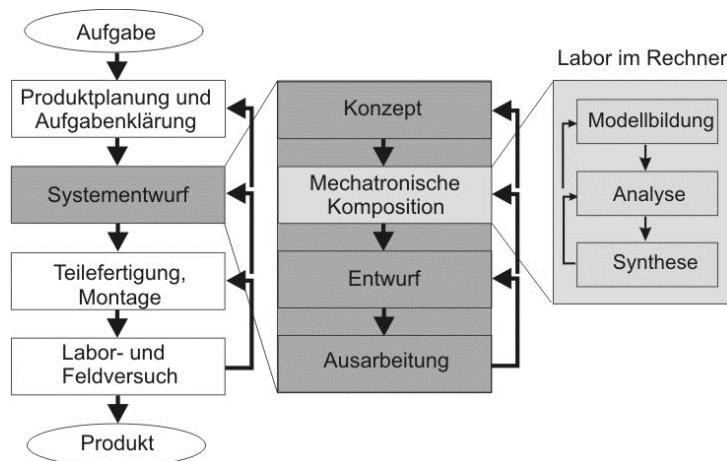


Bild 3.2: Mechatronische Komposition im Produktentwicklungszyklus [Toep02]

Es handelt sich um eine iterative Arbeitsweise an einem virtuellen Prototyp des zu entwickelnden mechatronischen Produkts. Mit zunehmender Produktreife erfolgt schrittweise der Übergang zu einem domänenspezifischen Entwurf und Ausarbeitung. Hier nehmen die Grundbausteine schließlich ihre spezifische Gestalt (z.B. Konstruktionszeichnungen im Maschinenbau, elektrische Schaltpläne in der Elektrotechnik, Softwarearchitektur in der Informatik) an.

Eine wichtige Besonderheit dieser Methode ist die ganzheitliche Betrachtung der Entwurfssfreiheitsgrade. Das unterscheidet die mechatronische Komposition von anderen modellbasierten Entwurfsmethoden z.B. aus der Regelungstechnik. Das Bild 3.3 veranschaulicht die prinzipiellen Unterschiede zwischen einem rein domänenspezifischen Entwurfsvorgehen (z.B. aus der Regelungstechnik) und der mechatronischen Komposition. Der Regelungstechniker konzentriert sich vorwiegend auf den Entwurf geeigneter Regelung und betrachtet meistens die restlichen Bausteine als fest vorgegebene Strecke. Die Entwurfssfreiheitsgrade beschränken sich dabei auf die Reglerstruktur und die Reglerparameter. Beim mechatronischen Entwurf sollen dagegen die Entwurfssfreiheitsgrade aller Bausteine berücksichtigt werden.

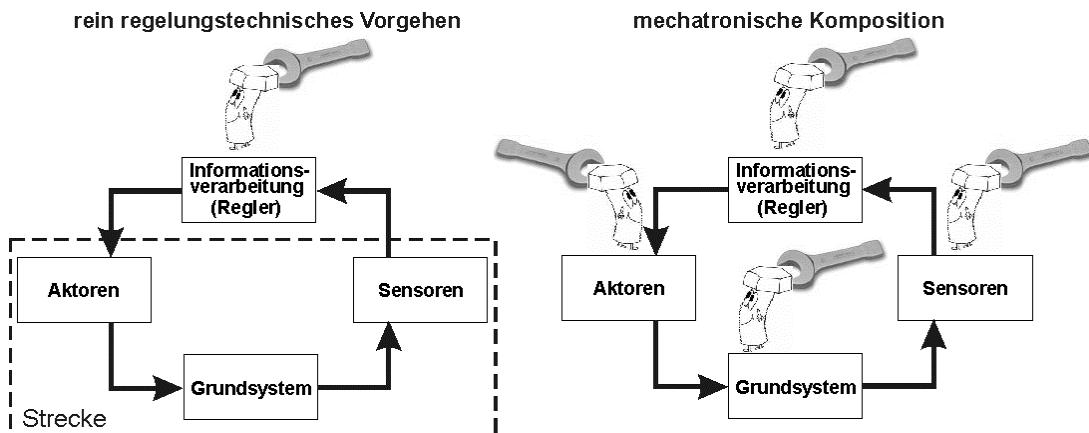


Bild 3.3: Gegenüberstellung der Entwurfsvorgehen

Die Vorteile dieses Vorgehens liegen auf der Hand. Die Wechselwirkungen zwischen den unterschiedlichen Systemelementen werden früh durchschaut und analysiert. Die eventuellen Systemfehler können rechtzeitig erkannt und kostengünstig behoben werden. Die nachträgliche meist kostspielige Anpassung durch Trial and Error wird weitgehend vermieden. Es wird eine hohe Produktreife und eine optimale Funktionserfüllung bereits vor der eigentlichen Realisierung erreicht.

Diesen Vorteilen steht in der Regel eine hohe Anzahl von Entwurfssfreiheitsgraden gegenüber, die es effektiv zu beherrschen gilt. In diesem Zusammenhang wird im Abschnitt 3.2 des Kapitels eine erfahrungsbasierte Vorgehensweise im Rahmen der mechatronischen Komposition vorgeschlagen. Dieser stark praxisorientierte Leitfaden soll den Entwickler zu einem systematischen und ausgewogenen Umgang mit den Entwurfssfreiheitsgraden der mechatronischen Grundbausteine verhelfen. Zum besseren

Verständnis der Vorgehensweise werden zuvor im nachfolgenden Abschnitt die Grundzüge mechatronischer Systeme erklärt. Dabei werden insbesondere auch die relevanten Begriffe erläutert.

3.1 Grundzüge mechatronischer Systeme

Eine im Zusammenhang mit dem hier vorgestellten Entwurfsvorgehen besonders konforme Definition des Begriffs „Mechatronik“ ist in [Har10] zu finden:

Mechatronik ist eine interdisziplinär ausgerichtete Wissenschaft zur Beschreibung von mechanischen Systemen und Systemverbänden mit kontrollierten dynamischen Vorgängen. Zu deren Kontrolle werden Sensoren, Aktoren und Informationsverarbeitung mit einem mechanischen Grundsystem zu einem mechatronischen System funktional integriert. Durch gezielte methodische Integration aller Systemkomponenten werden synergetische Effekte erreicht.

Der Begriff *dynamischer Vorgang* ist eine Verallgemeinerung des Begriffs *Bewegungsverhalten* aus [Toep02] und steht für die zeitveränderlichen Vorgänge und ihr Zusammenwirken in einem System. Ferner können die massebehafteten Körper eines mechanischen Grundsystems in unterschiedlichen Aggregatzuständen vorliegen, so dass nicht nur Festkörper, sondern auch hydraulische und pneumatische Systeme mit einbezogen sind.

Ein *kontrollierter dynamischer Vorgang* kann in Anlehnung an die funktionale Strukturierung aus [PB97] allgemein als eine Teilgebrauchsfunktion des zu entwickelnden Produkts gesehen werden. Zu ihrer Erfüllung ist, wie in Bild 3.4 gezeigt, stets ein festes Modul bestehend aus vier Elementen nötig: dynamischen Vorgang ermöglichen, erfassen, kontrollieren und erzeugen. Das Modul wird nach [LKS01] auch als ein sogenanntes *mechatronisches Funktionsmodul* bezeichnet und die von ihm zu erfüllende Funktion allgemein als *mechatronische Funktion*.

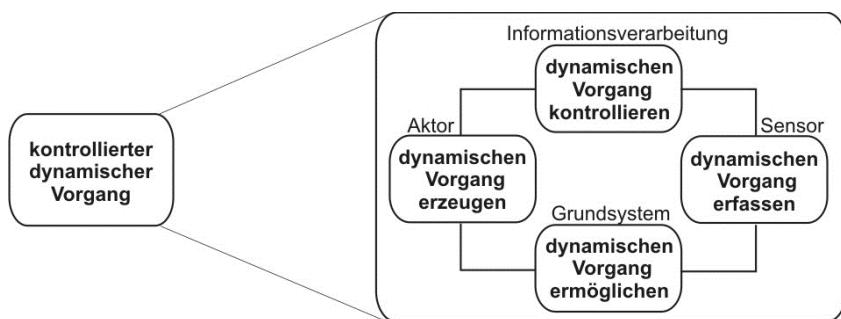


Bild 3.4: Teilfunktionen eines kontrollierten dynamischen Vorgangs

Den Teilfunktionen eines mechatronischen Funktionsmoduls sind die vier bekannten Grundbausteine zugeordnet: mechanisches Grundsystem, Sensor, Informationsverarbeitung und Aktor.

Bild 3.5 zeigt den grundsätzlichen Aufbau eines mechatronischen Systems. Das Bild basiert auf der allgemeinen Darstellung aus VDI 2206, wird jedoch inhaltlich um einige, im Rahmen dieser Arbeit relevanten Details erweitert.

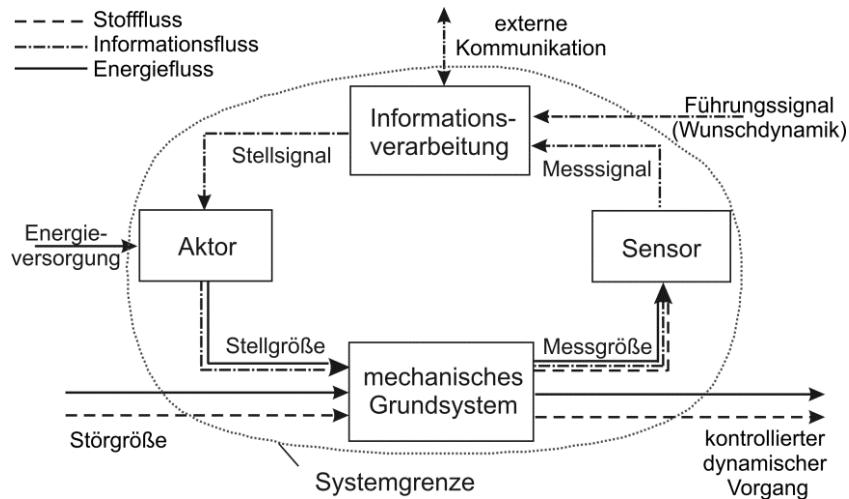


Bild 3.5: Aufbau eines mechatronischen Systems basierend auf VDI2206

Die vier Grundbausteine sind funktional und strukturell miteinander verbunden und treten durch Stoff-, Informations- und Energiefluss in Wechselwirkung miteinander. Im Bild 3.3 sind die Wechselwirkungen ergänzend zu VDI2206 mit regelungstechnischen Begriffen wie Stell-, Stör- und Messgrößen bzw. Stell-, Führungs- und Messsignale gekennzeichnet. Mit der Benennung der Flüsse soll insbesondere ihre funktionale Bedeutung zur Geltung kommen. Die Systemfunktion definiert sich aus der Überführung der Eingangsgrößen (Führungssignal, Störgröße und Energie) in die Ausgangsgröße (kontrollierter dynamischer Vorgang). Über eine externe Schnittstelle auf der Informationsebene ist darüber hinaus eine Möglichkeit zur Kommunikation mit anderen mechatronischen oder sonstigen Systemen gegeben. Die Grundbausteine sind den Anforderungen an das kontrollierte dynamische Verhalten untergeordnet und tragen jeweils unterschiedlich zur Funktionserfüllung bei.

Im Mittelpunkt eines jeden mechatronischen Systems steht ein **mechanisches Grundsystem**, das die zugehörigen dynamischen Vorgänge unter Wirkung von Stell- und Störgrößen ermöglicht.

Die **Informationsverarbeitung** übernimmt die Kontrolle der dynamischen Vorgänge im Grundsystem und koordiniert die Informationsflüsse. Das Kernelement der Informationsverarbeitung ist in der Regel ein digitaler Mikrorechner mit entsprechenden Schnittstellen zur Aktorik und Sensorik. Anhand eines Regelalgorithmus berechnet dieser aus vorhandenen Systeminformationen in Form von Messsignalen die notwendigen Einwirkungen in Form von Stellsignalen, um die dynamischen Vorgänge anforderungsgerecht in Echtzeit zu beeinflussen.

Die **Aktoren** dienen zur Umsetzung der in der Informationsverarbeitung berechneten Einwirkungen direkt am Grundsystem. Die entsprechenden Stellgrößen entstehen aus der Kopplung des Stellsignals mit dem Energiefluss und werden oft in Form von Kräften und Momenten (Stellgröße) an geeigneten Stellen des Grundsystems eingeleitet. Damit können die dynamischen Vorgänge im Grundsystem gezielt beeinflusst werden.

Die **Sensoren** dienen zur Erfassung physikalischer Messgrößen aus der Kopplung der Informations-, Energie- und Stoffflüsse an geeigneten Stellen des Grundsystems. Daraus werden möglichst genaue Informationen über die aktuellen Zustände der zu kontrollierenden dynamischen Vorgänge ermittelt und dem Mikrorechner als Messsignale zur Verfügung gestellt.

3.2 Vorgehensphasen der mechatronischen Komposition

Die bekannten Vorgehensempfehlungen innerhalb der mechatronischen Komposition werden in [LKS00] und [Har10] beschrieben. In [LKS00] wird eine schrittweise Auslegung der sogenannten kinematischen, dynamischen und mechatronischen Funktionen vorgeschlagen. Die kinematische Funktion umfasst dabei die Bewegungsmechanismen bzw. die funktionsrelevanten Bewegungsfreiheitsgrade des mechanischen Grundsystems. Die dynamische Funktionalität baut auf der kinematischen Funktionalität auf und definiert das dynamische Verhalten des Grundsystems unter Einfluss von Kräften und Momenten in Richtung der zugelassenen kinematischen Bewegungsfreiheitsgrade. Die mechatronische Funktion umfasst schließlich die kontrollierten dynamischen Vorgänge. Die funktionale Aufteilung definiert die Grundaufgaben der mechatronischen Komposition. Diese beinhaltet eine systematische und iterative Auslegung dieser Funktionen anhand gleichnamiger Modelle der Kinematik, der Dynamik und der Mechatronik.

In [Har10] wird eine Handlungsvorschrift zur systematischen Bearbeitung der Kompositionssphasen Modellbildung, Analyse und Synthese vorgestellt. Dabei werden unter anderem die Entscheidungsmeilensteine für die Übergänge zwischen den Phasen definiert. Die Modellbildung wird durch eine Modellanalyse mit Verifikation und Validierung gestützt. Damit soll die Frage nach der Brauchbarkeit des Modells zur Lösung der vorliegenden Aufgabe geklärt werden. Die Iterationen sind solange zu durchlaufen, bis das dynamische Systemverhalten hinreichend gut für die nachfolgende Analyse wiedergegeben ist. Die Beurteilung des Verbesserungsbedarfs soll die Analysephase abschließen. Wenn die Funktionalität den Anforderungen genügt, kann der Übergang zum konstruktiven Entwurf erfolgen. Andernfalls erfolgt der Übergang zu der Synthesephase. Je nach Art der durchzuführenden Verbesserungsmaßnahme in der Synthesephase, strukturell bzw. parametrisch, soll anschließend der iterative Schritt zur Modellbildung bzw. Analyse erfolgen.

Die funktionale Aufteilung aus [LKS00] und die Handlungsvorschrift in [Har10] bilden den Leitfaden für das grundsätzliche Vorgehen im Rahmen der mechatronischen Komposition. Die Erfahrung zeigt jedoch, dass ihre praktische Anwendung, insbesondere für einen weniger erfahrenen Nutzer, eine tiefergehende Aufschlüsselung der Arbeitsschritte erfordert.

Ein mögliches Vorgehensmodell mit dem entsprechend höheren Detaillierungsgrad zeigt Bild 3.6. Ergänzend zu den bisherigen Vorgehensweisen wird hier die mechatronische Komposition in drei Phasen bzw. Schritte unterteilt:

- **Komposition des Grundsystems** beschäftigt sich mit dem Entwurf der dynamischen Vorgänge im Grundsystem
- **idealisierte Komposition** umfasst den Entwurf der Strategien zur Regelung der dynamischen Vorgänge im Grundsystem unter idealisierten Randbedingungen
- **ganzheitliche Komposition** umfasst den Entwurf der Gesamtsystemfunktionalität unter Berücksichtigung der Einflüsse realer Systembausteine.

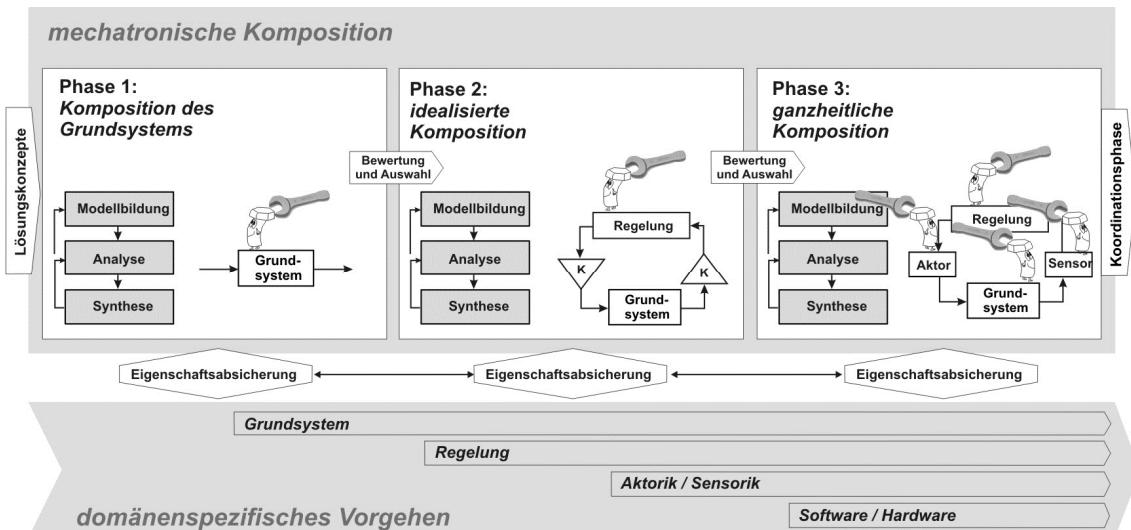


Bild 3.6: Drei-Phasen-Vorgehen in der mechatronischen Komposition

In jeder Phase wird der bekannte Problemlösungszyklus aus der Modellbildung, Analyse und Synthese durchlaufen. Am Ende jeder Phase erfolgt eine Bewertung und Auswahl der erarbeiteten Lösungsvarianten für die Weiterbearbeitung in der nachfolgenden Phase. Die Bearbeitung der Phasen geschieht im Einklang mit den domänenspezifischen Entwurfsmethoden und permanenter Absicherung der Systemeigenschaften. Dabei wird das mechatronische System sukzessiv und komponentenweise aufgebaut. Die Systemkomplexität und die Anzahl der Entwurfsfreiheitsgrade werden schrittweise erhöht.

Die Entwurfsgrundlage bilden die Modelle für die Grundbausteine: mechanisches Grundsystem, Informationsverarbeitung, Aktorik und Sensorik. Die Modelle werden

aus sogenannten reduzierten Lösungselementen [Koch05] zusammengesetzt. Die Reduktion bedeutet in diesem Zusammenhang die Fokussierung auf die physikalischen bzw. funktionalen Eigenschaften, die das dynamische Verhalten der einzelnen Komponenten und des Gesamtsystems bestimmen. Die erforderlichen Entwurfsfreiheitsgrade werden dabei in Form physikalischer und funktionsrelevanter Parameter zur Verfügung gestellt.

Die Modelle bilden die Grundlage für die Analyse der dynamischen Vorgänge. So kann z.B. der Ist-Zustand des Systems, der Erfüllungsgrad der funktionalen Anforderungen oder auch der Einfluss der Entwurfsfreiheitsgrade ermittelt werden. In dem nachfolgenden Syntheseprozess erfolgt schließlich unter Berücksichtigung der Analyseergebnisse der eigentliche Eingriff in das System mit dem Ziel, das dynamische Systemverhalten anforderungsgemäß zu gestalten. Dazu können zusätzliche funktionale Entwurfsfreiheitsgrade, z.B. in Form einer Regelung, geschaffen oder die bereits vorhandenen Entwurfspараметer optimiert werden.

Nachfolgend werden die Inhalte der einzelnen Phasen näher erläutert.

3.2.1 Komposition des Grundsystems

Der Gegenstand der ersten Phase ist die modellbasierte Auslegung des mechanischen Grundsystems (siehe Bild 3.7). Es bildet die Grundlage für die dynamischen Vorgänge und bestimmt somit die funktionalen Produkteigenschaften. Eventuelle Fehler und Versäumnisse können hier besonders weitreichend sein und sollten daher möglichst früh erkannt und minimiert werden.

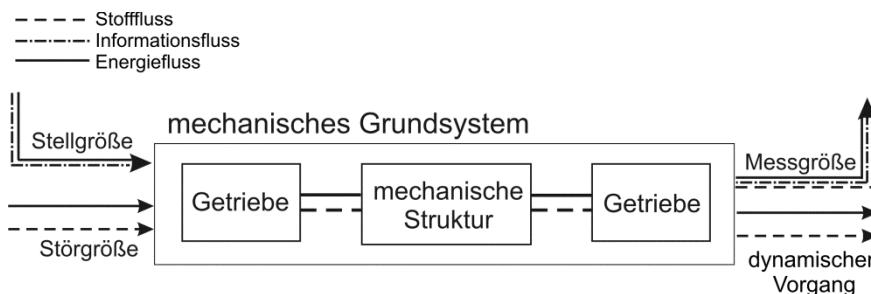


Bild 3.7: Systemaufbau im Rahmen der Komposition des Grundsystems

Zu den Kernaufgaben der Phase zählen die kinematischen und die dynamischen Funktionen. Mit deren Gewährleistung soll das mechanische Grundsystem in die Lage versetzt werden, die dynamischen Vorgänge in geforderter Art und Weise zu ermöglichen. Darüber hinaus sind im Hinblick auf die Kontrolle dieser Vorgänge die zu messenden Ausgangsgrößen und geeignete Einleitungsstellen für die Kräfte und Momente zu bestimmen bzw. zu erschaffen. In der Regelungstechnik spricht man an der Stelle auch von der Beobachtbarkeit und der Steuerbarkeit eines Systems. Beim Entwurf dieser Eigenschaften spielen z.B. die Getriebeelemente eine besondere Rolle. In der Regel sind diese in jedem mechanischen System enthalten und dienen zur

Übertragung und Umformung (Übersetzung) von Bewegungen, Energie und/oder Kräften [GF07]. Wie in Bild 3.8 gezeigt, bilden sie in mechatronischen Systemen oft die Schnittstellen zwischen dem Grundsystem und der Aktorik bzw. der Sensorik.

Einen weiteren Schwerpunkt der Entwurfsphase bildet das Thema der Funktionsverlagerung in die Informationsverarbeitung. Eine Voraussetzung für eine erfolgreiche Realisierung dieser Möglichkeiten ist das Verständnis der dynamischen Vorgänge, das im Rahmen der Komposition systematisch zu gewinnen ist. Darüber hinaus ist die Klärung der grundsätzlichen Frage nach der Notwendigkeit einer Verlagerung sinnvoll. Insbesondere bei der Weiterentwicklung bestehender Produkte kann eine gezielte modellbasierte Analyse zur Findung von geeigneten „Stellschrauben“ am Grundsystem verhelfen. Damit kann das gewünschte Verhalten, möglicherweise mit geringerem Aufwand, auch ohne Informationsverarbeitung, Aktorik und Sensorik erzielt werden. Das Entwurfsvorgehen ist also nicht nur für mechatronische, sondern allgemein auch für beliebige mechanische Systeme mit dynamischen Vorgängen geeignet.

Zur Lösung obengenannter Aufgaben sind in Bild 3.8 die wichtigsten Meilensteine des Problemlösungszyklus im Rahmen der Komposition des Grundsystems dargestellt. Es handelt sich um eine erfahrungsbasierte Vorgehensempfehlung, die sich in der Praxis vielfach bewährt hat. Der Zyklus beginnt mit der Ableitung eines physikalisch-mathematischen Modells zur Abbildung der dynamischen Vorgänge im Grundsystem und einer geeigneten Entwurfsumgebung. Die Entwurfsumgebung soll vor allem die Anregungsmodelle für die funktionsrelevanten Eingangsgrößen (z.B. Fahrbahnanregung) und Bewertungsmodelle zur Berechnung der Bewertungsgrößen (z.B. Effektivwert eines Ausgangs) enthalten [Jäker91]. Die Modelldarstellung erfolgt meist in der Form eines inhomogenen Differentialgleichungssystems bzw. eines differential-algebraischen Gleichungssystems mit physikalisch motivierten Parametern und funktionalen Ein- und Ausgängen (z.B. im Zustandsraum). Die anschließende numerische Lösung des Gleichungssystems soll insbesondere die dynamischen Vorgänge unter betriebsnahen Bedingungen hinreichend genau wiedergeben.

In der nachfolgenden Analyse werden die dynamischen Vorgänge am validierten Modell methodisch analysiert und bewertet. Im Fokus steht insbesondere die kinematische und dynamische Funktionalität des Grundsystems. Dahinter kann sich z.B. das Störübertragungsverhalten einer Radaufhängung oder die Untersuchung der Steuer- und der Beobachtbarkeit verbergen. Zu deren Bewertung sind entsprechend aussagekräftige Kriterien zu definieren. Die Bewertung erfolgt meist als Soll-Ist-Vergleich mit einer Referenz aus der Anforderung.

Sind die funktionalen Anforderungen erfüllt, so ist kein Handlungsbedarf mehr vorhanden und die Komposition des Grundsystems kann abgeschlossen werden. Andernfalls folgt die Synthesephase. Diese beginnt mit einer Struktur- und Parameterstudie. Dabei sollen in erster Linie die relevanten Entwurfsfreiheitsgrade zur

Auslegung der dynamischen Vorgänge überprüft bzw. bestimmt werden. Anhand der zur Verfügung stehenden „Stellschrauben“ können anschließend die entsprechenden Maßnahmen vorgenommen werden. Handelt es sich dabei um eine Parameteränderung, wie z.B. Erhöhung der Übersetzung, so können danach unmittelbar die erneute Analyse und Bewertung erfolgen. Sind strukturelle Maßnahmen erforderlich, wie z.B. zusätzliche Gelenke, dann wird eine Iterationsschleife mit Modellbildung bzw. -erweiterung und anschließender Analyse und Bewertung durchlaufen.

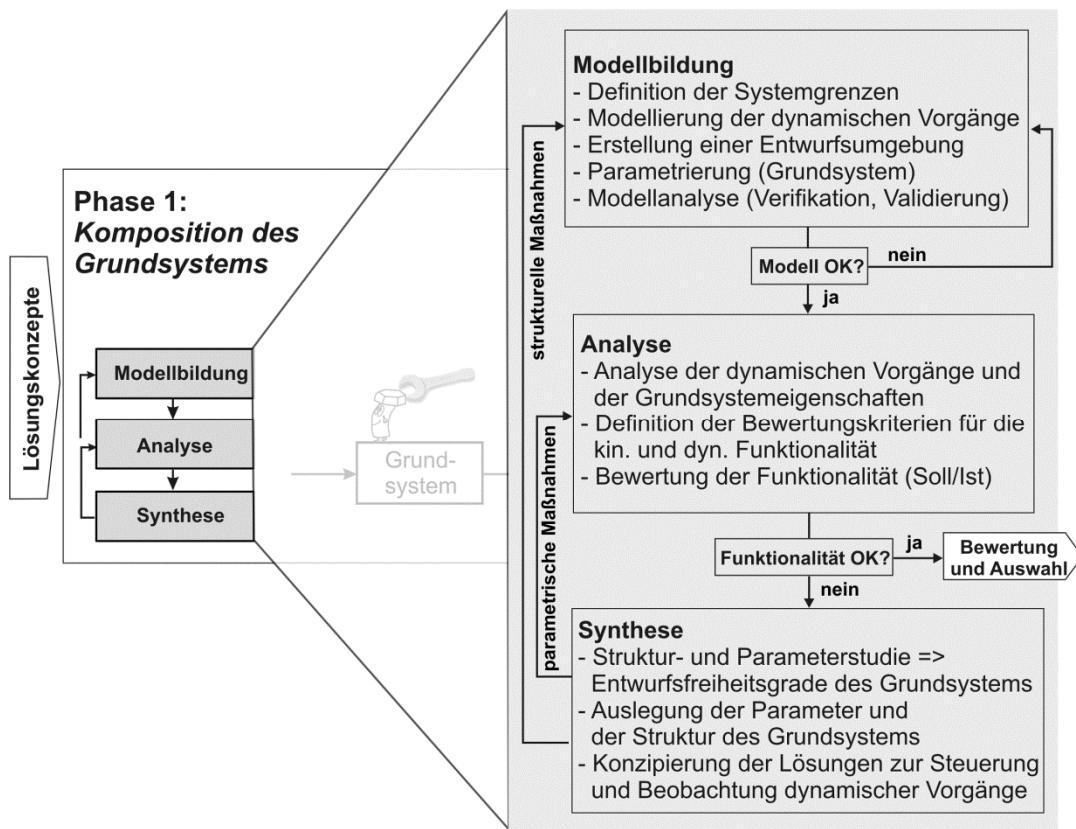


Bild 3.8: Problemlösungszyklus Komposition des Grundsystems

Am Ende der ersten Phase liegen folgende Ergebnisse vor:

- Validiertes Modell der dynamischen Vorgänge im Grundsystem sowie eine Entwurfsumgebung mit entsprechenden Anregungs- und Bewertungsmodellen
- Entwurfsparameter zur Beeinflussung der dynamischen Vorgänge
- Lösungsvarianten für ein kinematisch und dynamisch abgestimmtes Grundsystem
- Umfänge der Funktionsverlagerung und Lösungsvarianten zur Steuerung und Beobachtung der zu kontrollierenden dynamischen Vorgänge.

3.2.2 Idealisierte Komposition

Ausgehend von den Erkenntnissen und Lösungsvarianten der ersten Phase erfolgt in der nachfolgenden zweiten Phase die sogenannte idealisierte Komposition. Das Erscheinungsbild des Systems im Rahmen der Phase zeigt Bild 3.9.

Die festgelegten Umfänge der Funktionsverlagerung und die Lösungskonzepte zur Steuer- und Beobachtbarkeit der dynamischen Vorgänge dienen hier als Grundlage für den Entwurf geeigneter Regelstrategien. Die Idealisierung umfasst in erster Linie die Vereinfachung bzw. Vernachlässigung der dynamischen Einflüsse und Wechselwirkungen der Grundbausteine, die in der Regel der Einsatz realer Komponenten mit sich bringt. Die Kernaufgabe besteht in der Auslegung und Erprobung der Regelung zur Kontrolle des dynamischen Verhaltens. Nicht zuletzt sollen dabei die funktionalen Anforderungen an die Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitungseinheit ermittelt werden, ohne dass man sich verfrüht auf bestimmte Eigenschaften festlegt. Darüber hinaus sind auch Untersuchungen hinsichtlich der möglichen Potentiale und Grenzen der mechatronischen Funktion sinnvoll. Selbstverständlich darf bei der Definition der Anforderung der Realitätsbezug nicht verloren gehen.

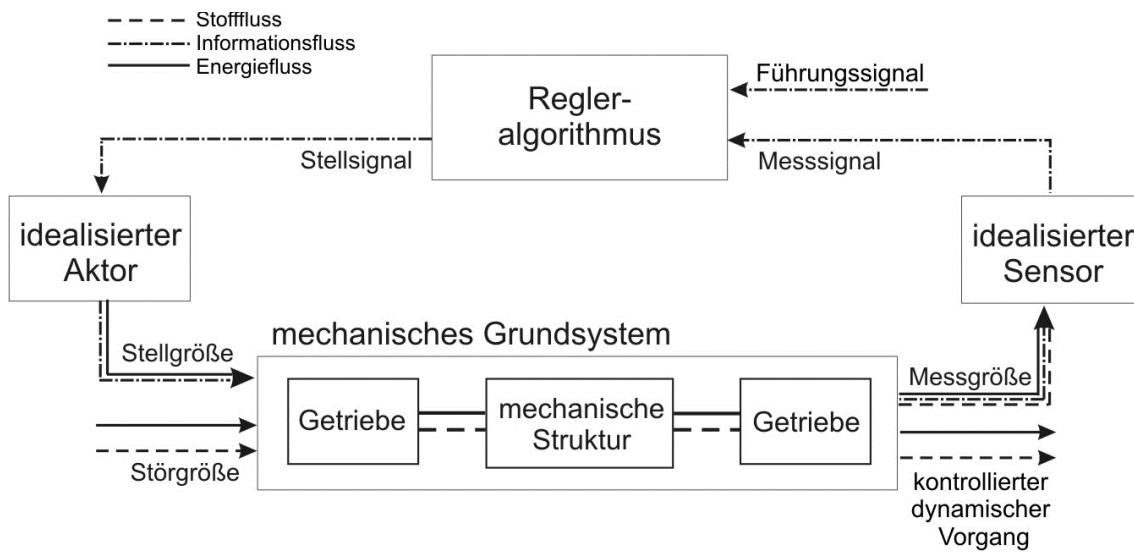


Bild 3.9: Systemaufbau im Rahmen der idealisierten Komposition

In Bild 3.10 ist das Vorgehensmodell der idealisierten Komposition illustriert. Im ersten Schritt erfolgt hier die Erweiterung des Modellgerüsts aus der ersten Phase um parametrierbare Reglermodelle und die idealisierten Modelle der Aktorik und der Sensorik. Die idealisierten Modelle dürfen einerseits die Komplexität des Systemmodells nicht maßgeblich erhöhen, um das Verständnis für die Einflüsse der Regelung zu erleichtern. Andererseits sollte dennoch die Modellierungstiefe ausreichend Informationen für die nachfolgende Spezifikation der Bausteine vorsehen. Erfahrungsgemäß reicht in diesen frühen Entwurfsphasen die Abbildung des Übertragungsverhaltens mit Hilfe einfacher dynamischer Übertragungsglieder z.B. mit

einem PT2-Glied. Die parametrierbaren Reglermodelle beinhalten die mathematisch formulierten Regelgesetze und Filterfunktionen, die zur Korrektur der dynamischen Vorgänge im Grundsystem erforderlich sind.

Im Vordergrund der nachfolgenden modellbasierten Analyse steht zunächst die Bewertung der mechatronischen Funktionalität. Oft können die entsprechenden Bewertungskriterien aus der Regelungstechnik übernommen werden (z.B. Stabilität, Bandbreite und Dämpfung der Regelkreise). Ein weiterer Schwerpunkt ist die Ermittlung der Anforderungen an die dynamischen Eigenschaften der Aktorik, der Sensorik und der Informationsverarbeitungseinheit. Diese lassen sich unmittelbar aus den Simulationsergebnissen ableiten. So kann z.B. anhand der Stellgrößenverläufe die erforderliche Aktorleistung bzw. anhand der Ausgangssignale der Messbereich der Sensorik ermittelt werden. Diese Daten bilden die Grundlage für die Auswahl oder auch Entwicklung der Bausteine mit geforderten Eigenschaften.

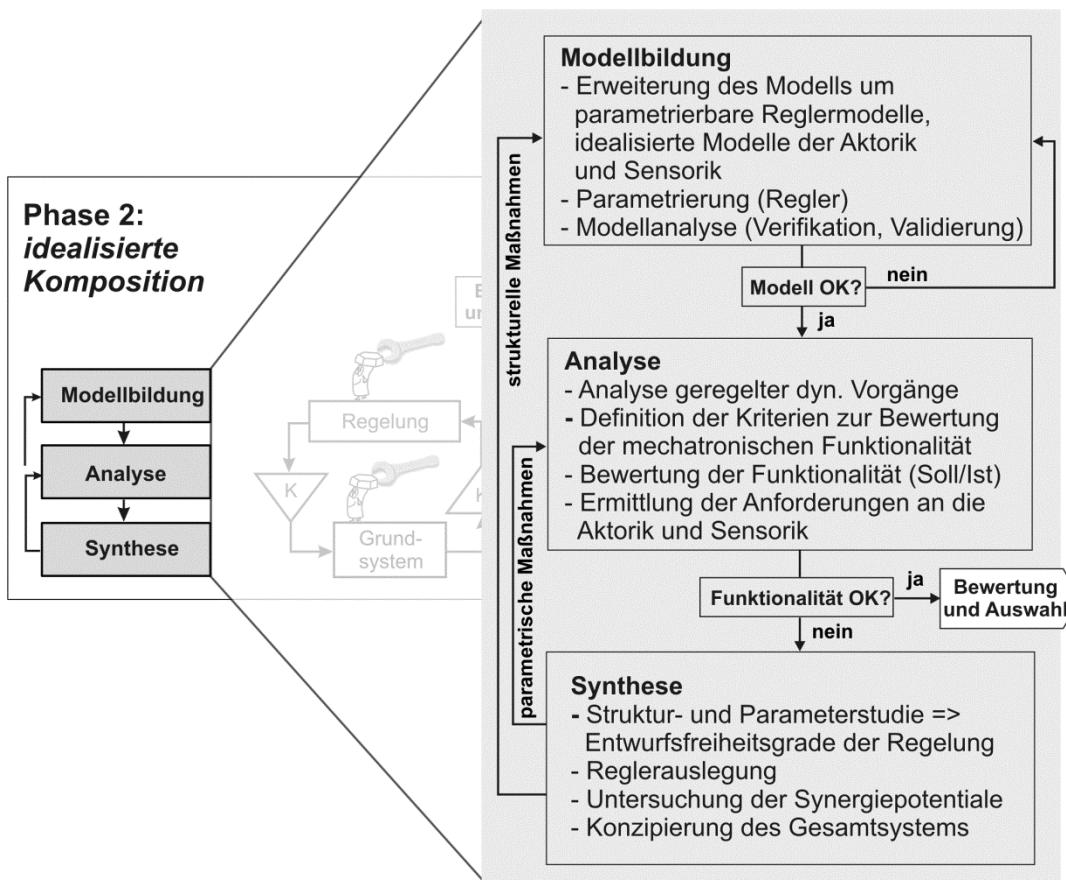


Bild 3.10: Problemlösungszyklus im Rahmen der idealisierten Komposition

Die anschließende Synthese beschäftigt sich mit der Reglerstruktur und Reglerparametrierung. Damit werden die Entwurfsfreiheitsgrade der Regelung definiert und im Zusammenspiel mit der Analyse und Modellbildung festgelegt. Hierbei werden die etablierten Syntheseverfahren aus der Regelungstechnik, wie z.B. die Polvorgabe oder Frequenzkennlinienverfahren, angewandt. Nach Möglichkeit sind mehrere

Struktur- und Parametrierungsvarianten zu erarbeiten, um möglichst viel Wissen über die Grenzen und die Potentiale des Systems zu gewinnen. Neben den Reglervarianten sind aus den zugehörigen Anforderungsprofilen die geeigneten Lösungskonzepte für die Aktorik und Sensorik zu erarbeiten. Damit lässt sich ein guter Überblick über das Kosten-Nutzen-Verhältnis der Lösungskonzepte für die nachfolgende Bewertung und Auswahl gewinnen.

Zusammengefasst werden innerhalb der zweiten Phase folgende Ergebnisse erarbeitet:

- Regelungstrategien für die dynamischen Vorgänge im Grundsystem, insbesondere Reglerstruktur und Reglerparameter
- Potenziale und Grenzen der mechatronischen Funktion
- funktionale Anforderungen an die Aktorik und die Sensorik
- Lösungskonzepte für die Aktorik und die Sensorik.

3.2.3 Ganzheitliche Komposition

Durch die sukzessive Abarbeitung bisheriger Schritte ist eine hohe Systemreife erreicht. Die umfassenden Kenntnisse über die Systemdynamik, die ausgereiften Lösungen für ihre Regelung und die Lösungskonzepte für die Bausteine liegen weitgehend vor. Auf der Grundlage dieser Ergebnisse soll nun modellbasiert eine ganzheitliche Komposition des Gesamtsystems erfolgen. Die Ganzheitlichkeit sieht die Einbeziehung der bisher vernachlässigten dynamischen Eigenschaften der Aktorik, der Sensorik und erstmals auch der Informationsverarbeitungseinheit vor. Die Modellierungsumfänge werden dabei von der Komplexität, der Verfügbarkeit und dem Reifegrad der zugehörigen Bausteinkomponenten bestimmt. Bild 3.11 zeigt das allgemeine Aufbauschema aller Grundbausteine. Die Darstellung hebt insbesondere die funktionalen Bausteinlemente und Eigenschaften hervor, die im Rahmen des Entwurfs relevant sind.

Demnach sind bei der digitalen **Informationsverarbeitung** neben dem eigentlichen Regelalgorithmus insbesondere die Verarbeitungsdauer zwischen der Ein- und Ausgabe sowie die Rechengenauigkeit die entwurfsrelevanten Eigenschaften. Im Zusammenhang mit ihrer Abbildung bietet die digitale Regelungstechnik viele ausgereifte Modellierungsansätze [Lun05]. So kann das Prinzip der digitalen Verarbeitung sehr gut mit Hilfe einer Reihenschaltung aus Abtast-Halteglied, einem Totzeitglied und einem Element zur Abbildung der Quantisierungseffekte abgebildet werden. Durch ihre Einbeziehung in den Entwurf sind z.B. Aussagen über die notwendige Abtastfrequenz und die Auflösung der AD-Wandler möglich. Oft werden zur Verhinderung von Aliasing analoge Tiefpass-Filter eingesetzt. Die Filter führen naturgemäß zu einem zusätzlichen Phasenabfall im Regelkreis und sind daher bei der ganzheitlichen Betrachtung ebenfalls zu berücksichtigen.

Die grundsätzliche Struktur eines **Aktors** besteht aus einer Reihenschaltung der Funktionsglieder: Energiesteller, Energiewandler und Getriebe [Har10]. Der Energiesteller verbindet den Energiefluss (Energieversorgung) mit dem Informationsfluss (Stellsignal) und stellt eine treibende, modulierte Energie zur Verfügung. Der Energiewandler übersetzt die modulierte Energie in die Energieart der Stellgröße. Das Getriebe formt diese schließlich in die informationsbehaftete Stellgröße um und überträgt diese an den zu kontrollierenden dynamischen Vorgang. Jedes dieser Elemente verfügt in der Regel über eine mehr oder weniger ausgeprägte Eigendynamik, die maßgeblich das Verhalten des Aktors beeinflusst. Die sogenannten „intelligenten“ Aktoren [GL00] verfügen darüber hinaus über eine eigene Informationsverarbeitung (Aktorregelung) und bilden so wiederum untergeordnete mechatronische Subsysteme. Neben dem Führungsübertragungsverhalten spielt bei den meisten mechatronischen Systemen auch das Störübertragungsverhalten des Aktors eine bedeutende Rolle. Dabei werden aus dem dynamischen Vorgang im Grundsystem Störgrößen erzeugt, die auf dem umgekehrten Weg zum Energiesteller der Führung überlagert werden.

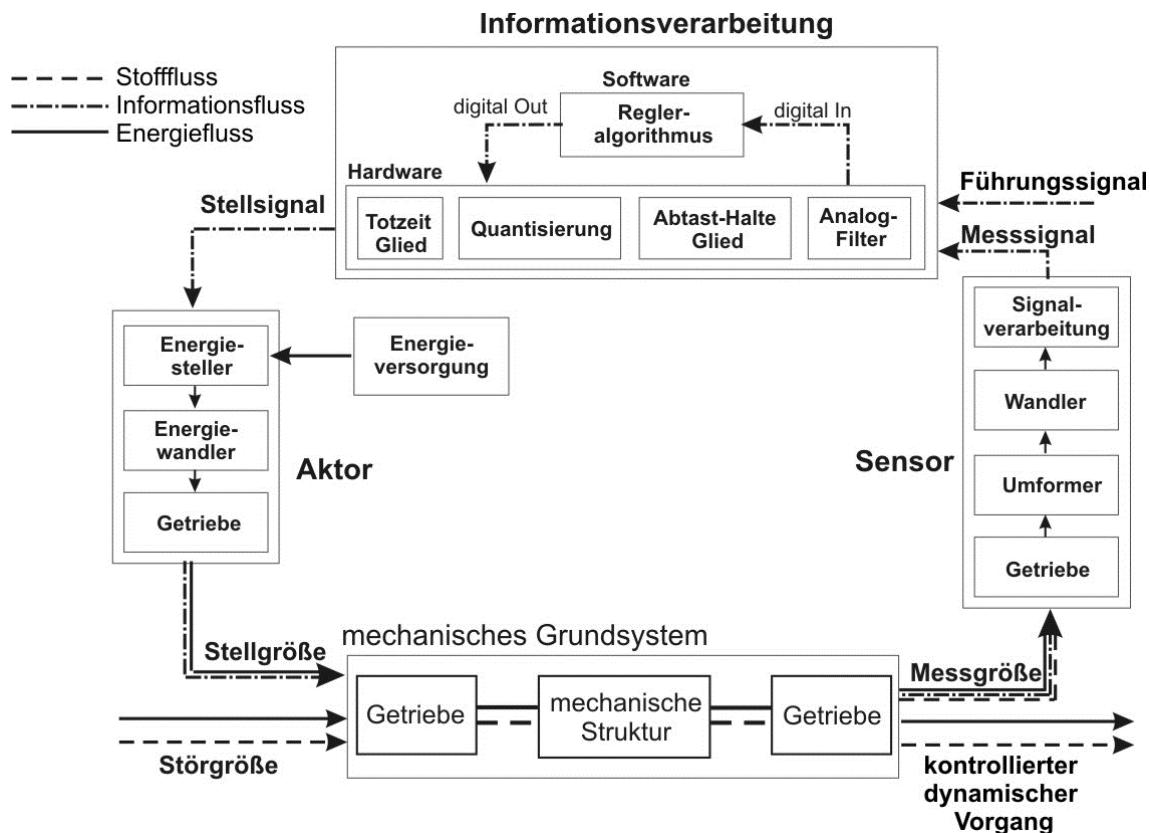


Bild 3.11: Prinzipieller Systemaufbau im Rahmen der ganzheitlichen Komposition

Der allgemeine Aufbau eines **Sensors** besteht aus einer Reihenschaltung von einem Getriebe, einem Umformer, einem Wandler und einer Signalverarbeitung [Her93]. Das Getriebe formt die informationsbehafteten Messgrößen des Grundsystems in die Bewegungsformen, die unmittelbar von dem Sensor erfasst werden können. Der Umformer wandelt die nichtelektrischen Messgrößen in andere nichtelektrischen

Größen, die vom Wandler aufgenommen werden können. Der Wandler wandelt anschließend die nichtelektrische Größe in eine äquivalente elektrische Größe um. Unter der Signalverarbeitung werden die Elemente zur Messsignalaufbereitung (z.B. Verstärkung, Demodulation, Kodierung, Filter) zusammengefasst.

Im Endeffekt obliegt es dem Entwickler zu entscheiden, in welchem Umfang die beschriebenen Bausteinkomponenten im Rahmen der ganzheitlichen Komposition zu modellieren sind. Die Beschreibungsformen der entsprechenden physikalischen Zusammenhänge können weitgehend der Fachliteratur entnommen werden.

Der Problemlösungszyklus im Rahmen der ganzheitlichen Komposition ist in Bild 3.12 dargestellt.

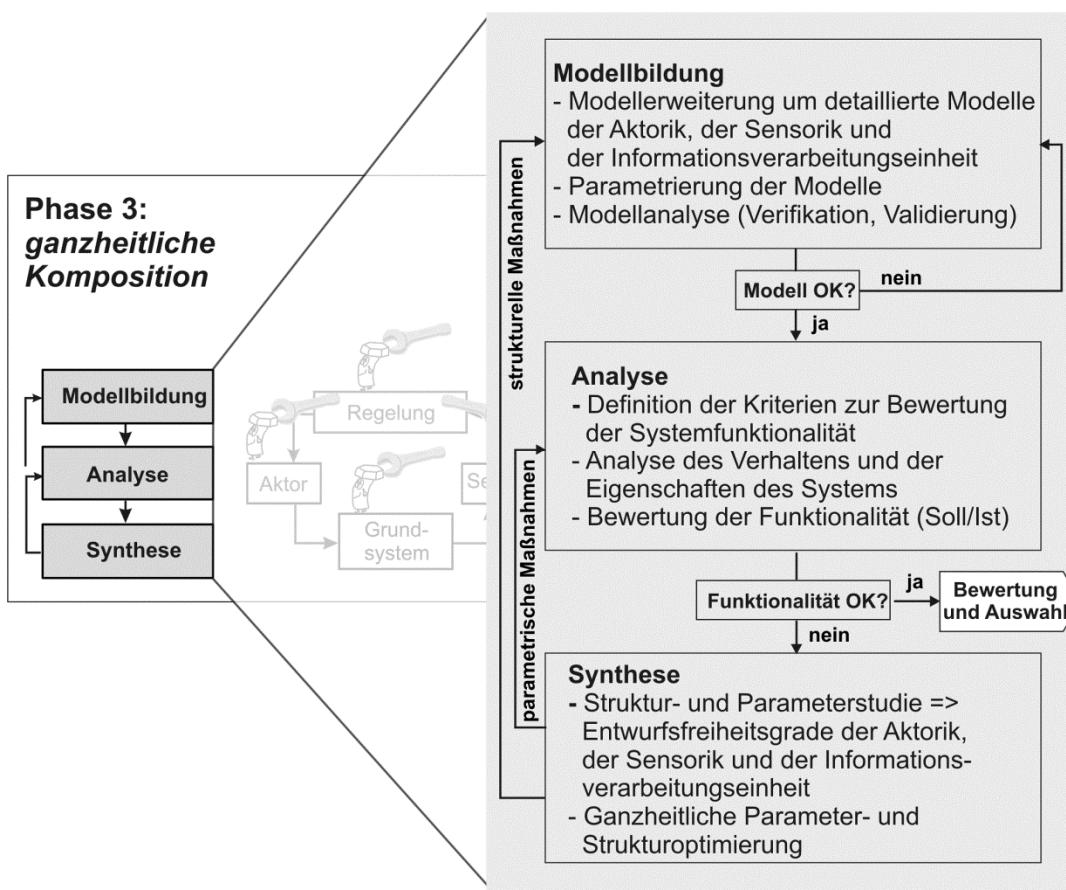


Bild 3.12: Problemlösungszyklus ganzheitliche Komposition

Demnach werden zuerst in das idealisierte Systemmodell die parametrierten und validierten Bausteinmodelle mit allen funktionsrelevanten Eigenschaften reeller Komponenten und „Stellschrauben“ integriert. Bei der nachfolgenden Analyse wird insbesondere das Systemverhalten unter Einfluss aller bzw. einzelner Bausteinparameter untersucht und bewertet. Die anschließende Synthesephase umfasst vor allem die ganzheitliche Auslegung, Anpassung und Optimierung der einzelnen Bausteine und des Gesamtsystems unter Berücksichtigung aller „Stellschrauben“ des Systems.

Zusammengefasst werden innerhalb der dritten Phase folgende Ergebnisse erarbeitet:

- modellbasierter Entwurf und Auslegung der Systembausteine: Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitungseinheit,
- ganzheitliche Optimierung des Gesamtsystemverhaltens unter Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften aller Systembausteine und ihrer Wechselwirkungen.

4 Mechatronische Komposition der geregelten Laufwerksfederung

Die Ausführungen im Abschnitt 2.1 decken die hohe Komplexität und Vielfalt der Anforderungen an moderne Kettenlaufwerke auf. Die Eigenschaften der Federung beeinflussen dabei entscheidend ihren Erfüllungsgrad. Die herkömmlichen passiven Federungssysteme können diesen Anforderungen aufgrund zahlreicher Zielkonflikte nur bedingt entsprechen. Um dieser Problematik entgegenzuwirken, beschäftigt sich das vorliegende Kapitel mit der Entwicklung einer geregelten Federung für das Laufwerk des leichten Kettenfahrzeugs Wiesel 2. Unter der Anwendung des Vorgehensmodells aus Kapitel 3 werden dabei nach der Präzisierung der Anforderungen die Inhalte der Entwurfsphasen Komposition des Grundsystems, idealisierte Komposition und ganzheitliche Komposition ausführlich beschrieben.

4.1 Randbedingungen und Anforderungen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollen die Potentiale eines mechatronischen Kettenfahrwerks hinsichtlich der Fahrkomfortverbesserung aufgedeckt und quantitativ erfasst werden. Als Versuchsträger dient das leichte Kettenfahrzeug Wiesel 2. In Bild 4.1 ist die Seitenansicht seines Fahrwerks mit den wichtigsten Komponenten skizziert.

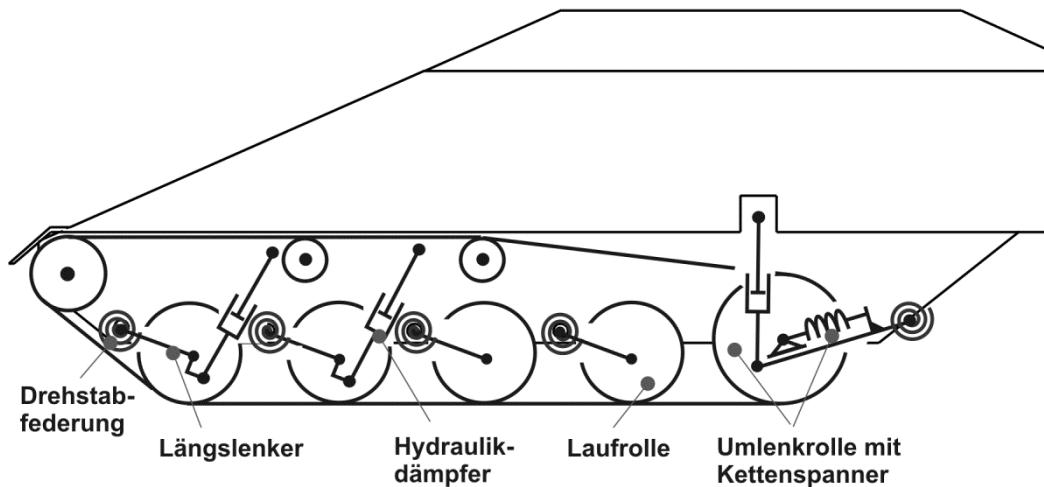


Bild 4.1: Aufbau des Kettenlaufwerks im Wiesel 2

Das hier vorliegende Stützrollenfahrwerk ist typisch für Kettenfahrzeuge. Die Federung besteht aus fünf Drehstabfedern und drei hydromechanischen Einrohrstoßdämpfern auf jeder Fahrzeugseite. Die Führung der Kette übernehmen jeweils vier Laufrollen, eine Umlenkrolle, zwei Stützrollen und der Antriebskranz. Die Vorspannung der Kette erfolgt mit Hilfe eines Kettenspanners, bestehend aus Tellerfedern und einer

Spannvorrichtung. Das Tellerfederpaket verbindet die schwenkbare Umlenkrolle mit dem zugehörigen Längslenker und ermöglicht somit die Einleitung der Vorspannkraft.

Im Rahmen der Studie soll der Einsatz von aktiv und semiaktiv regelbaren Kraftstellern im vorliegenden Kettenlaufwerk untersucht werden. Diese sollen anstelle oder auch im Zusammenspiel mit den passiven Federungselementen wirken und eine kontrollierte Dämpfung der Aufbaubewegungen bzw. effektive Entkopplung des Fahrzeugkörpers von der Laufwerks- und Fahrbahnanregung ermöglichen.

Die Anforderungen an das Zielsystem werden in Anlehnung an die im Abschnitt 2.1.2 diskutierten Inhalte wie folgt formuliert:

- Kontrollierte Dämpfung der Aufbaubewegungen und Minimierung der Schwingungsamplituden des Fahrzeugaufbaus,
- Entkopplung des Aufbaukörpers von den Anregungen aus der Fahrbahn und dem Laufwerk,
- Minimierung der Beschleunigungsbelastung der Fahrzeuginsassen und des Materials,
- Gewährleistung einer sicheren Kettenführung (als wichtigste Voraussetzung für die Fahrsicherheit),
- Gewährleistung ausreichend großer Federwege,
- möglichst geringer Leistungsverbrauch der Systemaggregate,
- möglichst wenige Änderungen der bestehenden Fahrzeugstruktur (nachrüstbare Lösung).

Diese ausschließlich qualitativ formulierten Anforderungen werden mit Absicht allgemein gehalten, um den Gestaltungsfreiraum nicht verfrüht einzuschränken.

4.2 Komposition des Grundsystems

Die Entwurfsphase befasst sich mit der Vertikaldynamik des Kettenfahrzeugs, die zugleich das mechanische Grundsystem repräsentiert. Dabei erfolgt im ersten Schritt die Herleitung eines ausgewogenen physikalischen Fahrzeugmodells zur Abbildung relevanter Bewegungsvorgänge unter betriebsnahen Bedingungen.

Auf der Grundlage des Modells werden die Bewegungsvorgänge systematisch analysiert. Im Fokus der Analyse stehen insbesondere die komfortrelevanten Einflussfaktoren und die Dämpfung der Aufbaubewegungen. Darüber hinaus werden mathematische Größen zur Bewertung der Vertikaldynamik abgeleitet.

Die Analyseergebnisse bilden die Grundlage für die modellbasierte Synthese. Diese umfasst zunächst die Untersuchung der Möglichkeiten zur Verbesserung der

dynamischen Eigenschaften des herkömmlichen Laufwerks mit passiven Federungselementen. Anschließend werden Mess- und Stellgrößenkonzepte zur Erfassung und Beeinflussung der Vertikaldynamik eines Kettenfahrzeugs im Rahmen eines mechatronischen Kettenlaufwerks erarbeitet.

Das Ergebnis der Phase bildet ein Grundsystemmodell wie es in Bild 4.2 skizzenhaft dargestellt ist. Darin werden alle gewonnenen Ergebnisse mathematisch dokumentiert und für weitere Kompositionsschritte zur Verfügung gestellt.

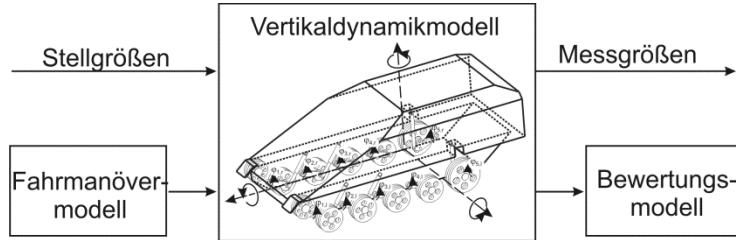


Bild 4.2: Aufbau des Grundsystemmodells

4.2.1 Modellbildung und Entwurfsumgebung

Eine der einfachsten Varianten zur Abbildung der Vertikaldynamik eines Fahrzeugs ist in Bild 4.3 a) skizziert. Es handelt sich um Zwei- bzw. Mehrmassenschwinger-Modelle. Diese Modellierungsvariante hat sich im Bereich der Fahrzeugentwicklung besonders gut bewährt. Einer der wesentlichen Vorteile ist der geringe Aufwand bei der Ableitung der zugehörigen Differentialgleichungen. Diese sind meistens einfach in der Handhabung und eignen sich sehr gut für Analysen und regelungstechnische Aufgaben. Bei tiefergehenden Aufgabenstellungen werden jedoch schnell die Gültigkeitsgrenzen erreicht.

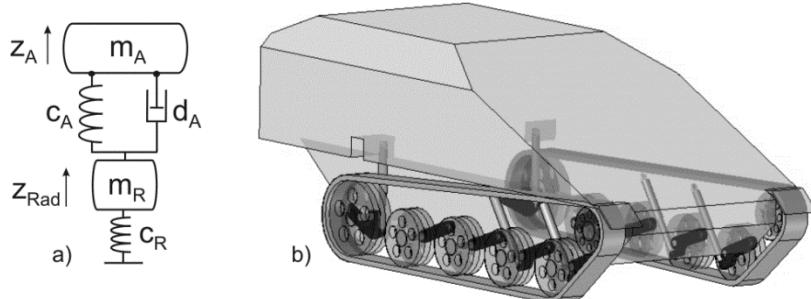


Bild 4.3: Unterschiedliche Modellierungstiefen für die Vertikaldynamik der Kettenfahrzeuge: a) Zweimassenschwinger, b) komplexes MKS-Modell mit Kette

Eine weitere Möglichkeit stellt der Aufbau eines komplexen Mehrkörpersystems (MKS) dar (siehe Bild 4.3 b)) mit sehr detaillierter Abbildung eines Kettenlaufwerks. Für diese Aufgaben existieren CAE-Tools, die sich unter anderem auch auf die Modellierung von Kettenfahrzeugen spezialisiert haben. Dazu gehören z.B. *RecurDyn High Mobility*

Tracked Vehicle oder *Adams Tracked Vehicle Toolkit*, die mit umfangreichen Bibliotheken eine schnelle Modellierung von Kettenfahrzeugen via Drag-and-Drop-Technik ermöglichen. Als Ergebnis liegen in der Regel Mehrkörpersysteme sehr hoher Ordnung vor. Die Ordnung wird dabei maßgeblich von der Kette bzw. von der Anzahl der Kettenglieder, die als Starrkörper einzeln modelliert sind, beeinflusst [FB05]. Der Hauptvorteil ist eine sehr realitätsnahe Abbildung des realen Kettenlaufwerks. Ergänzt durch die Bibliotheken mit unterschiedlichen Fahrbahnprofilen, wie z.B. nachgiebigem Untergrund, sind auch tiefergehende Analysen, wie z.B. die Verteilung des Bodendrucks und die Traktionseigenschaften der Kette, möglich.

Als Grundlage zur Auslegung einer geregelten Federung für die Vertikaldynamik eines Kettenfahrzeugs stellen beide Modellierungsvarianten aus Bild 4.3 extreme Grenzwerte zwischen "zu einfach" und "zu komplex" dar. Die komplexen Modelle hoher Systemordnung erschweren die Handhabung bei der Analyse und die Synthese. Durch die später notwendige Erweiterung des Fahrzeugmodells um weitere Bausteinmodelle wird der Berechnungsaufwand unverhältnismäßig groß. Beim Einsatz einfacher Modelle entfällt zwar die Problematik des Berechnungsaufwands, das System wird jedoch nicht hinreichend genau abgebildet. Damit steigt auch die Gefahr fehlerhafter Rückschlüsse.

Nachfolgend wird ein Modellierungsansatz mit einer ausgewogenen Modellierungstiefe als Kompromiss zwischen den beiden Extremvarianten vorgeschlagen. Die Basis bildet ein reduziertes MKS-Modell aus den relevanten schwingungsfähigen Fahrzeugmassen und einem vereinfachten Kettenmodell. Der Einfluss der Kette wird in einer Betrachtung der Kettenzugkraft bzw. der aus deren Ausbreitung im Laufwerk resultierenden Kraftkopplungen zwischen den Laufrollen berücksichtigt.

MKS-Modell

In Bild 4.4 ist das physikalische Ersatzmodell des Kettenfahrzeugs in der Form eines Mehrkörpersystems dargestellt. Der Ansatz sieht folgende Vereinfachungen und Annahmen vor:

- Die Kette bzw. die massebehafteten Kettenglieder werden nicht berücksichtigt.
- Die Anzahl der Starrkörper wird auf einen Aufbaukörper mit der Masse m_B , acht Laufrollen mit der Masse m_R und zwei Umlenkrollen mit der Masse m_U reduziert. Alle weiteren massebehafteten Fahrzeugkörper (wie z.B. Längslenker und Dämpfer) werden entweder als masselos angenommen oder anteilig auf die Laufrollen- und Aufbaumasse umgerechnet.
- Die Aufbaufreiheitsgrade Gieren und Schieben sowie die Drehfreiheitsgrade der Laufrollen um die eigene Achse sind bei den vorliegenden Untersuchungen ohne Belang und werden somit nicht betrachtet.

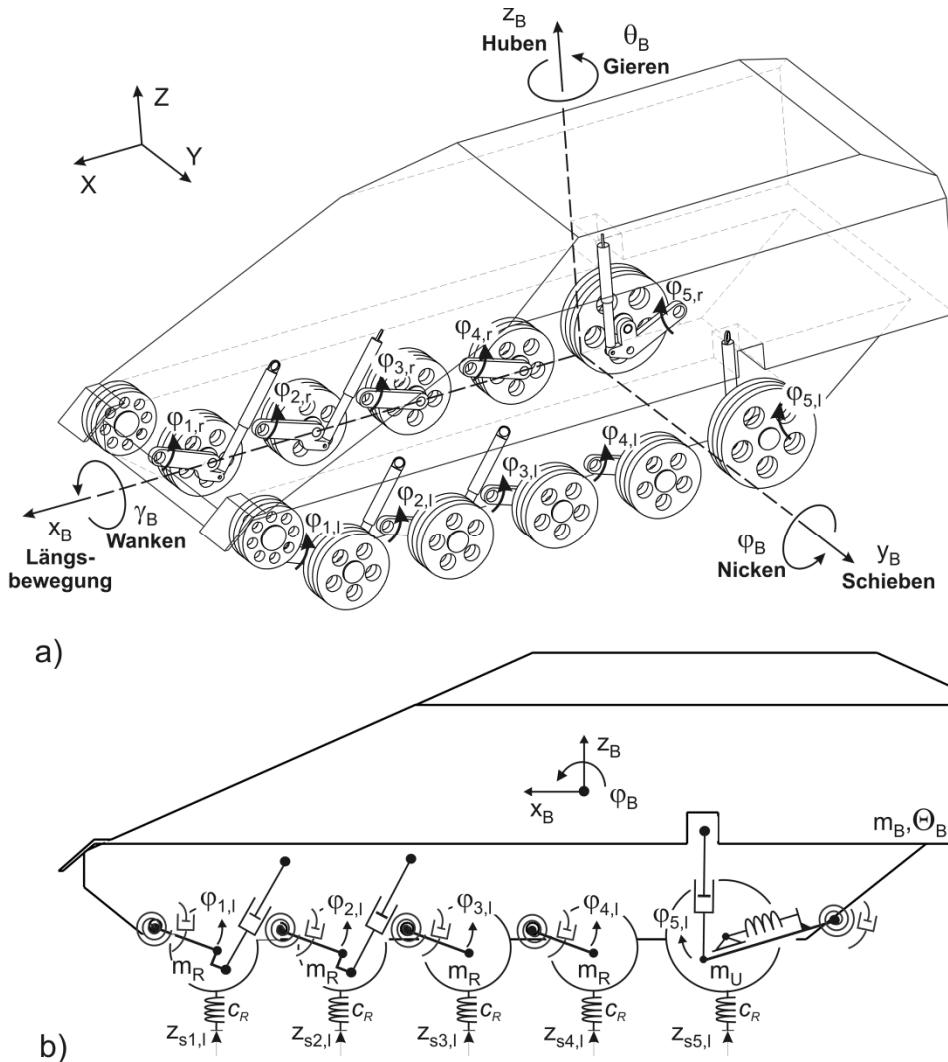


Bild 4.4: Physikalisches Ersatzmodell der Vertikaldynamik a) generalisierten System-freiheitsgrade, b) Seitenansicht MKS-Modell

Die Anzahl der Freiheitsgrade ergibt sich somit aus den vier Aufbaubewegungen: z_B (Huben), φ_B (Nicken), γ_B (Wanken), x_B (Fahrtrichtung), sowie den jeweils fünf ($i = 1 \dots 5$) Schwenkfähigkeiten $\varphi_{i,l}$ und $\varphi_{i,r}$ der Lauf- bzw. Umlenkrollen auf der linken und rechten Fahrzeugseite (siehe Bild 4.4 a)). Die masselosen Längslenker werden mittels rotatorischer Feder-/Dämpfergelenke mit linearer Kennung an die Aufbaumasse gekoppelt. Die Feder-/Dämpfergelenke repräsentieren dabei die Drehstabfederung (Steifigkeit c_i) des Fahrzeugs. Die Dämpferanteile d_i sollen insbesondere die in den Drehstablagern herrschenden Reibungseinflüsse approximieren. Die konventionellen Stoßdämpfer der ersten beiden Laufrollenpaare und der Umlenkrollen hinten werden ebenfalls durch masselose Dämpferelemente modelliert. Die Berechnung der Dämpferkräfte erfolgt mit Hilfe der Kennlinie des realen Dämpfers. Diese eingeprägten Kräfte werden an den entsprechenden Koppelstellen des Fahrzeugs eingeleitet. Das Weglassen der Dämpferkörper (Rohr und Kolbenstange) reduziert beträchtlich die Systemordnung und vermeidet die Aufwände bei der Behandlung von

kinematischen Schleifen und bei der Ableitung eines mathematischen Modells. Mit den Linearfedern mit der Steifigkeit c_R unterhalb jeder Laufrolle wird die Elastizität der Gummibandagen auf den Laufrollen modelliert. Mittels deren Fußpunktverschiebung soll die aus dem Kettenprofil resultierende Anregung $z_{si,l}$ und $z_{si,r}$ eingeleitet werden können.

Vereinfachtes Kettenmodell

Die reale Gleiskette besteht aus massebehafteten Kettengliedern, die über Gelenkverbindungen miteinander in Reihe gekoppelt sind. Sie umschlingt das Laufwerk und wird in der Regel zur Vorbeugung einer Entgleisung mit einem Kettenspanner statisch vorgespannt. Durch eine Vorspannkraft $F_{S,0}$ wird in die Kette wie in Bild 4.5 illustriert eine statische Zugkraft $F_{K,0}$ eingeleitet. Diese Zugkraft wirkt stets entlang der Kette und ist bei einem ruhenden Fahrzeug vom Betrag her überall gleich.

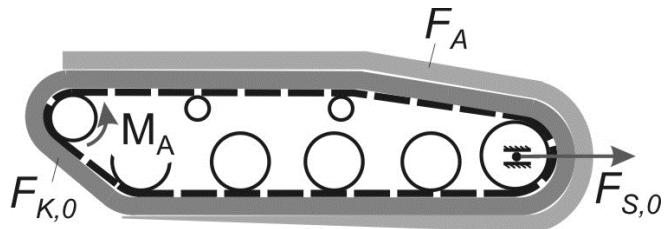


Bild 4.5: Komponenten und Verteilung der Kettenzugkraft

Befindet sich das Fahrzeug in Bewegung oder wird beschleunigt, überlagern sich der statischen Vorspannung weitere Zugkräfte. Dazu gehört in erster Linie die Antriebskraft F_A . Bei der vorliegenden Laufwerksanordnung in Bild 4.5 wird sie durch das Antriebsrad im Bug eingeleitet und bleibt im oberen Abschnitt der Kette betragsmäßig annähernd gleich. Im unteren Abschnitt nimmt sie dagegen infolge der Wirkung der Kontaktkräfte zur Fahrbahn von hinten nach vorne hin ab. Der Antriebskraft wirken neben den Massenkräften aus schwingenden und beschleunigten Kettenanteilen diverse Fahr- und Laufwerkswiderstände entgegen. Diese sind unter anderem auf die Reibung an den zahlreichen Kontaktstellen der Kette mit dem Antriebsrad, den Rollen und dem Untergrund zurückzuführen. Die theoretische Erfassung dieser Zugkraftanteile ist sehr komplex und basiert größtenteils auf Erfahrungswerten und Experimenten [MH82]. Der Betrag der Kettenzugkraft F_K resultiert also aus einer Überlagerung unterschiedlicher Kraftanteile, die wiederum von zahlreichen Faktoren und der Lage entlang der Kette abhängig sind.

Die Kettenzugkraft trägt maßgeblich zu der Vertikaldynamik eines Kettenfahrzeugs bei. Eine plausible Erklärung dafür liefert die Betrachtung des Freischnitts in Bild 4.6. Die Kettenzugkraft wird infolge der Kettenführung oder einer Schwenkbewegung der Laufrollen aus ihrer Richtung umgelenkt. Durch die Umlenkung entsteht eine resultierende Kraft F_R in Richtung des Rollenmittelpunkts. Diese Rollenkraft

beeinflusst unmittelbar das Ein- bzw. das Ausfedern der betroffenen Laufrolle und somit auch die Vertikalbewegung des Gesamtfahrzeugs.

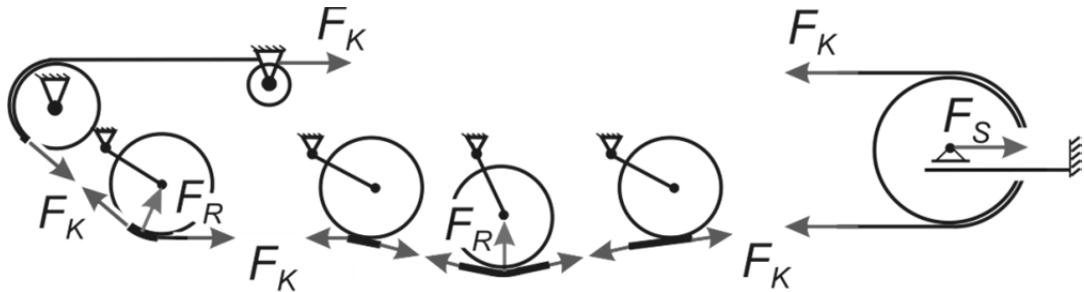


Bild 4.6: Freischnitt der Kettenzugkraft im Laufwerk

Angesichts dieser Tatsache bildet die Ermittlung der Kettenzugkraft einen der Schwerpunkte des vereinfachten Kettenmodells. Als Basis zur Herleitung entsprechender Gleichungen dient ein vereinfachtes physikalisches Modell des Kettenlaufwerks in Bild 4.7.

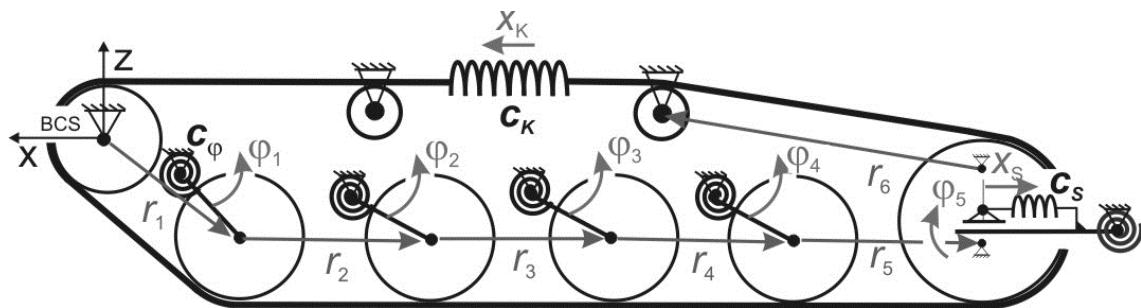


Bild 4.7: Vereinfachtes physikalisches Ersatzmodell des Kettenlaufwerks

Um die Berechnungsaufwände zu minimieren, werden dabei folgende Annahmen getroffen:

- Die Kette sei ein masseloses elastisches Band. Die Kettenmasse wird anteilig auf die Massen des Aufbaus und der Umlenkrolle umgerechnet. Der auf dem Untergrund aufliegende Anteil wird vernachlässigt.
- Für die elastische Verformung der Kette wird eine Ersatzfeder mit der Steifigkeit c_K eingeführt. Diese kann aus der Serienschaltung der Elastizitäten der n Verbindungsglieder wie folgt berechnet werden:

$$\frac{1}{c_K} = \sum_{\lambda=1}^n \frac{1}{c_\lambda} \quad (4.1)$$

- Der Betrag der resultierenden Kettenzugkraft F_K sei ortsunabhängig und stets proportional zur Kettenspannkraft F_S :

$$F_K \approx \frac{1}{2} F_S \quad (4.2)$$

- Im statischen Fall (Kettenlaufwerk in Konstruktionslage) bestimmt ausschließlich die vorgegebene statische Vorspannung $F_{K,0}$ die Höhe der Kettenzugkraft.
- Der dynamische Anteil $F_{K,dyn}$ beschränkt sich auf die geometrisch bedingte Änderung der Krafrichtung infolge der Schwenkbewegungen φ_i der Laufrollen. Alle Einflüsse des Antriebs und der Fahrwerkswiderstände werden vernachlässigt.

Unter Berücksichtigung genannter Annahmen gilt also folgender Zusammenhang:

$$F_K = F_{K,dyn} + F_{K,0} = \frac{1}{2} (F_{S,dyn} + F_{S,0}) = \frac{1}{2} F_S \quad (4.3)$$

Die dynamischen Schwenkbewegungen φ_i der Laufrollen verändern die Umfangslänge l_K des von der Kette tangential umschlungenen Laufwerks. Durch die elastische Verformung der Kette x_K und des Kettenspanners x_S werden die Längenänderungen Δl_K des Umfangs ausgeglichen. Eine Möglichkeit zur Berechnung von Δl_K bietet die Einführung eines Vektorpolygons, wie in Bild 4.7 dargestellt. Die Vektoren \vec{r}_1 bis \vec{r}_6 werden dabei im aufbaufesten Koordinatensystem in Abhängigkeit von φ_1 bis φ_5 berechnet. Da die einzelnen Abschnitte des Vektorpolygons annähernd parallel zu der Kette verlaufen, kann daraus Δl_K wie folgt näherungsweise geschätzt werden:

$$\Delta l_K = \left(\sum_{j=1}^6 |\vec{r}_j| - \sum_{j=1}^6 |\vec{r}_{j,0}| \right) \quad (4.4)$$

Die Summe der Vektorbeträge $|\vec{r}_{j,0}|$ legt die Umfangslänge in der statischen Ruhelage fest und ist konstant. Mit der Summe der Vektorbeträge $|\vec{r}_j|$ wird der variable Anteil in Abhängigkeit von den Schwenkbewegungen der Rollen φ_i berechnet. Die Differenz aus (4.4) liefert schließlich die gesuchte Änderung der Umfangslänge. Der Zusammenhang zwischen den Verformungen der Kette und des Kettenspanners lässt sich aus (4.3) wie folgt herstellen:

$$2F_{K,dyn} = F_{S,dyn} \quad (4.5)$$

Mit $F_{K,dyn} = x_K \cdot c_K$ und $F_{S,dyn} = x_S \cdot c_S$ folgt daraus die Beziehung:

$$x_K = \frac{1}{2} \cdot \frac{c_S}{c_K} \cdot x_S \quad (4.6)$$

Die Umfangsdifferenz Δl_K wird als vollständig durch die Verformung der Kette und des Kettenspanners kompensiert angenommen. Somit gilt:

$$\Delta l_K = \left(x_K + \frac{1}{2} \cdot x_S \right) \quad (4.7)$$

Durch Einsetzen von (4.6) in (4.7) folgt die Beziehung:

$$x_S = \frac{2}{\left(\frac{c_S}{c_K} + 1 \right)} \cdot \Delta l_K \quad (4.8)$$

Somit gilt für die Berechnung der Kettenzugkraft F_K :

$$F_K = \frac{1}{2} \cdot F_S = \frac{1}{2} \cdot (x_S \cdot c_S + F_{S,0}) = \frac{c_S \cdot c_K}{c_S + c_K} \cdot \Delta l_K + \frac{1}{2} \cdot F_{S,0} \quad (4.9)$$

Die Richtungsänderung der Kettenzugkraft F_K infolge der Laufrollenbewegung bewirkt, wie in Bild 4.8 skizziert, eine resultierende Kraft $F_{R,i}$ im Mittelpunkt der jeweiligen Rolle.

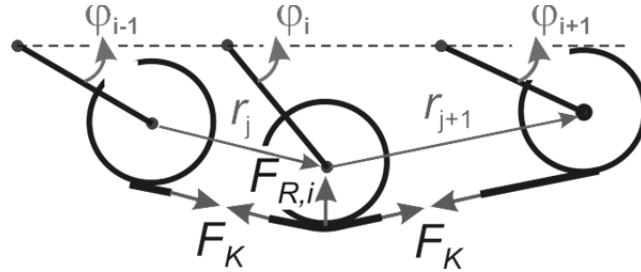


Bild 4.8: Kräftefreischnitt zur Berechnung der resultierenden Kraft an einer Laufrolle

Der Richtungsvektor der Rollenkraft $F_{R,i}$ kann in Abhängigkeit von der Position der benachbarten Rollen wie folgt berechnet werden:

$$\vec{e}_{R,i} = \left(\frac{1}{|\vec{r}_{j+1}|} \cdot \vec{r}_{j+1} - \frac{1}{|\vec{r}_j|} \cdot \vec{r}_j \right)^{(0)} \quad (4.10)$$

Die Notation $(\cdot)^{(0)}$ bedeutet dabei die Normierung des Vektors auf Länge Eins. Für die resultierende Kraft $\vec{F}_{R,i}$ an der Rolle i gilt demnach der Zusammenhang:

$$\vec{F}_{R,i} = \begin{cases} \vec{0}, & e_{R,i,z} \leq 0 \\ |F_K| \cdot \vec{e}_{R,i}, & e_{R,i,z} > 0 \end{cases} \quad (4.11)$$

Mit der Fallunterscheidung für das Vorzeichen des skalaren z-Anteils $\vec{e}_{R,i,z}$ des Richtungsvektors wird die Tatsache berücksichtigt, dass die Rolle keine formschlüssige Verbindung zu der Kette hat und somit nur für eine positive vertikale Richtungskomponente $e_{R,i,z} > 0$ eine Gegenkraft erfahren kann.

Antriebs- und Bremskräfte

Ein weiterer Bestandteil des Fahrzeugmodells betrifft die Einleitung der Antriebs- und Bremskräfte. Bei bestimmten Fahrmanövern führen diese bei Kettenfahrzeugen zu ausgeprägten Nickschwingungen des Aufbaukörpers und sind somit auch zu berücksichtigen. In Bild 4.9 ist vereinfacht die Wirkungsweise der Antriebs- und Bremskräfte im Laufwerk skizziert.

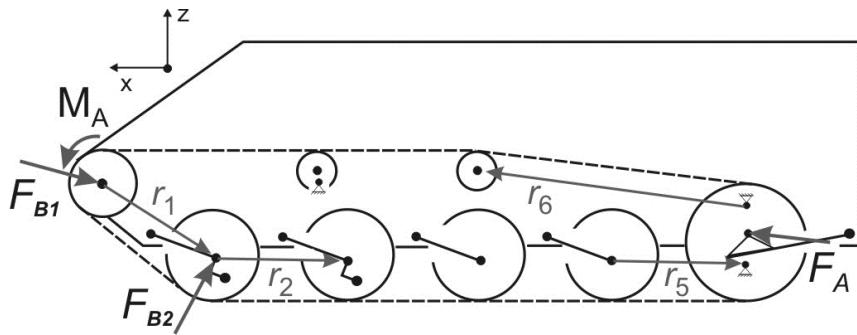


Bild 4.9: Antriebs- und Bremskräfte im Kettenlaufwerk

Durch das Antriebsmoment M_A am Antriebskranz wird die Antriebszugkraft in die Kette eingeleitet. Während der obere Abschnitt der Kette dadurch in Bewegung gesetzt wird, haftet der untere Abschnitt auf dem Untergrund. Durch die Umlenkung der Kette bzw. der Antriebskraft an der Umlenkrolle entsteht eine resultierende Antriebskraft \vec{F}_A , die das Fahrzeug in Bewegung setzt. Der Angriffspunkt der Antriebskraft befindet sich im Mittelpunkt der Umlenkrolle im Heck. Die Richtungsnormale wird von der Führungsrichtung der Kette bestimmt und kann ähnlich wie im Kettenmodell aus den Polygonvektoren r_i berechnet werden:

$$\vec{F}_A = F_A \cdot \vec{e}_{F_A} = F_A \cdot \left(\frac{1}{|r_6|} \cdot \vec{r}_6 - \frac{1}{|r_5|} \cdot \vec{r}_5 \right)^{(0)} \quad (4.12)$$

Beim Bremsen stützt sich das Fahrzeug mit dem Antriebskranz und mit der vorderen Laufrolle auf der Kette ab. Die resultierende Bremskraft \vec{F}_B setzt sich somit aus zwei Kraftkomponenten \vec{F}_{B1} und \vec{F}_{B2} zusammen, die jeweils im Mittelpunkt der Rollen eingreifen. Für die Berechnung der Richtungen der Bremskräfte gilt:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{B1} &= F_{B1} \cdot \vec{e}_{F_{B1}} = F_{B1} \cdot \left(\begin{pmatrix} -1 \\ 0 \end{pmatrix} + \frac{1}{|\vec{r}_1|} \cdot \vec{r}_1 \right)^{(0)} \\ \vec{F}_{B2} &= F_{B2} \cdot \vec{e}_{F_{B2}} = F_{B2} \cdot \left(\frac{1}{|\vec{r}_2|} \cdot \vec{r}_2 - \frac{1}{|\vec{r}_1|} \cdot \vec{r}_1 \right)^{(0)} \end{aligned} \quad (4.13)$$

So lassen sich die entsprechenden Anfahr- und Bremsmanöver auch ohne ein komplexes Kettenmodell simulieren. Die Kraftbeträge werden dabei mit Hilfe eines vereinfachten Fahrermodells in Abhängigkeit vom gewünschten Geschwindigkeitsprofil berechnet.

Modellierung der Laufwerks- und Fahrbahnanregung

Das Modell der Störanregung berücksichtigt die periodische Anregung der Laufrollen beim Überrollen der Kettengelenke und die Anregung aus dem Fahrbahnprofil. Die Ursache beider Anregungsarten liegt in der Natur eines Kettenlaufwerks und resultiert aus dem Abrollen der Laufrollen auf der Innenseite der Kette. Die Anregungsfrequenzen und Amplituden sind von der Fahrbahn, der Fahrgeschwindigkeit und der Gestalt der Kette abhängig.

Die **periodische Anregung** $z_{S,P}(t)$ ist vor allem auf das Überfahren der Lücken an den Verbindungsstellen zwischen benachbarten Kettengliedern zurückzuführen. In Bild 4.10 sind Fragmentaufnahmen der Überfahrt einer Kettenverbindung skizziert.

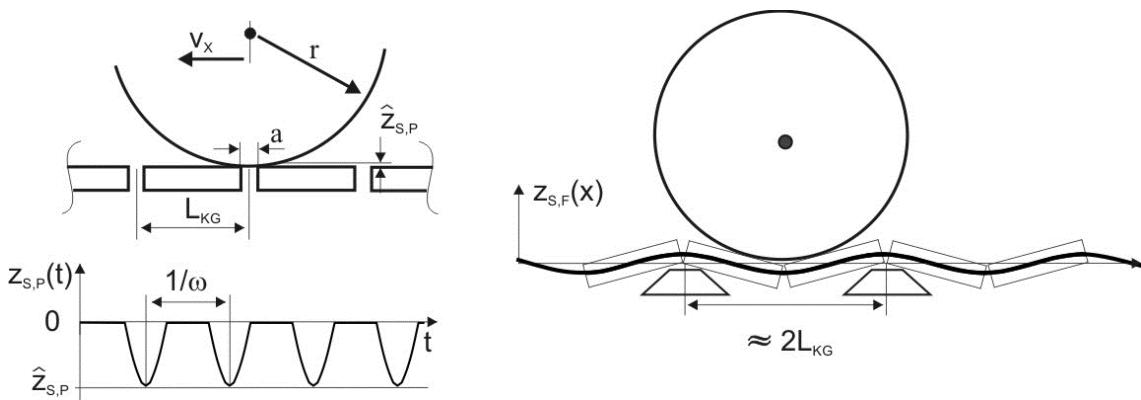


Bild 4.10: Periodische Störanregung (links) und Fahrbahnglättung (rechts)

Die Vergleiche mit Messungen aus Fahrversuchen haben gezeigt, dass sich diese Anregung durch die Überlagerung zweier Sinusfunktionen approximieren lässt:

$$z_{S,P}(t) = \hat{z}_{S,P} \cdot (\sin(\omega_{S,P}t) - |\sin(\omega_{S,P}t)|) \cdot \frac{1}{2} \quad (4.14)$$

Für die Kreisfrequenz $\omega_{S,P}$ gilt dabei:

$$\omega_{S,P} = v_x \cdot \frac{2\pi}{L_{KG}} \quad (4.15)$$

mit L_{KG} als Abstand zweier benachbarter Kettengelenke und v_x als Fahrgeschwindigkeit. Die Amplitude der Anregung $\hat{z}_{S,P}$ kann in erster Näherung der Höhe des Kreissegments a gleichgesetzt werden. Damit gilt:

$$\hat{z}_{S,P} = r - \sqrt{r^2 - \frac{a^2}{4}} \approx \frac{a^2}{8r} \quad (a \ll r) \quad (4.16)$$

Für die Modellierung der **Fahrbahnanregung** $z_{S,F}$ werden im Rahmen dieser Arbeit Anregungsprofile fester (unnachgiebiger) Fahrbahnen mit einer definierten Profilgeometrie hinzugezogen. Das ist einerseits durch den Wunsch nach der

Reproduzierbarkeit der Ergebnisse aus den Messfahrten und andererseits durch die Annahme der „worst case“ Belastung für die Auslegung der Fahrzeugfederung zu begründen.

In Bild 4.11 sind die drei verwendeten Fahrbahntypen Sinusbahn, Hindernisbahn und stochastische Bahn sowie deren Höhenprofile illustriert.

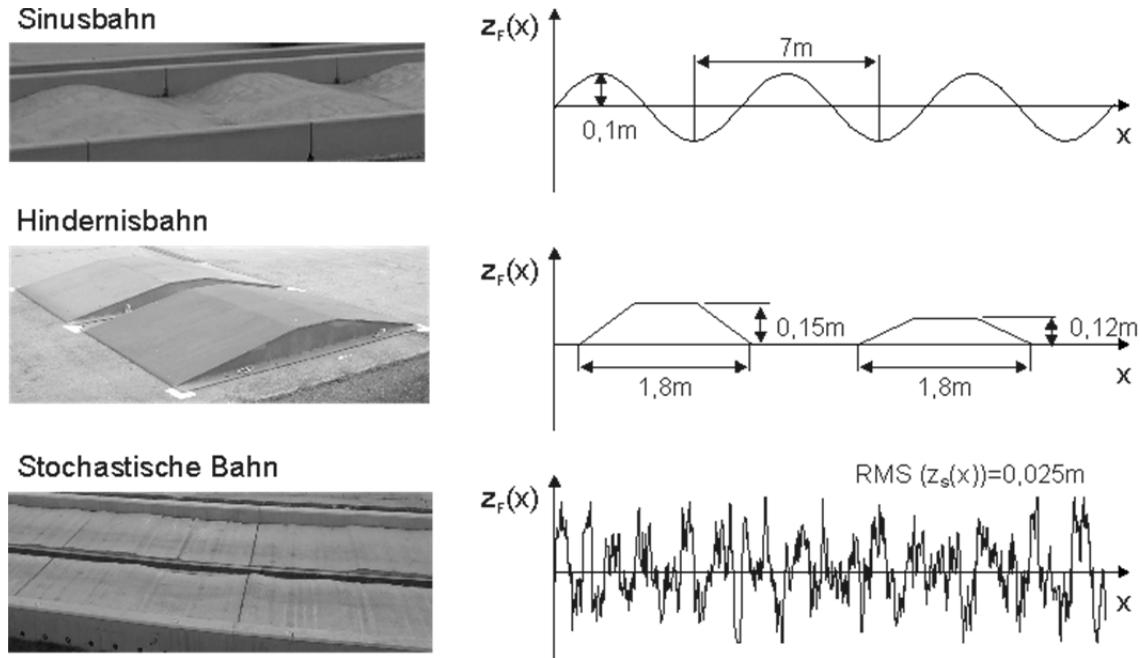


Bild 4.11: Höhenprofile der relevanten Fahrbahnen

Die sinusförmige Bahn ist besonders für Untersuchungen der Aufbaueigenbewegungen gut geeignet. Je nach Fahrgeschwindigkeit können so die kritischen Bewegungsformen mit zugehörigen Eigenfrequenzen harmonisch angeregt und analysiert werden. Die Hindernisbahn dient ebenfalls der Analyse der Aufbaubewegungen. Die Anregung hat jedoch einen gemischten Charakter und enthält auch nichtharmonische Anteile und Stöße. Die der Anregung im festen Gelände entsprechende Bahn ist die mit einer stochastischen Verteilung des Höheprofils. Hier kann neben den Aufbaubewegungen insbesondere auch die Entkopplung der höherfrequenten Anregungsanteile charakterisiert werden.

Die genannten Anregungen werden naturgemäß erst über den unteren Kettentrum in das Laufwerk eingeleitet. Während der Fortbewegung des Fahrzeugs breitet sich die Kette wie ein „Teppich“ auf der Fahrbahn aus. Die Kette nimmt dabei, soweit es die Kettengelenke und die Elastizitäten zulassen, die Profilgestalt an. Der Rest wird verzerrt bzw. geglättet. Dieser Effekt kann hier, ähnlich wie ein Latschfilter beim Reifen eines Radfahrzeugs [Früh85], mit einer Tiefpassfilterung der Fahrbahnanregung approximiert werden. Die Eckfrequenz des Filters wird wiederum von der Kettengestalt bestimmt. Wie in Bild 4.10 rechts skizziert, ist die Anpassung an die Fahrbahnoberfläche von der Länge der Kettenglieder abhängig und somit nur begrenzt möglich. Die Wellenlängen

der Anregung betragen bei mäßiger Verformung der Kettengelenke in etwa die doppelte Kettengliedlänge. Für die Zeitkonstante T_S des zugehörigen Tiefpassfilters gilt somit:

$$\frac{1}{T_S} = v_x \cdot \frac{\pi}{L_K} \quad (4.17)$$

Die tatsächlich an der Rolle anliegenden Anteile der Fahrbahnanregung z_{SF} berechnen sich demnach im Frequenzbereich aus:

$$z_{SF}(s) = \frac{1}{T_s^2 s^2 + 2T_s 0,8s + 1} \cdot z_F(s) \quad (4.18)$$

Die gesamte Störung z_S setzt sich schließlich aus der Überlagerung der gefilterten Fahrbahnanregung $z_{S,F}$ und dem periodischen Anteil der Kettenanregung $z_{S,P}$ zusammen. Die Einleitung der Anregung in das MKS-Modell erfolgt mittels Verschiebung des Fußpunktes der linearen Kontaktfeder c_R (vgl. Bild 4.4).

Modellcharakteristik

In Bild 4.12 ist eine Übersicht der Modellstruktur mit den wichtigsten Signalflüssen skizziert. Die zu simulierenden Fahrmanöver (z.B. Geschwindigkeits- und Bremsprofile aus einem Fahrversuch) werden im gleichnamigen Block definiert. Aus einem Vergleich des aktuellen Fahrzustandes mit dem definierten Soll-Fahrzustand werden die zugehörigen Antriebs- und Bremskräfte berechnet und in das MKS eingeprägt.

Die Eingänge des Anregungsmodells sind die in Abhängigkeit vom Fahrmanöver sich ändernde Fahrgeschwindigkeit und die Fahrzeugposition in Fahrtrichtung. Demnach werden die Anregungsprofile für die Fußpunkte der Kontaktfedern vorgegeben. Das Kettenmodell erhält die aktuellen Positionen der Laufrollen bezüglich des fahrzeugfesten Koordinatensystems (BCS) und berechnet daraus die aus der Umlenkung der Kettenzugkraft resultierenden Krafteinflüsse auf die Laufrollen. Aus dem Zusammenspiel aller Modellanteile werden schließlich die relevanten Zustandsgrößen des Fahrzeugs berechnet.

Die Überführung der vorgestellten Modellkonfiguration in eine einheitliche mathematische Beschreibungsform erfolgt rechnergestützt mit Hilfe des Lagrange-Formalismus [Hib06]. Das Ergebnis ist ein kompaktes Differentialgleichungssystem bestehend aus 13 zeitinvarianten, inhomogenen und nichtlinearen Differentialgleichungen 2. Ordnung. Die nichtlinearen Anteile resultieren vorwiegend aus dem Kettenmodell. Die Gleichungen haben die allgemeine Form:

$$\underline{M}(\underline{q})\ddot{\underline{q}} + \underline{C}(\underline{q})\dot{\underline{q}} + \underline{h}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}) = \underline{F}_G \quad (4.19)$$

Der Vektor \underline{q} der generalisierten Koordinaten:

$$\underline{q}(t) = (z_B \ \varphi_B \ \gamma_B \ \varphi_{1l} \ \varphi_{2l} \ \varphi_{3l} \ \varphi_{4l} \ \varphi_{5l} \ \varphi_{1r} \ \varphi_{2r} \ \varphi_{3r} \ \varphi_{4r} \ \varphi_{5r})^T \quad (4.20)$$

besteht ausschließlich aus den Freiheitsgraden des MKS gemäß Bild 4.4.

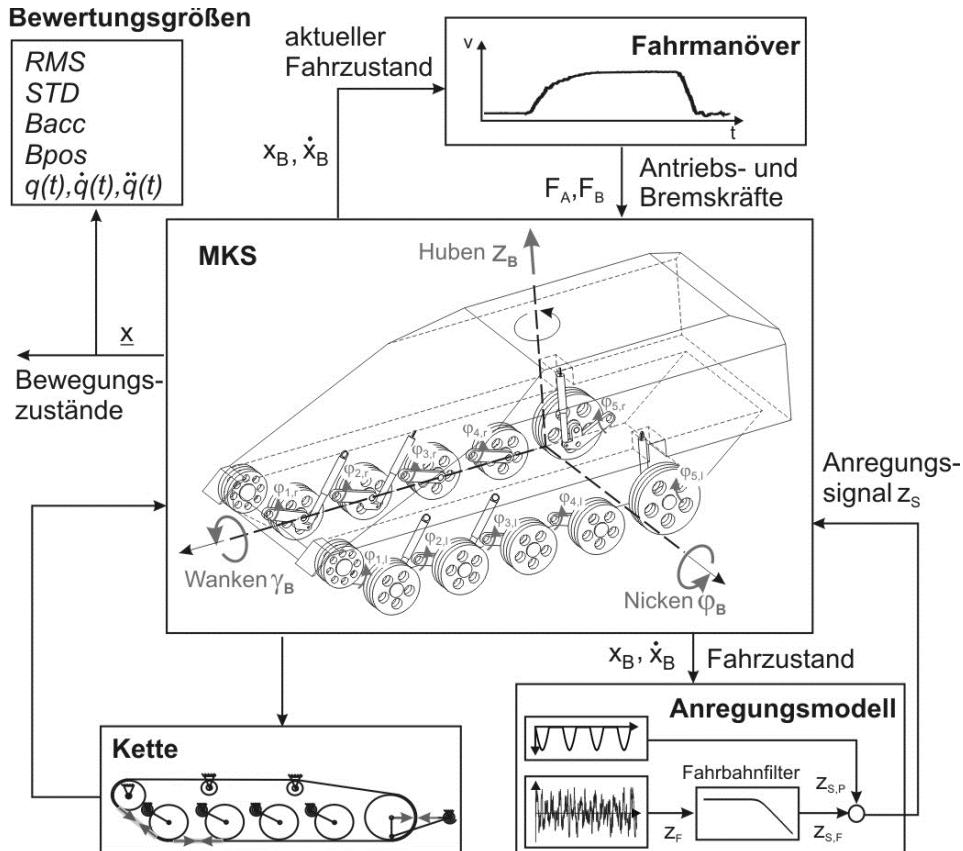


Bild 4.12: Übersicht Vertikaldynamik-Modell

Die Transformation in die nichtlineare explizite Zustandsraumdarstellung liefert das Gleichungssystem (4.21) bestehend aus 26 Differentialgleichungen 1. Ordnung.

$$\dot{\underline{q}}(t) = \begin{pmatrix} \dot{q} \\ \dot{\dot{q}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{q} \\ M^{-1}(q) [F_G - h(\underline{q}, \dot{\underline{q}}) - \underline{C}(\underline{q}, \dot{\underline{q}})] \end{pmatrix} \quad (4.21)$$

In dieser Form ist das Vertikaldynamik-Modell für numerische Simulationen und Analysen im Zeit- bzw. entsprechend linearisiert auch im Frequenzbereich sehr gut geeignet. Trotz zahlreicher Vereinfachungen beschreibt der vorgestellte Modellierungsansatz hinreichend genau das dynamische Verhalten des realen Kettenfahrzeugs.

In Bild 4.13 sind dazu die Ergebnisse der Modellvalidierung anhand simulierter und real gemessener Fahrversuche dargestellt. Offensichtlich ist hier eine gute Übereinstimmung der Bewegungsabläufe, wie z.B. der Nickbewegungen der Aufbaumasse und der

Federwege. Die Modellparameter können dabei weitgehend aus den Konstruktionsdaten des Fahrzeugs entnommen werden.

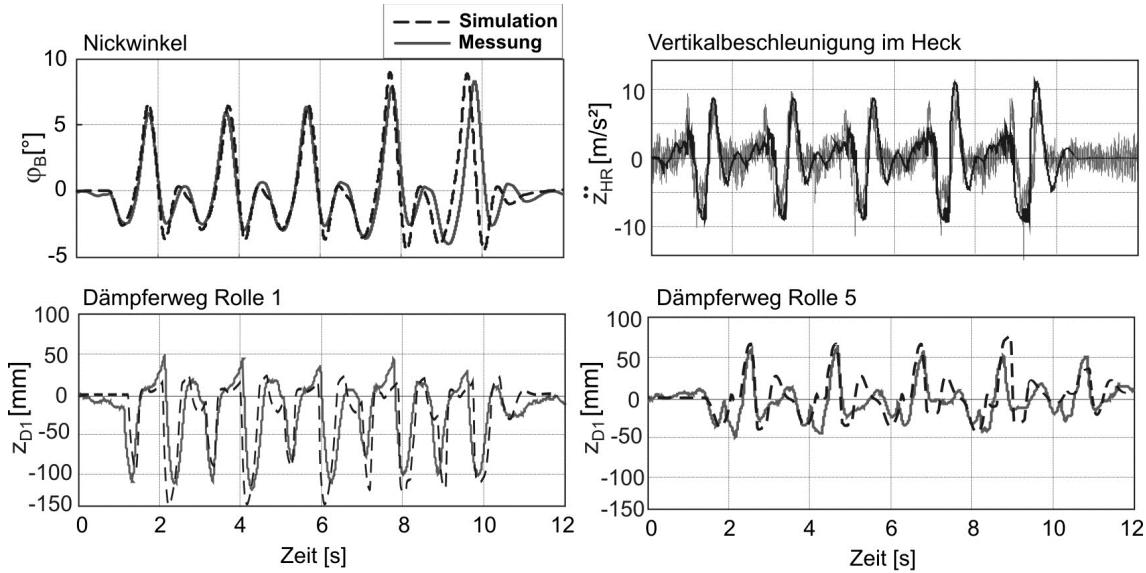


Bild 4.13: Gegenüberstellung Messung vs. Simulation

4.2.2 Analyse und Bewertung der Vertikaldynamik

Die Systemgleichungen dienen als Grundlage für die Analyse des Bewegungsverhaltens. Dabei handelt es sich um ein nicht konservatives schwingungsfähiges System mit 13 Freiheitsgraden. Das MKS ist in der Lage, sowohl die freien gedämpften Eigenschwingungen als auch, überlagert dazu, die durch die Störanregung (z.B. Fahrbahn) erzwungenen Schwingungen auszuführen. Eine der naheliegenden Formen der Analyse dieser dynamischen Vorgänge ist die Lösung der zugehörigen inhomogenen Systemgleichungen (4.21) mit Hilfe numerischer Integrationsverfahren. Die Methode ermöglicht neben der homogenen und partikulären Lösung im Zeitbereich auch die Berücksichtigung natürlicher nichtlinearer Effekte, wie z.B. des Kontakts zur Fahrbahn. Damit ist eine besonders genaue Wiedergabe der Vertikaldynamik des zu analysierenden Fahrzeugs unter realitätsnahen Einsatzbedingungen gegeben. Die Linearisierung der nichtlinearen Gleichungsanteile in einem Betriebspunkt, wie z.B. in der stabilen Ruhelage im eingeschwungenen Zustand, ermöglicht darüber hinaus weitere effektive Analysemethoden. Dazu gehören insbesondere die Lösung des Eigenwertproblems mit einem Einblick in das Eigenschwingungsverhalten des Fahrzeugkörpers sowie die Analyse im Frequenzbereich, um das erzwungene Schwingungsverhalten und das Störübertragungsverhalten der Fahrzeugstruktur zu erfassen.

Neben der systematischen Gewinnung von Kenntnissen über das dynamische Systemverhalten dienen die Ergebnisse der Analysemethoden vor allem der Ableitung geeigneter Größen zur Bewertung der Systemfunktionalität. Die Bewertungsgrößen

orientieren sich dabei an den funktionalen Anforderungen und werden aus mindestens einer bzw. aus mehreren Zustandsgrößen zusammengesetzt.

Analyse der Eigenwerte und Eigenmoden

Die Linearisierung der Systemgleichungen aus (4.19) führt zu einem linearen Gleichungssystem der Form:

$$\underline{M} \cdot \underline{\ddot{q}}(t) + \underline{D} \cdot \underline{\dot{q}}(t) + \underline{C} \cdot \underline{q}(t) = \underline{f}(t) \quad (4.22)$$

Daraus folgt unmittelbar die linearisierte Zustandsraumdarstellung:

$$\begin{pmatrix} \underline{q}(t) \\ \dot{\underline{q}}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{0} & \underline{E} \\ -\underline{M}^{-1}\underline{C} & -\underline{M}^{-1}\underline{D} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{q}(t) \\ \dot{\underline{q}}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \underline{0} \\ \underline{M}^{-1}\underline{f}(t) \end{pmatrix} \quad (4.23)$$

mit dem Vektor der generalisierten Koordinaten \underline{q} gemäß (4.20). Zur Analyse der Systemeigenschwingungen soll zunächst die homogene Zustandsdifferentialgleichung

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} = \begin{pmatrix} \underline{0} & \underline{E} \\ -\underline{M}^{-1}\underline{C} & -\underline{M}^{-1}\underline{D} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{q}(t) \\ \dot{\underline{q}}(t) \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

mit der konstanten Systemmatrix \underline{A} betrachtet werden. Die Eigenwerte λ_i der Systemmatrix \underline{A} bestimmen bekanntlich die Dynamik der Eigenbewegungen und die Eigenvektoren \underline{v}_i die zugehörigen Schwingungsformen und lassen sich durch die Lösung des Eigenwertproblems

$$(\lambda_i \cdot \underline{I} - \underline{A}) \cdot \underline{v}_i = \underline{0} \quad (4.25)$$

berechnen. Das Bild 4.14 links zeigt die Ergebnisse der Eigenwertberechnung. Rechts werden die zugehörigen Eigenfrequenzen, Dämpfungsmaße bzw. die Real- und Imaginäranteile der konjugiert komplexen Eigenwertpaare sortiert und aufgelistet. Dabei fallen deutliche Unterschiede in der Größenordnung der Eigenfrequenzen auf. Die „langsam“ Eigenwerte mit den Frequenzen $f_d = 1,6 \text{ Hz}$, $f_d = 2,6 \text{ Hz}$ und $f_d = 3,22 \text{ Hz}$ lassen deren Zugehörigkeit zu den Eigenbewegungen der verhältnismäßig schweren Aufbaumasse vermuten. Die entsprechenden lehrschen Dämpfungsmaße sind relativ klein und sind ein Hinweis auf eine eventuell unzureichende Dimensionierung der Aufbaudämpfung.

Die Frequenzen der „schnelleren“ Eigenwerte liegen ca. um den Faktor 10 höher (25 bis 35 Hz) und beschreiben folglich die Eigenbewegungen der leichten Rollenmassen im Laufwerk. Die geringen Dämpfungswerte bei den Eigenfrequenzen von 32,7 Hz lassen auf die Zugehörigkeit der Eigenwerte zu den ungedämpften mittleren Laufrollen schließen.

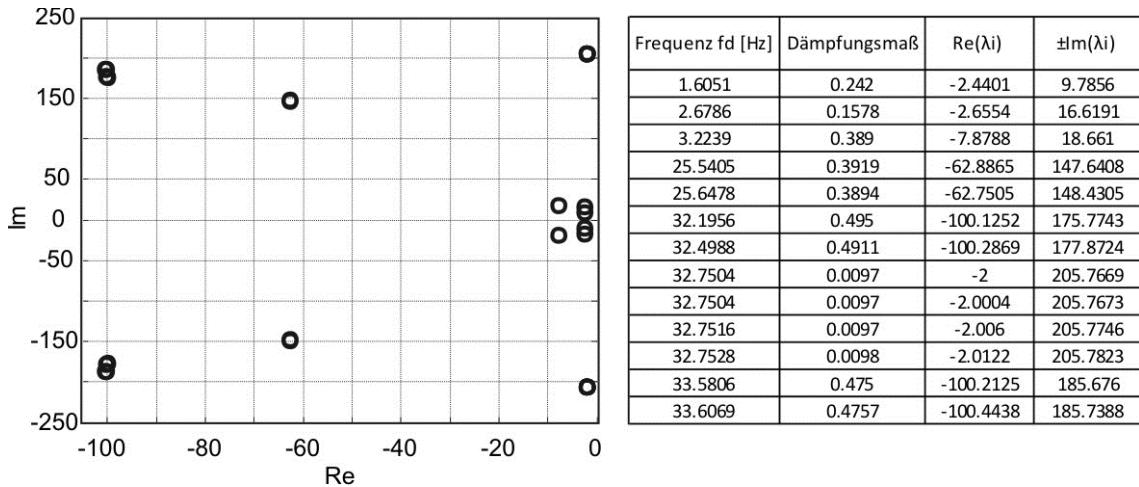


Bild 4.14: Systemeigenwerte

Eine genaue Zuordnung der Eigenwerte kann mit Hilfe der zugehörigen Eigenvektoren ermittelt werden. Die Vernachlässigung der Systemdämpfung ($D = 0$) ermöglicht deren einfache Berechnung mit der Gewichtung der generalisierten Koordinaten bzw. der Bewegungsanteile in Abhängigkeit von den jeweiligen Eigenfrequenzen. Die Vernachlässigung der ohnehin geringen Dämpfungsanteile beeinflusst in diesem Fall die Ergebnisse nur geringfügig. Die Eigenfrequenzen werden dabei kaum verändert. In Bild 4.15 sind die Ergebnisse der Eigenvektorberechnungen für die drei langsamsten Eigenwerte dargestellt.

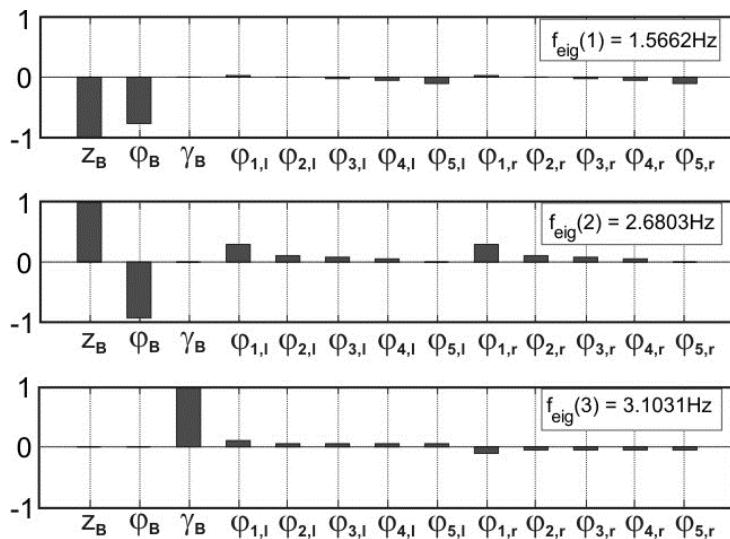


Bild 4.15: Eigenmode der Aufbaubewegungen

Die Eigenfrequenzen $f_{eig}(1)$, $f_{eig}(2)$ und $f_{eig}(3)$ charakterisieren wie bereits vermutet die Eigenbewegungen der Aufbaumasse. Auffällig ist dabei eine starke Kopplung der Hub- und der Nickbewegung. Die Amplituden beider Bewegungen sind sowohl für $f_{eig}(1)$ als auch für $f_{eig}(2)$ von ähnlicher Größenordnung. Die Wankbewegung bleibt dagegen für $f_{eig}(3)$ weitgehend entkoppelt. Im Zusammenhang mit der späteren

Auslegung der Aufbauregelung kann diese starke Kopplung der Hub- und Nickbewegung problematisch werden.

Um die Analyse der Kopplungen zu vereinfachen, soll das MKS bis auf die Aufbaumasse reduziert werden. Der Einfluss der Rollen auf die Aufbaudynamik kann aufgrund der stark unterschiedlichen Eigenfrequenzen vernachlässigt werden. Das komplexe Fahrzeugmodell aus (4.21) wird somit deutlich reduziert. In Bild 4.16 ist das zugehörige physikalische Ersatzmodell illustriert.

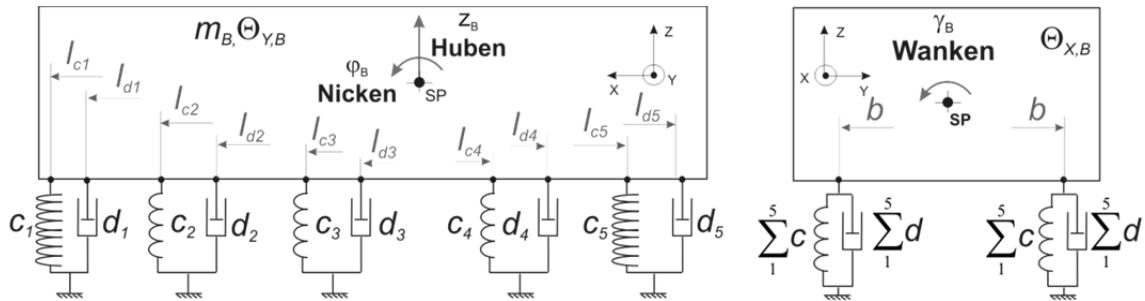


Bild 4.16: physikalisches Ersatzmodell der Aufbaudynamik

Aus der Reduktion resultiert ein lineares Differentialgleichungssystem der Form:

$$\underline{M}_B \cdot \ddot{q}_B(t) + \underline{D}_B \cdot \dot{q}_B(t) + \underline{C}_B \cdot q_B(t) = \underline{0} \quad (4.26)$$

Die Systemmatrizen des reduzierten Modells sind wie folgt besetzt:

$$\begin{aligned}
\underline{M}_B &= \begin{bmatrix} m_B & 0 & 0 \\ 0 & \theta_{Y,B} & 0 \\ 0 & 0 & \theta_{X,B} \end{bmatrix}, \\
\underline{D}_B &= \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^5 d_k & \left(\sum_{k=1}^3 -d_k l_{d,k} + \sum_{k=4}^5 d_k l_{d,k} \right) & 0 \\ \left(\sum_{k=1}^3 -d_k l_{d,k} + \sum_{k=4}^5 d_k l_{d,k} \right) & \sum_{k=1}^5 d_k l_{d,k}^2 & 0 \\ 0 & 0 & b^2 \sum_{k=1}^5 d_k \end{bmatrix}, \\
\underline{C}_B &= \begin{bmatrix} 2 \cdot \sum_{k=1}^5 c_k & 2 \cdot \left(\sum_{k=1}^3 -c_k l_{c,k} + \sum_{k=4}^5 c_k l_{c,k} \right) & 0 \\ 2 \cdot \left(\sum_{k=1}^3 -c_k l_{c,k} + \sum_{k=4}^5 c_k l_{c,k} \right) & 2 \cdot \sum_{k=1}^5 c_k l_{c,k}^2 & 0 \\ 0 & 0 & 2b^2 \sum_{k=1}^5 c_k \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

Der Vektor $\underline{q}_B = (z_B \ \varphi_B \ \gamma_B)^T$ enthält die Freiheitsgrade der Aufbaumasse. Die Besetzung der Nebendiagonalen von Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen (\underline{D}_B , \underline{C}_B) verdeutlicht eine starke Verkopplung der Hub- und Nickbewegungen.

Mit Hilfe der Modaltransformation kann diese Kopplung wie folgt aufgelöst werden:

$$[\underline{Q}^T \underline{M}_B \underline{Q}] \cdot \ddot{\underline{\beta}} + [\underline{Q}^T \underline{D}_B \underline{Q}] \cdot \dot{\underline{\beta}} + [\underline{Q}^T \underline{C}_B \underline{Q}] \cdot \underline{\beta} = \underline{0} \quad (4.27)$$

Für die entkoppelten Hauptkoordinaten $\underline{\beta}$ gilt:

$$\underline{\beta} = \underline{Q}^{-1} \cdot \underline{q}_B \quad (4.28)$$

Die Modalmatrix \underline{Q} lässt sich unter Vernachlässigung der Dämpfungseinflüsse aus der Lösung des Eigenwertproblems wie folgt ermitteln:

$$\begin{aligned} (\lambda_i^2 \cdot \underline{M}_B + \underline{C}_B) \cdot \underline{\kappa}_i &= \underline{0} \\ \underline{Q} &= [\underline{\kappa}_1 \ \underline{\kappa}_2 \ \underline{\kappa}_3] \end{aligned} \quad (4.29)$$

Die Transformation gemäß (4.27) liefert nun ein Differentialgleichungssystem mit diagonalisierten modalen Matrizen $\widehat{\underline{\Theta}}_B$ und $\widehat{\underline{C}}_B$.

$$\begin{bmatrix} \theta_{\beta_1} & 0 & 0 \\ 0 & \theta_{\beta_2} & 0 \\ 0 & 0 & \theta_{\gamma_B} \end{bmatrix} \cdot \ddot{\underline{\beta}} + \begin{bmatrix} d_{\beta_1} & d_{\beta_{1,2}} & 0 \\ d_{\beta_{1,2}} & d_{\beta_2} & 0 \\ 0 & 0 & d_{\gamma} \end{bmatrix} \cdot \dot{\underline{\beta}} + \begin{bmatrix} c_{\beta_1} & 0 & 0 \\ 0 & c_{\beta_2} & 0 \\ 0 & 0 & c_{\gamma} \end{bmatrix} \cdot \underline{\beta} = \underline{0} \quad (4.30)$$

bzw.

$$\widehat{\underline{\Theta}}_B \cdot \ddot{\underline{\beta}} + \widehat{\underline{D}}_B \cdot \dot{\underline{\beta}} + \widehat{\underline{C}}_B \cdot \underline{\beta} = \underline{0}$$

Die Dämpfungsmaatrix $\widehat{\underline{D}}_B$ enthält zunächst besetzte Nebendiagonalen. Die Einträge $d_{\beta_{1,2}}$ sind jedoch im Vergleich zu den Einträgen der Hauptdiagonalen erheblich kleiner. So kann hier zur Erfüllung der Bequemlichkeitshypothese [MPS08] eine diagonale Dämpfungsmaatrix mit $d_{\beta_{1,2}} = 0$ angenommen werden. Damit liegen die Systemgleichungen in einer vollständig modal entkoppelten Form vor. Durch die Transformation der Massenmaatrix $\widehat{\underline{\Theta}}_B$ in eine Einheitsmaatrix \underline{I} kann die Gleichung (4.30) in eine normierte diagonale Darstellungsform überführt werden:

$$\underline{I} \cdot \ddot{\underline{\beta}} + \widehat{\underline{\Theta}}_B^{-1} \cdot \widehat{\underline{D}}_B \cdot \dot{\underline{\beta}} + \widehat{\underline{\Theta}}_B^{-1} \cdot \widehat{\underline{C}}_B \cdot \underline{\beta} = \underline{0}$$

bzw.

$$\ddot{\underline{\beta}} + \begin{bmatrix} 2\zeta_{\beta_1}\omega_{\beta_1} & 0 & 0 \\ 0 & 2\zeta_{\beta_2}\omega_{\beta_2} & 0 \\ 0 & 0 & 2\zeta_{\gamma}\omega_{\gamma} \end{bmatrix} \cdot \dot{\underline{\beta}} + \begin{bmatrix} \omega_{\beta_1}^2 & 0 & 0 \\ 0 & \omega_{\beta_2}^2 & 0 \\ 0 & 0 & \omega_{\gamma}^2 \end{bmatrix} \cdot \underline{\beta} = \underline{0} \quad (4.31)$$

So können die Eigenfrequenzen $\underline{\omega}$ und die Dämpfungsmaße $\underline{\zeta}$ der jeweiligen Bewegungsmoden unmittelbar abgelesen werden. Diese stimmen wie erwartet mit den

Werten aus den Berechnungen mit dem Gesamtfahrzeugmodell in Bild 4.14 weitgehend überein. Der modale Hauptkoordinatenvektor setzt sich gemäß (4.28) wie folgt zusammen:

$$\underline{\beta} = \begin{pmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \gamma_B \end{pmatrix} = \underline{Q}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} z_B \\ \varphi_B \\ \gamma_B \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \kappa_{\beta 1,1} & \kappa_{\beta 1,2} & 0 \\ \kappa_{\beta 2,1} & \kappa_{\beta 2,2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} z_B \\ \varphi_B \\ \gamma_B \end{pmatrix} \quad (4.32)$$

Neben der entkoppelten Wankbewegung γ_B treten dabei zwei weitere Hauptbewegungen β_1 und β_2 in Erscheinung. Nach Gleichung (4.32) lassen sich diese aus der linearen Kombination der Hub- und der Nickbewegung des Aufbaus berechnen:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \kappa_{\beta 1,1} \cdot z_B + \kappa_{\beta 1,2} \cdot \varphi_B \\ \beta_2 &= \kappa_{\beta 2,1} \cdot z_B + \kappa_{\beta 2,2} \cdot \varphi_B \end{aligned} \quad (4.33)$$

Betrachtet man den Fall, bei dem die Aufbaumasse nur jeweils eine der beiden Hauptbewegungen mit zugehöriger Eigenfrequenz vollführt, so gelten folgende Bedingungen (vgl. [MPS08]):

$$\begin{aligned} \beta_1 \neq 0; \beta_2 = 0 & \quad \text{für } \omega = \omega_{\beta 1} \\ \beta_2 \neq 0; \beta_1 = 0 & \quad \text{für } \omega = \omega_{\beta 2} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Das Einsetzen von $\beta_1 = 0$ bzw. $\beta_2 = 0$ in das Gleichungssystem (4.33) ergibt:

$$\begin{aligned} \frac{z_B}{\varphi_B} &= \frac{\dot{z}_B}{\dot{\varphi}_B} = -\frac{\kappa_{\beta 1,2}}{\kappa_{\beta 1,1}}; \quad \text{für } \beta_1 = 0 \\ \frac{z_B}{\varphi_B} &= \frac{\dot{z}_B}{\dot{\varphi}_B} = -\frac{\kappa_{\beta 2,2}}{\kappa_{\beta 2,1}}; \quad \text{für } \beta_2 = 0 \end{aligned} \quad (4.35)$$

In diesem Fall stehen die Hub- und die Nickschwingungen bzw. die zugehörigen Geschwindigkeiten in einem festen Verhältnis zueinander. Eine derartige Konstellation entsteht bei der ebenen Bewegung eines starren Körpers, wenn dieser eine reine Drehung um einen festen Momentanpol P in einem bestimmten Abstand l vom Schwerpunkt SP vollführt (vgl. [Hib06]). Im vorliegenden Fall ist es die Drehung φ_B der Aufbaumasse um die y-Achse. Bei den beiden Bewegungsmoden β_1 und β_2 handelt es sich also um die Nickbewegungen um zwei unterschiedliche Momentanpole P1 und P2 mit den Abständen $l_{\beta 1}$ und $l_{\beta 2}$ zum Aufbauschwerpunkt. Unter der Annahme kleiner Winkel können diese Abstände dem festen Verhältnis der Hub- und die Nickschwingungen aus (4.35) gleichgesetzt werden:

$$\begin{aligned} l_{\beta 1} &= -\frac{\kappa_{\beta 2,2}}{\kappa_{\beta 2,1}}; \quad \text{für } \beta_2 = 0 \text{ und } \beta_1 \neq 0 \\ l_{\beta 2} &= -\frac{\kappa_{\beta 1,2}}{\kappa_{\beta 1,1}}; \quad \text{für } \beta_1 = 0 \text{ und } \beta_2 \neq 0 \end{aligned} \quad (4.36)$$

Im Bild 4.17 sind zusammenfassend die Ergebnisse der Modalanalyse dargestellt. Bei den entkoppelten Eigenbewegungen der Aufbaumasse handelt es sich also um zwei Nickschwingungen β_1 und β_2 mit den zugehörigen Eigenfrequenzen $f_{\beta_1} = 1,6 \text{ Hz}$ und $f_{\beta_2} = 2,67 \text{ Hz}$ in der XZ-Ebene und um die Wankschwingung γ_B mit der Eigenfrequenz $f_\gamma = 3,2 \text{ Hz}$ in der YZ-Ebene.

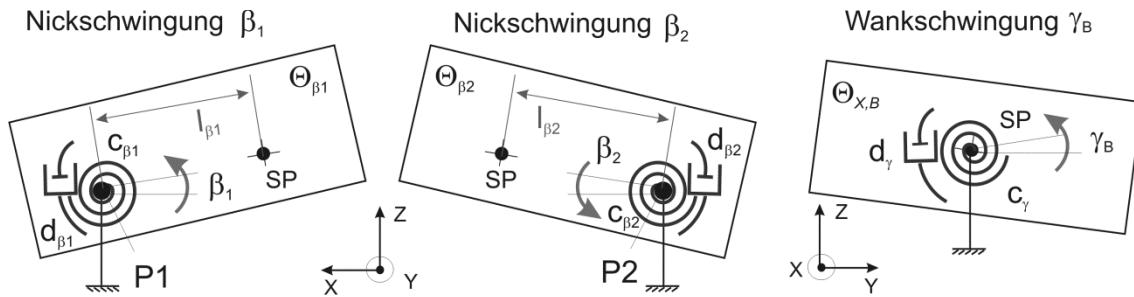


Bild 4.17: Bewegungsmoden der Aufbaumasse

Der Momentanpol der Wankbewegung befindet sich unter der Voraussetzung kleiner Auslenkungen im Schwerpunkt der Aufbaumasse. Der Momentanpol der ersten Nickschwingung liegt im Abstand l_{β_1} in positive X-Richtung (Fahrtrichtung) vom Schwerpunkt und von der zweiten im Abstand l_{β_2} in der entgegengesetzten Richtung. Die Eigendämpfung der Mode beträgt $\zeta_{\beta_1} = 0,24$, $\zeta_{\beta_2} = 0,15$ und $\zeta_\gamma = 0,38$ und ist insbesondere bei den beiden Nickbewegungen sehr gering.

Wie sich später noch zeigen wird, spielen die beiden entkoppelten Nickbewegungen eine führende Rolle bei dem Entwurf der Aufbauregelung. Die Eigendämpfung $(\zeta_{\beta_1}, \zeta_{\beta_2}, \zeta_\gamma)$ der drei Bewegungsmoden dienen dabei als Bewertungs- bzw. Zielgrößen.

Analysen der simulierten Fahrversuche

Die Interpretation und Bewertung der Ergebnisse aus der Simulation der Fahrversuche bildet den Schwerpunkt der modellbasierten Analyse. Die Ergebnisse resultieren aus der numerischen Lösung des validierten Systemmodells gemäß (4.21). Den inhomogenen Anteil der Systemgleichungen bilden die realitätsnahen Fahrbahn- und Kettenanregungen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (vgl. Bild 4.12). Aus der Menge der berechneten Zustandsgrößen sind im Rahmen der vorliegenden Betrachtungen insbesondere die für die Bewertung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit relevanten Größen von Interesse.

Die Vertikaldynamik eines Kettenfahrzeugs wird in hohem Maße durch die Nickbewegung der Aufbaumasse dominiert. Damit ist der zeitliche Verlauf des Nickwinkels bzw. der Nickwinkelbeschleunigung eine der wichtigsten Bewertungsgrößen im Zeitbereich. Besonders bei definierten, niederfrequenten Anregungssequenzen, wie z.B. die Überfahrt der Hindernisbahn, ist die Bewertung des Fahrkomforts anhand der Beschleunigung gut möglich. In Bild 4.18 werden dazu einige Simulationsergebnisse

illustriert. Diese zeichnen sich durch relativ hohe Beschleunigungsspitzen und Nickwinkelamplituden aus. Die Einschwingphasen zwischen den Anregungen sind verhältnismäßig lang und deuten auf die ungenügende Dämpfung hin. Je höher die Amplituden sind, desto höher ist auch der Energieeintrag in die Aufbaumasse und somit auch die Auswirkung der Fahrbahnanregung auf die Insassen bzw. den Fahrzeugkörper.

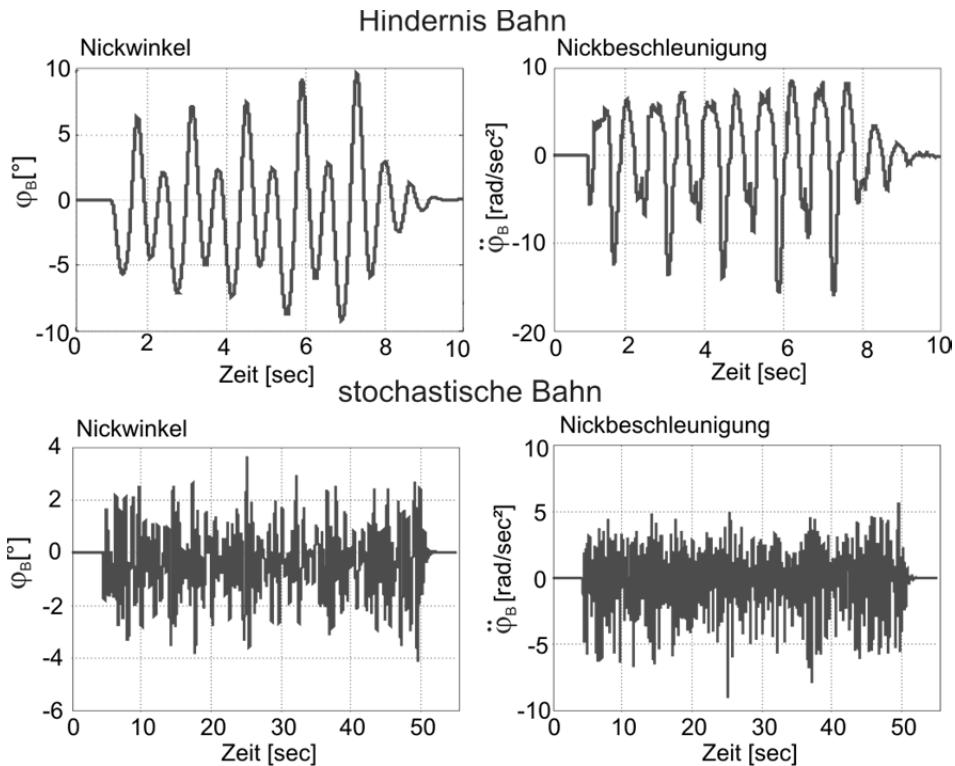


Bild 4.18: Simulationsergebnisse für die Nickbewegung der Aufbaumasse

Insbesondere im Fall einer stochastischen Anregung ist zur Bewertung des Fahrkomforts die Einführung eines statistischen Mittels über die gesamte Anregungsdauer sinnvoll. In diesem Zusammenhang hat sich der Effektivwert des frequenzbewerteten Beschleunigungssignals (RMS) gemäß (4.37) durchgesetzt [MW04].

$$RMS(\ddot{z}_{FW}) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}_{FW}^2(t) dt} \quad (4.37)$$

Die Frequenzbewertung erfolgt durch den Einsatz eines Bewertungsfilters z.B. nach ISO 3631 (siehe Bild 4.19). Damit sollen die für das menschliche Empfinden besonders relevanten Frequenzanteile der Beschleunigung hervorgehoben werden [VDI2057]. Durch die Nickbewegungen werden besonders im vorderen und im hinteren Bereich der Aufbaumasse hohe Beschleunigungsspitzen in vertikaler Richtung hervorgerufen. Dazu sind in Bild 4.19 die Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung in diesen Bereichen dargestellt. Die Maßzahlen zeigen, dass die Beschleunigungsbelastung

bei den vorliegenden Fahrmanövern weitaus höher liegt, als die gemäß Bild 2.11 als kritisch eingestuften Grenzwerte.

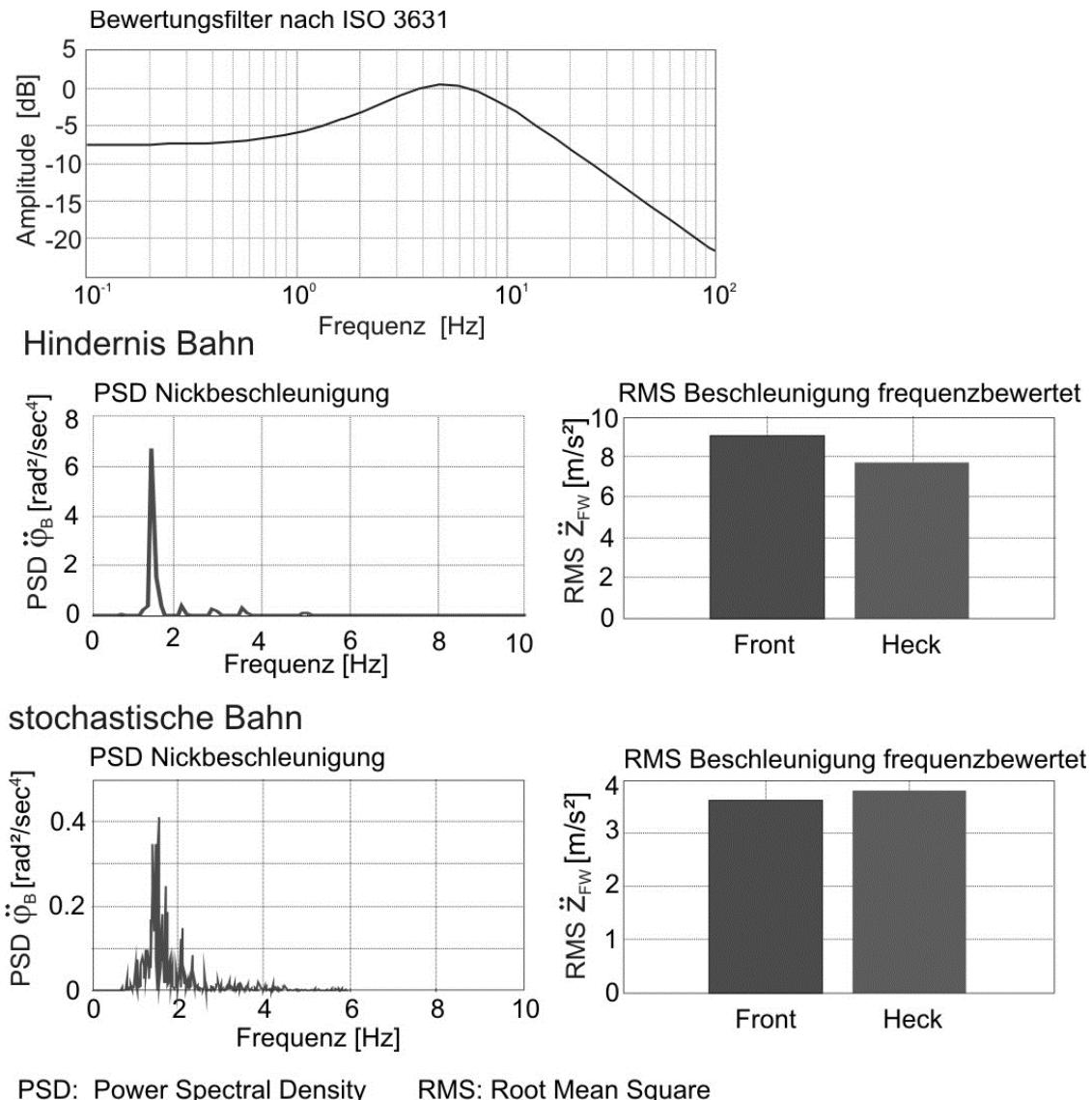


Bild 4.19: Simulationsgrößen zur Bewertung des Fahrkomforts

Eine Fourier-Transformation der Zeitsignale bietet eine Möglichkeit der Darstellung der Schwingung im Frequenzbereich. Zur Bewertung werden häufig nicht nur die Amplituden des transformierten komplexen Signals (Frequenzspektrum), sondern auch die spektrale Leistungsdichte (PSD) ermittelt. Diese kann aus der Fouriertransformierten des Nickbeschleunigungssignals wie folgt berechnet werden.

$$PSD (\ddot{\phi}_B) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} |\ddot{\phi}_B(i\omega)|^2 \quad (4.38)$$

Damit lässt sich insbesondere die Verteilung der RMS-Werte über der Frequenz darstellen. Die entsprechenden Ergebnisse in Bild 4.19 zeigen eine ausgeprägte Dominanz der Anteile im Frequenzbereich in der Nähe der Aufbaueigenfrequenzen.

Die bisher genannten Bewertungsgrößen für den Fahrkomfort sind weit verbreitet und gehören zum Stand der Technik bei der Beurteilung der Schwingungseigenschaften aller Fahrzeugarten einschließlich Kettenfahrzeuge [MW04]. Standardisierte Bewertungskriterien für die Fahrsicherheit eines Kettenfahrzeugs, wie z.B. die Betrachtung der Radlastschwankung bei Radfahrzeugen, sind bisher nicht bekannt. Eine Möglichkeit könnte in diesem Zusammenhang die Einbeziehung der Kettenzugkraft darstellen. Wie im Abschnitt 4.2.1 bereits erläutert, hat das Zusammenspiel der statischen und dynamischen Kettenzugkraftanteile eine sehr hohe Relevanz für eine sichere Kettenführung. Die Gewährleistung einer bestimmten Kettenvorspannung und deren möglichst geringe Schwankung bringen damit in allen Fahrsituationen klare Vorteile für die Fahrsicherheit. Als Kennzahl für die Schwankungen der Kettenzugkraft kann, ähnlich wie bei der Radlastschwankung, die Standardabweichung dienen (vgl. [MW04]). Diese lässt sich aus dem Zeitverlauf der Kettenzugkraft $F_K(t)$ und dem zugehörigen Mittelwert \bar{F}_K wie folgt berechnen:

$$STD(F_K) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [F_K(t) - \bar{F}_K]^2 dt} \quad (4.39)$$

Mit Bezug auf die statische Kettenvorspannung $F_{K,0}$ resultiert ein Bewertungsmaß:

$$B_F = \frac{STD(F_K)}{F_{K,0}} \quad (4.40)$$

Zur Gewährleistung der Fahrsicherheit eines Kettenfahrzeugs soll diese Maßzahl möglichst klein gehalten werden. In Bild 4.20 sind die Simulationsergebnisse zum Verlauf der Kettenzugkraft bzw. die Maßzahl zur Bewertung der Fahrsicherheit dargestellt.

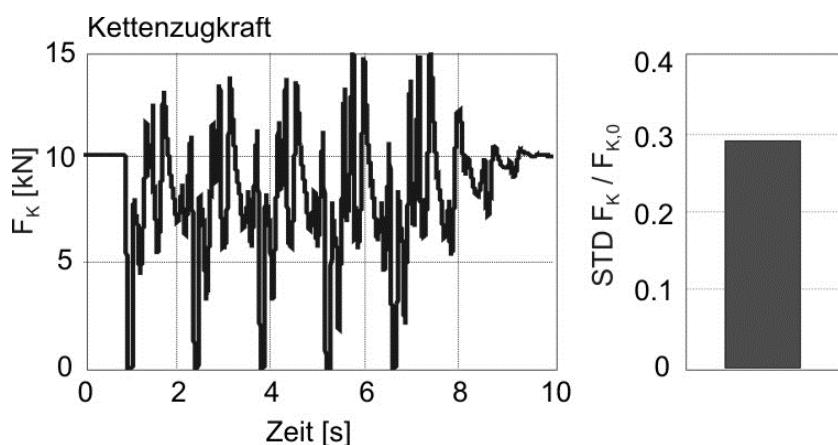


Bild 4.20: Simulationsgrößen zur Bewertung der Fahrsicherheit

Störübertragungsverhalten im Frequenzbereich

Die Betrachtung des Störübertragungsverhaltens ist eine bewährte Möglichkeit zur Analyse der Vertikaldynamik eines Fahrzeugs im Frequenzbereich. Häufig werden dazu die Amplitudengänge der Übertragungsfunktion von der Bodenanregung als Eingangsgröße bis zur Beschleunigung der Aufbaumasse betrachtet. Die Betragshöhe gibt unmittelbar Aufschluss über die Auswirkung der Anregung auf die Beschleunigungsbelastung des Aufbaukörpers. Naheliegend ist diese Darstellungsform bei Untersuchungen an linearen bzw. linearisierten Fahrzeugmodellen. In Bild 4.21 sind die Ergebnisse einer modellbasierten Berechnung des Störübertragungsverhaltens für das vorliegende Kettenfahrzeug dargestellt.

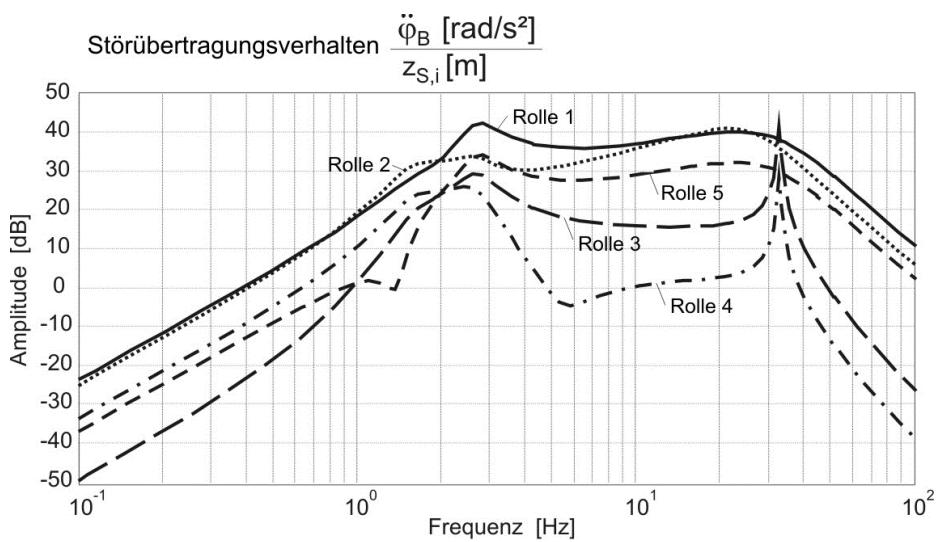


Bild 4.21: Störübertragungsverhalten mit Einzelrollenanregung

Es handelt sich hier um die Auswirkung jeder einzelnen Rollenanregung auf die Nickbeschleunigung der Aufbaumasse. Die Auswirkung der Störung fällt unterschiedlich stark aus. Die Anregungen des ersten und des zweiten Laufrollenpaars, dicht gefolgt von den Umlenkrollen hinten, rufen offenbar die vergleichsweise größeren Nickbeschleunigungen im gesamten Frequenzbereich hervor. Diese Dominanz ist vor allem auf die Wirkung der Dämpfer und auf die Außenposition der Rollen zurückzuführen. Zudem ist beim ersten Laufrollenpaar die federnde Wirkung der Kette zu beachten. Die typischen Amplitudenüberhöhungen sind im Bereich der Eigenfrequenzen der Nickbewegung und der Rollen erkennbar. Die mittleren ungedämpften Rollen 3 und 4 üben dagegen weit weniger Einfluss aus. Ihre verhältnismäßig hohen Peaks nahe 30 Hz sind durch die fehlenden Dämpfer zu erklären.

Bei der Betrachtung mit der Einzelradanregung können lediglich Fragmente der tatsächlichen Störungseinwirkung analysiert werden. Denn bei einem fahrenden Fahrzeug handelt es sich stets um eine Überlagerung der Störquellen infolge der Fortbewegung. In der Regel kommt die am vorderen Rad- bzw. Laufrollenpaar wirkende Störung laufzeitverzögert auch an dem in Fahrtrichtung nachfolgenden

Laufrollenpaar an. Je nach Achsabstand und Fahrgeschwindigkeit entstehen dadurch komplizierte Schwingungszustände, die sich sehr von der vereinfachten Berücksichtigung einer Störquelle unterscheiden. Speziell bei Kettenfahrzeugen wird das durch die hohe Anzahl der Laufrollen bzw. Rollenaufhängungen und relativ kleinen Abständen zwischen den einzelnen Rollen verschärft. Eine Analyse des Störübertragungsverhaltens im Frequenzbereich unter Berücksichtigung dieser Einflüsse ist dennoch möglich. Ein Ansatz zur Berücksichtigung solcher zeitverschobener Effekte ist die Anwendung der Padé-Approximation [Früh85], mit der das Lauf- bzw. Totzeitverhalten durch ein lineares Übertragungsglied der Form:

$$G_{pade} = \frac{a_0 - a_1 s T_t + a_2 (s T_t)^2 - + \dots}{a_0 + a_1 s T_t + a_2 (s T_t)^2 + + \dots} \quad (4.41)$$

nachgebildet wird. Es handelt sich um einen Allpass mit zueinander konjugiert komplexen Zähler- und Nennerpolynomen mit dem Betrag Eins. Die Koeffizienten a_i werden so gewählt, dass der Phasenwinkel möglichst gut dem Winkel des Laufzeitsystems mit der Totzeit T_t angenähert wird [Föl94]. Die Totzeit berechnet sich aus der Fahrgeschwindigkeit v_x und Laufrollenabstand L_R wie folgt:

$$T_t = \frac{L_R}{v_x} \quad (4.42)$$

In Bild 4.22 ist der prinzipielle Aufbau zur Anregung des Laufwerks mit der Padé-Approximation der Laufzeit skizziert. Demnach werden die Fußpunkte der Kontaktfedern fortlaufend mit dem Allpass-gefilterten Störsignal z_s beaufschlagt. Die einzelnen Padé-Glieder haben dabei als Eingangsgröße das verzögerte Anregungssignal $z_{s,i}$ der vorhergehenden Rolle.

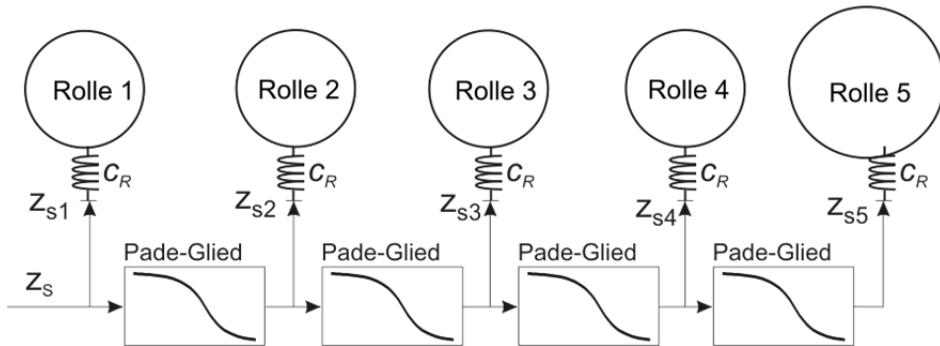


Bild 4.22: Laufrollenanregung mit Padé-Approximation der Laufzeit

Aus der dargestellten Konfiguration resultieren die in Bild 4.23 illustrierten Amplitudengänge des Störübertragungsverhaltens mit dem Störsignal z_s als Eingangs- und der Nickbeschleunigung als Ausgangsgröße. Den Berechnungen liegen Simulationen mit unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeit v_x auf der Schweizer Bahn zugrunde. Die Amplitudengänge enthalten diverse Resonanz- und Tilgungsstellen, die auf die Laufzeitanteile zurückzuführen sind. Der Verlauf ist stark von der Fahr-

geschwindigkeit abhängig. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ist eine deutliche Verschlechterung im Abrollkomfort zu erkennen. Bei langsamer Fahrt werden dagegen verstärkt die Aufbaubewegungen angeregt. Die Darstellungsform bildet erfahrungs-gemäß eine gute Analysegrundlage für die Vergleichsuntersuchungen bei der Bewertung der Synthesemaßnahmen zur Verbesserung des Fahrkomforts.

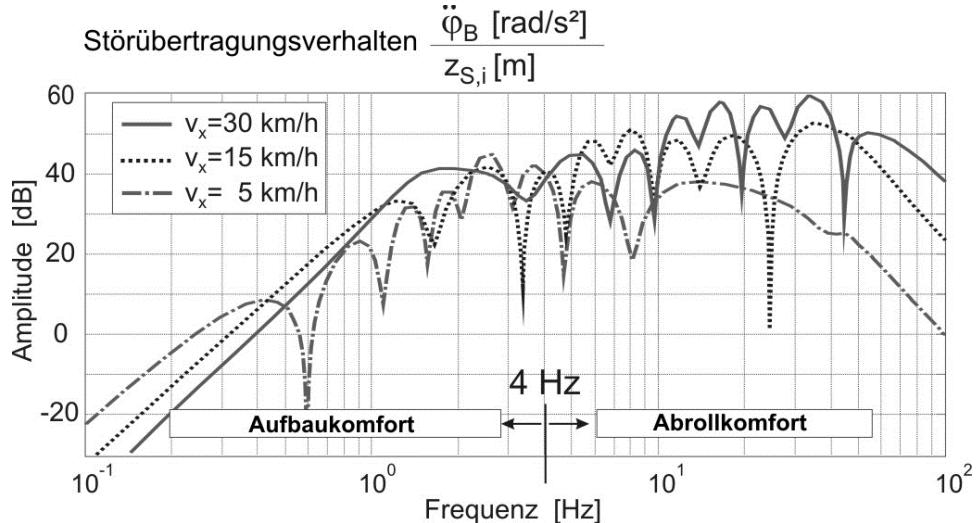


Bild 4.23: Störübertragungsverhalten der Nickbewegung bei der Systemanregung mit Padé-Approximation bei unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeit

Als Bewertungsmaß kann z.B. die Fläche unter dem Amplitudengang im relevanten Frequenzbereich dienen. Bei der Definition der Integrationsgrenzen sind zwei Bereiche zu unterscheiden:

- Bereich der niederfrequenten Aufbaubeschleunigungen bis ca. 4 Hz bzw. $\omega \leq 8\pi \text{ s}^{-1}$ mit größeren Schwingungsamplituden (Aufbaukomfort)
- Bereich der hochfrequenten Aufbaubeschleunigungen 4 bis 80 Hz bzw. $8\pi \text{ s}^{-1} \leq \omega \leq 160\pi \text{ s}^{-1}$ mit geringen Schwingungsamplituden (Abrollkomfort)

Eine Kennzahl zur Bewertung des Fahrkomforts im niederfrequenten Aufbaubereich kann nun wie folgt berechnet werden:

$$B_{acc} = \int_0^{8\pi} \left| \frac{\ddot{\phi}_B(i\omega)}{z_S(i\omega)} \right| d\omega \quad (4.43)$$

Es ist naheliegend, dass neben der Nickbewegung auch die Amplitudengänge der Hub- und der Wankbewegung in die Berechnung der Kennzahl einbezogen werden können:

$$B_{acc1} = \int_0^{8\pi} \left(K_z \cdot \left| \frac{\ddot{z}_B(i\omega)}{z_S(i\omega)} \right| + K_\phi \cdot \left| \frac{\ddot{\phi}_B(i\omega)}{z_S(i\omega)} \right| + K_\gamma \cdot \left| \frac{\ddot{\gamma}_B(i\omega)}{z_S(i\omega)} \right| \right) d\omega \quad (4.44)$$

Die Faktoren K_z , K_φ und K_γ sollen dabei eine zusätzliche Gewichtung der einzelnen Bewegungsgrößen ermöglichen.

Bei der Kennzahl im hochfrequenten Bereich des Abrollkomforts werden die Integrationsgrenzen in den Bereich 4 bis 80 Hz verschoben. Damit gilt:

$$B_{acc2} = \int_{8\pi}^{160\pi} \left(\left| \frac{\ddot{z}_B(i\omega)}{z_S(i\omega)} \right| + \left| \frac{\ddot{\varphi}_B(i\omega)}{z_S(i\omega)} \right| + \left| \frac{\ddot{\gamma}_B(i\omega)}{z_S(i\omega)} \right| \right) \quad (4.45)$$

Zur Bewertung der Aufbauschwingung können anstelle der Aufbaubeschleunigungen auf die gleiche Weise die Amplitudengänge der Positionen herangezogen werden.

4.2.3 Synthese des passiven Federungssystems

Die Ergebnisse der Vertikaldynamikanalyse bestätigen weitgehend die subjektive Bewertung der Insassen im Fahrbetrieb. Die konventionelle Fahrwerksabstimmung mit festen Dämpfer- und Federraten ist nicht optimal. Verbesserungsbedarf besteht insbesondere bei der Dämpfung der Aufbaubewegungen und beim Fahrkomfort.

Eine der möglichen Synthesemaßnahmen ist eine gezielte Optimierung der passiven Komponenten. In Bild 4.24 sind dazu beispielhaft die Ergebnisse einer Sensitivitätsanalyse mit der Variation der Dämpfer- und Federraten illustriert.

Die Abnahme der Dämpferraten führt zu einer deutlichen Steigerung des Fahrkomforts im höherfrequenten Bereich ab ca. 4 Hz. Dagegen verschlechtert sich der Aufbaukomfort bis ca. 4 Hz aufgrund hoher Beschleunigungsamplituden.

Eine Erhöhung der Dämpferraten führt zu einer Umkehrung der Verhältnisse. Die Verbesserung im niedrfrequenten Bereich wird durch hohe Einbußen im höherfrequenten Bereich erkauft. Die Reduktion der Federrate führt zwar zu einer Verbesserung im Komfortbereich ohne Einbußen im Abrollkomfort. Diese Maßnahme allein führt jedoch zu größeren Aufbaubewegungen und kann unter Umständen die Kettenführung gefährden.

Größeres Verbesserungspotential bietet sich gegebenenfalls bei einer ganzheitlichen Systemabstimmung unter Berücksichtigung der Dämpfer- und Federraten. Diese kann nicht nur aus komforttechnischer Sicht zu einer besseren Kompromisslösung führen. Auch die Einbeziehung weiterer Parameter wie z.B. die Anordnung bzw. Anzahl der Feder-/Dämpferelemente und der Laufrollen kann betrachtet werden.

Die zuvor vorgestellte modellbasierte Betrachtung des Störübertragungsverhaltens mit überlagerter Systemanregung bildet dabei eine anschauliche Basis für die Durchführung und Bewertung dieser ganzheitlichen Synthesemaßnahmen und stellt die entsprechenden physikalischen Parameter als „Stellschrauben“ zur Verfügung.

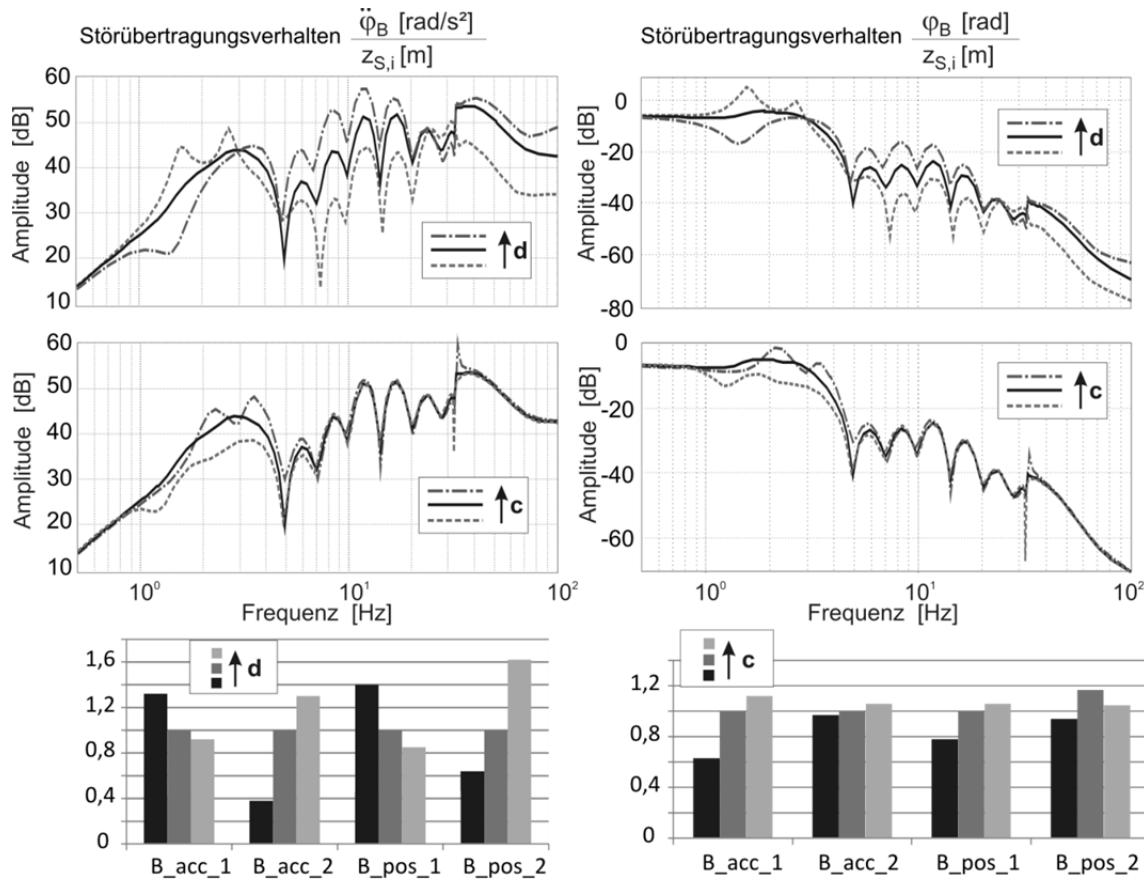


Bild 4.24: Sensitivitätsanalyse mit der Variation der Dämpfer- und Federraten

4.2.4 Lösungskonzept für eine mechatronische Federung

Die Optimierung des Kettenlaufwerks mit passiven Federungselementen kann zwar Verbesserungen herbeiführen, signifikante Fortschritte hinsichtlich der Komfortverbesserung sind jedoch nicht zu erwarten. Nicht zuletzt ist das auf die Schwierigkeiten in Bezug auf die Lösung der bestehenden Zielkonflikte (vgl. Abschnitt 2.12) zurückzuführen. Die Ergebnisse aus Bild 4.24 geben einen Vorgeschmack auf die Verbesserungspotentiale durch die selektive Ausnutzung der Bereiche mit der jeweils günstigsten Einstellung der Feder- bzw. Dämpfercharakteristik mit regelbaren Kraftstellern.

Bild 4.25 zeigt dazu ein mögliches Lösungskonzept für ein geregeltes Kettenlaufwerk bestehend aus den mechatronischen Grundbausteinen: Grundsystem, Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitung. Demnach sollen die Bewegungen des Grundsystems (Kettenfahrzeug) durch die Sensorik erfasst, in einem geeigneten Regelalgorithmus verarbeitet und durch die Stellgrößen der Federungsaktorik korrigiert werden. Die Prinzipskizze zeigt darüber hinaus die Möglichkeiten für die Integration mechatronischer Bausteine in einem Kettenlaufwerk auf. Die Aktorik kann insbesondere in die Federung, in den Kettenspanner und in die Elemente der

Kettenführung (Stützrollen) integriert werden. Die Aktuierung der Stützrollen kann im Zusammenhang mit der Eindämmung der Kettenenschwingungen und Sicherung der Kettenführung im oberen Kettenrum sinnvoll sein. Das kann z.B. durch eine gezielte vertikale Verschiebung der Stützrollen realisiert werden. Ein aktiv verstellbarer Kettenspanner bietet die Möglichkeit der Anpassung der Kettenspannung an die Fahrsituation und die Bodenbeschaffenheit. Damit können z.B. die Zielkonflikte im Zusammenhang mit der Kettenvorspannung weitgehend entschärft werden.

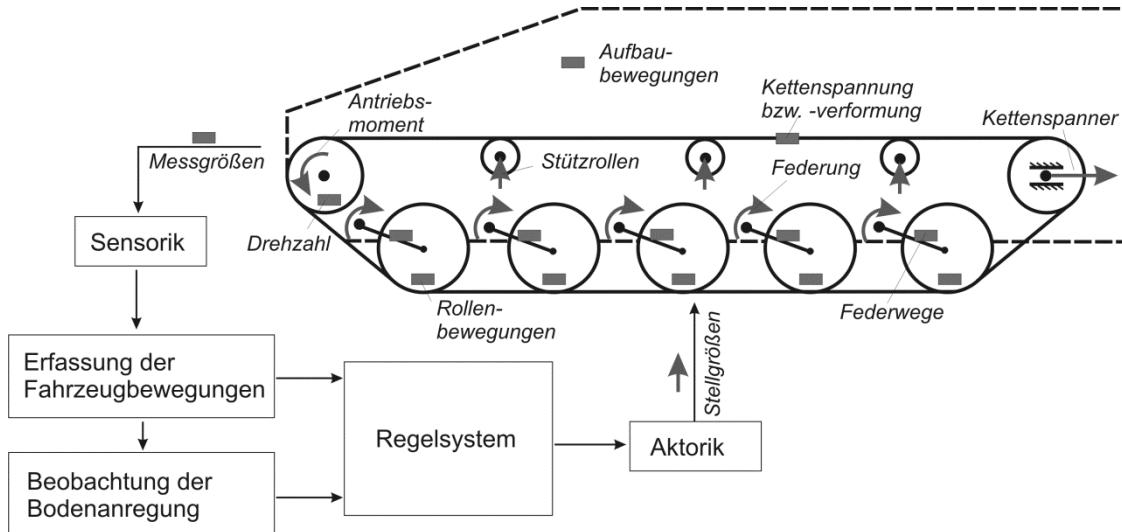


Bild 4.25: Lösungskonzept für ein mechatronisches Kettenlaufwerk

Auch der Antrieb kann für die Stabilisierung der Nickbewegung des Aufbaus beim Anfahren und Bremsen einbezogen werden. Dazu sind den eigentlichen Antriebs- bzw. Bremskräften weitere korrigierende Kettenzugkräfte in Abhängigkeit vom Bewegungszustand der Aufbaumasse zu überlagern. Das mit Abstand größte Maß an Einflussnahme bieten jedoch die regelbaren Federungssysteme. Sowohl die Fahrzeuggbewegungen als auch die Kettenspannung und die Traktionseigenschaften können auf diese Weise sehr effektiv beeinflusst werden.

Bedingt durch den komplexen Aufbau und die hohe Anzahl bewegter Massen ist zur vollständigen Erfassung der Vertikaldynamik eines Kettenfahrzeugs ein aufwändiges Sensorsystem erforderlich. Zu den relevanten Messgrößen gehören in erster Linie die Aufbau- und die Laufwerksbewegungen. Zur Lösung derartiger Aufgaben haben sich im Automobilbereich Messungen der Beschleunigung, der Drehraten und der Federwege vielfach bewährt [Iser06]. Diese Sensoren können für den Einsatz in Kettenfahrzeugen weitgehend übernommen werden. Ergänzt durch die geeignete Signalverarbeitung und Filterung können aus diesen Messsignalen weitere, nicht oder nur schwer messbare Größen geschätzt bzw. beobachtet werden. In einem Kettenfahrzeug könnte das insbesondere für die Schätzung der Fahrbahnanregung oder auch die Ermittlung des Verlaufs der Kettenspannung im Laufwerk eine Alternative sein. Der Anteil der statischen Vorspannung lässt sich zwar recht einfach durch eine

geeignete Messvorrichtung im aufbaufesten Kettenspanner erfassen. Die Integration entsprechender Sensorik z.B. Wegsensoren zur Messung der Verformung der Spannfeder ist denkbar einfach. Die dynamischen Anteile der Kettenspannung sind dagegen nur schwer messbar. Die Integration geeigneter Sensoren wie z.B. DMS-Elemente entlang der Gleiskette ist sehr aufwändig und das Ausfallrisiko in der rauen Umgebung eines Kettenlaufwerks sehr hoch. Um dennoch brauchbare Informationen zum Verlauf der Kettenspannung zu erhalten, werden in [HCC01] und [HKh01] Lösungen zu deren Schätzung entlang des Laufwerks anhand echtzeitfähiger Laufwerksmodelle mit Kalman Filter [GA08] entwickelt. Die Information soll insbesondere für die gezielte Ansteuerung eines aktiven Kettenspanners genutzt werden.

4.2.5 Erfassung und Steuerung der Fahrzeugbewegungen

Eine Voraussetzung für die Realisierung einer mechatronischen Funktion ist die Steuerbarkeit und die Beobachtbarkeit der zu kontrollierenden dynamischen Vorgänge. Die Gewährleistung dieser aus der Regelungstechnik stammenden Eigenschaften bildet den Schwerpunkt des vorliegenden Abschnitts. Dabei geht es insbesondere um die Ausarbeitung und Bewertung geeigneter Lösungskonzepte für die Erfassung und die Beeinflussung folgender Fahrzeugbewegungen:

- die Vertikalbewegungen des Aufbaus
- die Vertikalbewegungen der Rollen
- die Höhenstände der einzelnen Aufhängungen.

Erfassung der Fahrzeugbewegungen

Eines der populärsten Lösungsansätze zur Erfassung der **Aufbaubewegungen** eines Fahrzeugs beruht auf dem Ent- bzw. Verkopplungsprinzip [Strei96]. Wie in Bild 4.26 dargestellt, werden dazu vier Beschleunigungssensoren benötigt. Diese finden an definierten Stellen unmittelbar am Fahrzeugaufbau ihren Platz und sollen die Vertikalbeschleunigungen \underline{a}_{BS} in diesen Punkten messen.

$$\underline{a}_{BS} = (a_{BS,vl} \ a_{BS,hl} \ a_{BS,vr} \ a_{BS,hr})^T \quad (4.46)$$

Die Ermittlung der Aufbaubewegungen (Huben, Nicken, Wanken) erfolgt mit Hilfe einer kinematischen Transformation der Messsignale. Als Berechnungsgrundlage dient die Koordinatentransformation der Form:

$$\underline{a}_{BS} = \underline{T}_{BS} \cdot \underline{\ddot{q}}_B = \begin{bmatrix} 1 & -l_{BS,vl} & b_{BS,vl} \\ 1 & l_{BS,hl} & b_{BS,hl} \\ 1 & -l_{BS,vr} & -b_{BS,vr} \\ 1 & l_{BS,hr} & -b_{BS,hr} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{z}_B \\ \ddot{\phi}_B \\ \ddot{\gamma}_B \end{pmatrix} \quad (4.47)$$

Mit l_{BS} bzw. b_{BS} wird die Position des jeweiligen Sensors in der x-y-Ebene des Koordinatensystems im Aufbauschwerpunkt (vgl. Bild 4.4) definiert. Für kleine Auslenkungen der Aufbaubewegungen beschreibt die sogenannte Verkopplungsmatrix T_{BS} den kinematischen Zusammenhang zwischen den entkoppelten Beschleunigungen \ddot{q}_B im Aufbauschwerpunkt und den gemessenen verkoppelten Vertikalbeschleunigungen \underline{a}_{BS} . Die pseudoinverse Entkopplungsmatrix T_{BS}^+ liefert die inverse Transformation:

$$\ddot{q}_B = T_{BS}^+ \cdot \underline{a}_{BS} \quad (4.48)$$

Der Berechnungsaufwand für die Pseudoinverse kann zwar durch den Einsatz von drei Sensoren erspart werden, die Untersuchungen aus [SP02] zeigen jedoch, dass mit vier Beschleunigungssensoren die Rauschanteile der Messsignale besser unterdrückt werden. Dementsprechend steigt dadurch die Qualität der Messung.

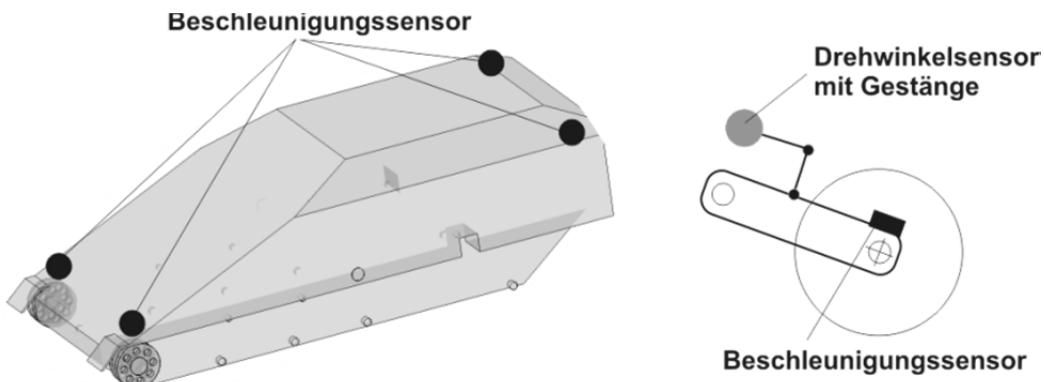


Bild 4.26: Sensorkonzept zur Erfassung der Fahrzeugbewegungen

Bei zweiachsigen Radfahrzeugen mit der Schwerpunktlage nahe Fahrzeugmitte können die Bewegungen (Huben, Nicken, Wanken) des Aufbauschwerpunkts als weitestgehend modal entkoppelt betrachtet werden. Wie im Abschnitt 4.2.2 gezeigt, sind im Gegensatz dazu die Hub- und die Nickbewegungen des vorliegenden Kettenfahrzeugs stark verkoppelt. Um hier die entsprechenden modal entkoppelten Bewegungsformen erfassen zu können, bedarf es einer Korrektur der Entkopplungsgleichung aus (4.48). Die Korrektur kann mit Hilfe der inversen Transformationsmatrix \underline{Q}^{-1} aus (4.28) wie folgt formuliert werden:

$$\begin{pmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \gamma_B \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \kappa_{\beta 1,1} & \kappa_{\beta 1,2} & 0 \\ \kappa_{\beta 2,1} & \kappa_{\beta 2,2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -l_{BS,vl} & b_{BS,vl} \\ 1 & l_{BS,hl} & b_{BS,hl} \\ 1 & -l_{BS,vr} & -b_{BS,vr} \\ 1 & l_{BS,hr} & -b_{BS,hr} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} a_{BS,vl} \\ a_{BS,hl} \\ a_{BS,vr} \\ a_{BS,hr} \end{pmatrix} \quad (4.49)$$

$$\underline{\beta} = \underline{Q}^{-1} \cdot T_{BS}^+ \cdot \underline{a}_{BS}$$

Demnach können aus den Vertikalbeschleunigungssignalen \underline{a}_B nun die zwei modal entkoppelten Nickbewegungen β_1 und β_2 sowie die Wankbewegung γ_B ermittelt werden (siehe Abschnitt 4.2.2).

Die vorliegende Messanordnung erlaubt darüber hinaus die Erfassung vertikaler Bewegungsanteile an jedem beliebigen Punkt der Aufbaumasse. Dazu müssen lediglich die Abstände (Längs- und Seitenrichtung) der Punkte vom Fahrzeugschwerpunkt bekannt sein. In (4.50) ist dazu beispielhaft die Berechnung der Vertikalbeschleunigung \ddot{z}_{BT} an den Koppelstellen der Tragarme mit dem Aufbau dargestellt. Die Signale können z.B. bei der Schätzung der Bewegungsanteile der Aufbaumasse im Federbein nützlich sein.

$$\ddot{z}_{BT} = \underline{T}_B \cdot \ddot{\underline{q}}_B$$

$$\begin{pmatrix} \ddot{z}_{BT,1l} \\ \ddot{z}_{BT,2l} \\ \ddot{z}_{BT,3l} \\ \ddot{z}_{BT,4l} \\ \ddot{z}_{BT,5l} \\ \ddot{z}_{BT,1r} \\ \ddot{z}_{BT,2r} \\ \ddot{z}_{BT,3r} \\ \ddot{z}_{BT,4r} \\ \ddot{z}_{BT,5r} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -l_{1l} & b_{1l} \\ 1 & -l_{2l} & b_{2l} \\ 1 & -l_{3l} & b_{3l} \\ 1 & l_{4l} & b_{4l} \\ 1 & l_{5l} & b_{5l} \\ 1 & -l_{1r} & -b_{1r} \\ 1 & -l_{2r} & -b_{2r} \\ 1 & -l_{3r} & -b_{3r} \\ 1 & l_{4r} & -b_{4r} \\ 1 & l_{5r} & -b_{5r} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{z}_B \\ \ddot{\phi}_B \\ \ddot{\gamma}_B \end{pmatrix} \quad (4.50)$$

Mit Hilfe geeigneter **Filtertechnik** können aus den gemessenen bzw. berechneten Beschleunigungssignalen weitere Zustandsgrößen gewonnen werden. Eine Möglichkeit, die sich in der Praxis gut bewährt hat, wird in [Jäker91] vorgeschlagen. Es handelt sich dabei um Bandpassfilter der Form:

$$G_{IV}(s) = \frac{\dot{z}(s)}{\ddot{z}(s)} = \frac{T^2 s}{T^2 s^2 + 2DTs + 1} \quad (4.51)$$

und

$$G_{IP}(s) = \frac{z(s)}{\dot{z}(s)} = G_{IV}(s) \cdot \frac{T}{Ts + 1} \quad (4.52)$$

Bis zu einer Eckfrequenz von $\omega = 1/T$ verhalten sich beide Filter wie ein Hochpass 1. Ordnung. Damit sollen insbesondere die stationären Offsets bzw. Drifteffekte im Beschleunigungssignal eliminiert werden. Außerhalb des Hochpassbereichs verhält sich das Filter aus (4.51) wie ein einfacher und das aus (4.52) wie ein doppelter Integrator. Die Zeitkonstante T bestimmt somit auch den Frequenzbereich der Integration. Die Erfahrungswerte bei der Vertikalbeschleunigung von Fahrzeugen für die Zeitkonstante und das Dämpfungsmaß liegen bei $T=1,59$ sec und $D=0,5$.

Neben der Aufbaumasse gehören insbesondere auch die **Vertikalbewegungen der Rollen** \ddot{z}_R zu den funktionsrelevanten Größen. Zu ihrer Messung werden ebenfalls Beschleunigungssensoren a_R eingesetzt. Diese sind, wie in Bild 4.26 gezeigt, an der Tragarmspitze in der Nähe der Rollenlagerung positioniert. Ein besonderer Nutzen dieser Messung in einem Kettenlaufwerk liegt in der einfachen Möglichkeit der Schätzung der Störanregung z_S bzw. ihrer Zustände aufgrund der verhältnismäßig steifen Gummibandagen an den Laufrollen. In Bild 4.27 ist dazu das am Fahrzeugmodell berechnete Frequenzübertragungsverhalten zwischen der Störung z_S und der Rollenposition z_R dargestellt.

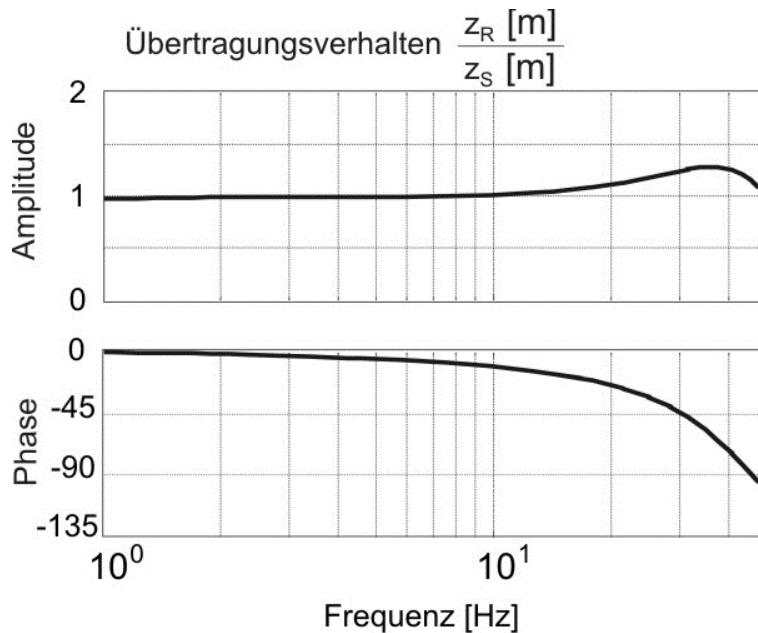


Bild 4.27: Übertragungsverhalten Störanregung z_S zur Rollenposition z_R

Bis ca. 20 Hz ist das Übertragungsverhalten nahezu proportional. Der Einfluss der Eigendynamik der ungefederten Rollen ist vernachlässigbar gering. Somit kann dem Messsignal unmittelbar die Information über die an der Laufrolle anliegender Anregung entnommen werden.

Die **Höhenstände** bzw. die Relativwege Δz_i zwischen den Rollen und der Aufbaumasse runden das Sensorkonzept ab. Bei der vorliegenden Drehstabfederung können diese Größen aus dem relativen Drehwinkel $\Delta\varphi$ der Torsionsstäbe ermittelt werden. Dazu sieht das Messsystem, wie in Bild 4.26 skizziert, ein Gelenkgetriebe zur Übersetzung der Tragarmbewegung in die Verdrehung eines Drehwinkelsensors vor.

Mit Hilfe eines Differenzierers lässt sich aus dem Relativweg die **Relativgeschwindigkeit** $\Delta\dot{z}_i$ berechnen. Problematisch ist dabei erfahrungsgemäß die Verstärkung der Rauschanteile, die besonders bei höheren Frequenzen die Geschwindigkeitssignale zunehmend unbrauchbar macht. Eine Integration der Relativbeschleunigung $\Delta\ddot{z}$ nach

$$\Delta \dot{\underline{z}}(s) = (\ddot{\underline{z}}_{BT}(s) - \ddot{\underline{z}}_R(s)) \cdot \frac{1}{s} \quad (4.53)$$

liefert ein gutes Geschwindigkeitssignal bei dynamischen Vorgängen. Aus niederfrequenten Bewegungsanteilen resultiert jedoch ein Offset.

Eine Alternative für die beiden Varianten bildet die phasenfreie Schätzung der Geschwindigkeit aus einer Kombination der Beschleunigungs- und Wegsignale gemäß [SJ96]. Die zugehörige Übertragungsfunktion ist wie folgt definiert:

$$\Delta \dot{z}_i(s) = \frac{s(2DTs + 1)}{T^2s^2 + 2DTs + 1} \cdot \Delta z_i(s) + \frac{T^2s}{T^2s^2 + 2DTs + 1} \cdot \Delta \ddot{z}_i(s) \quad (4.54)$$

Demnach werden die niederfrequenten Anteile der Relativgeschwindigkeit aus der Wegmessung und die höherfrequenten Anteile aus der Beschleunigungsmessung berechnet. Die Zeitkonstante T definiert dabei die Grenzbereiche der Differentiation und der Integration.

Steuerung der Fahrzeubewegungen

Auf der Suche nach Algorithmen zur Beeinflussung bzw. Steuerung der **Aufbaubewegungen** durch die aktiven Federungsaktoren rückt wieder das Ver- bzw. Entkopplungsprinzip aus [Strei96] in den Vordergrund. Bei Radfahrzeugen mit vier Federbeinen wird demnach folgende Entkopplungsmatrix verwendet:

$$\begin{pmatrix} F_H \\ M_N \\ M_W \\ M_V \end{pmatrix} = \underline{T}_V \cdot \begin{pmatrix} F_{vl} \\ F_{hl} \\ F_{vr} \\ F_{hr} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ l_{vl} & -l_{hl} & l_{vr} & -l_{hr} \\ b_{vl} & b_{hl} & -b_{vr} & -b_{hr} \\ -1 & 1 & 1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{vl} \\ F_{hl} \\ F_{vr} \\ F_{hr} \end{pmatrix} \quad (4.55)$$

Sie beschreibt unter der Annahme infinitesimaler Aufbaubewegungen den kinematischen Zusammenhang zwischen den jeweiligen Aktorkräften in den Federbeinen und ihrer Resultierenden modalen Stellgrößen im Aufbauschwerpunkt. Die Inversion der Entkopplungsmatrix \underline{T}_V liefert eine Verkopplungsmatrix \underline{T}_V^{-1} . Damit lassen sich aus den modal entkoppelten Stellgrößen die zugehörigen Federbeinkräfte für ein zweiachsiges Fahrzeug berechnen.

Wenngleich sich dieser Ansatz bei den zweiachsigen Radfahrzeugen gut bewährt hat, ist seine Übertragung auf das Fahrwerk eines Kettenfahrzeugs nicht ohne weiteres möglich. Dabei stellt nicht nur die hohe Anzahl potentieller Kraftsteller ein Problem dar. Dieses kann bei der Umrechnung von zwei auf mehr Achsen z.B. mittels Skalierung bzw. Zusammenfassung der Rollenkräfte entschärft werden. Problematischer ist in erster Linie die nach wie vor starke Kopplung der Hub- und Nickbewegungen. Durch die Einleitung der mittels \underline{T}_V entkoppelten Hubkraft F_H bzw. des Nickmoments M_N im Schwerpunkt des Aufbaus werden stets sowohl die Hub- als auch die Nickbewegungen der Aufbaumasse angeregt. In Bild 4.28 ist dazu das

Führungsübertragungsverhalten mit einem entkoppelten Nickmoment M_N als Eingangsgröße und den entkoppelten Aufbaubeschleunigungen \ddot{z}_B bzw. $\ddot{\phi}_B$ als Ausgänge dargestellt. Offensichtlich führt hier die Einleitung eines Nickmoments über die Stellkräfte in den Federbeinen zu einer Erregung beider Bewegungsformen. Die Bewegungen können demnach nicht unabhängig voneinander beeinflusst werden. Bei Radfahrzeugen sind diese Kopplungen hauptsächlich auf die in Längsrichtung unsymmetrische Position des Aufbauschwerpunkts zwischen der Vorder- und Hinterachse zurückzuführen. Die Kopplungen sind jedoch nicht so stark ausgeprägt und können bei der anschließenden Reglersynthese toleriert werden. Bei Ketten- bzw. mehrachsigen Fahrzeugen wird die Kopplung zusätzlich durch die vielfach überbestimmte Lagerung auf vielen Federbeinen erheblich verstärkt.

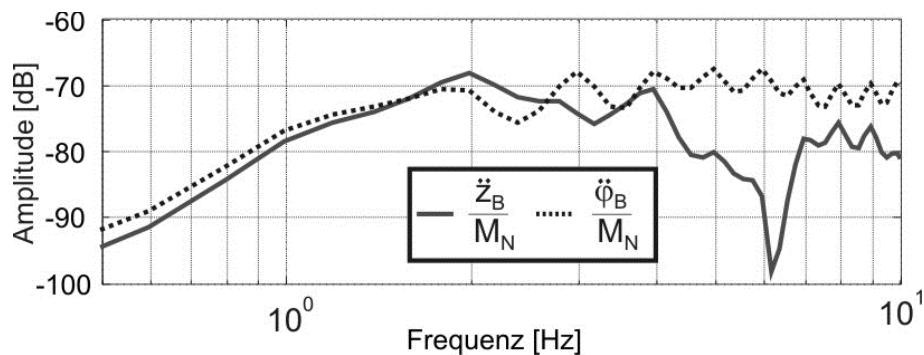


Bild 4.28: Führungsübertragungsverhalten mit der Entkopplung nach [Strei96]

Bei der Erprobung im Rahmen der idealisierten Komposition und der Reglersynthese erwies sich das Prinzip als grundsätzlich möglich, jedoch nicht optimal (siehe Abschnitt 0). So wurden entsprechend der Entwurfsmethodik weitere Iterationen mit tiefergehenden Analysen der Vertikaldynamik bzw. der Möglichkeiten zu ihrer Beeinflussung erforderlich.

Eine alternative Lösung bietet in dem Zusammenhang die Berücksichtigung der Erkenntnisse aus der Modalanalyse der Aufbaubewegungen im Abschnitt 4.2.2. Die physikalischen Ersatzmodelle der drei zugehörigen modalen Bewegungsformen sind in Bild 4.29 zusammengestellt.

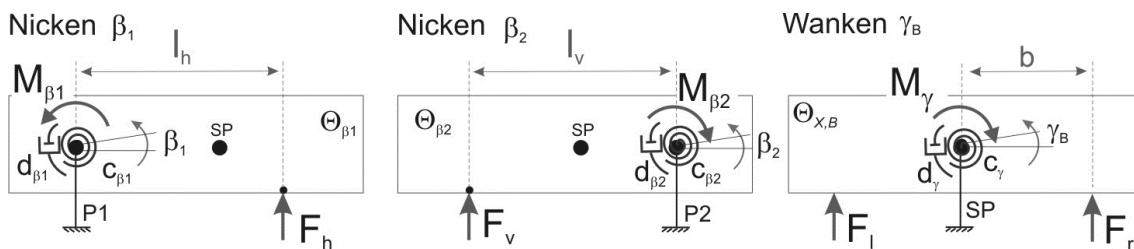


Bild 4.29: Lösungskonzept zur Beeinflussung modaler Aufbaubewegungen

Durch die Einleitung modaler Stellmomente M_{β_1} , M_{β_2} und M_{γ} in den Momentanpolen P1 und P2 lassen sich die entsprechenden modalen Bewegungen weitgehend entkoppelt

steuern. Im realen Fahrzeug können diese modalen Stellgrößen annähernd durch die Einleitung der Stellkräfte, wie in Bild 4.29 skizziert, gestellt werden. Für kleine Auslenkungen und zunächst vier Aktoren im Fahrwerk gilt demnach der Zusammenhang:

$$\begin{pmatrix} M_{\beta 1} \\ M_{\beta 2} \\ M_{\gamma} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & l_h & 0 & l_h \\ l_v & 0 & l_v & 0 \\ b & b & -b & -b \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{vl} \\ F_{hl} \\ F_{vr} \\ F_{hr} \end{pmatrix} \quad (4.56)$$

$$\underline{M}_{mod} = \underline{T}_{EF} \cdot \underline{F}_{mod}$$

Eines der wichtigsten Vorteile des Ansatzes ist die weitgehende Entkopplung der modalen Aufbaubewegungen (siehe Bild 4.30).

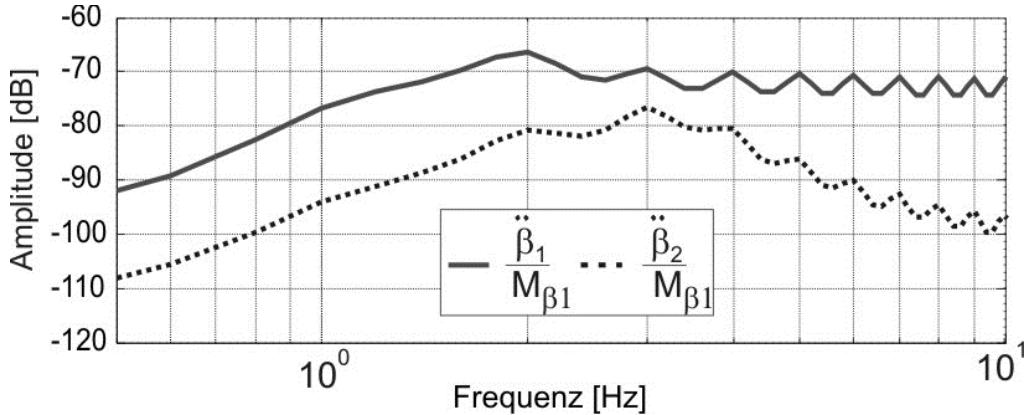


Bild 4.30: Führungsübertragungsverhalten mit modaler Entkopplung

Für die Umsetzung der vier Stellkräfte \underline{F}_{mod} stehen bei dem vorliegenden Kettenlaufwerk bekanntlich vielfach mehr Möglichkeiten zur Verfügung als zunächst notwendig. In Bild 4.31 sind zwei grundsätzliche Möglichkeiten zur Anordnung und zum Wirkprinzip der Aktoren skizziert.

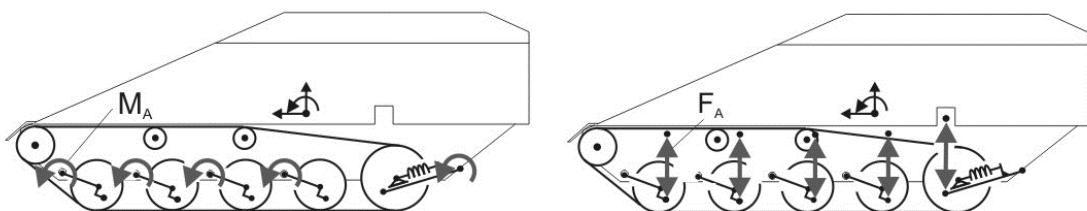


Bild 4.31: Mögliche Kraftwirkprinzipien im Kettenlaufwerk des Wiesel 2

Bei der Variante links im Bild wird die Vertikalkraft indirekt über das Moment M_A im Drehstabgelenk eingeleitet. Dazu können z.B. hydraulische Schwenkmotoren genutzt werden. Bei der Variante rechts erfolgt eine direkte Krafteinleitung F_A mit Hilfe eines linearen Aktors. Dabei kann es sich z.B. um ein Hydraulikzylinder handeln. Beide Varianten sind aus funktionaler Sicht als gleichwertig einzuschätzen. Unter Umständen

kann eine der Varianten oder auch eine kombinierte Lösung z.B. aus konstruktiven oder bauräumlichen Gründen vorteilhafter sein.

Funktional relevant ist dagegen die Anzahl regelbarer Kraftsteller. Die Vielzahl der Laufrollen bzw. zugehöriger Federbeine liegt in der Natur eines Kettenlaufwerks und bietet daher einen großen Gestaltungsspielraum. Eine Kombination aus zwei Kraftstellern vorne und zwei am Heck des Fahrzeugs reicht grundsätzlich aus, um die Bewegungen der Aufbaumasse vollständig steuerbar zu machen. Vorteilhaft sind hierbei neben der einfacheren Steuerung der geringere Aufwand bei der Systemintegration und geringerer Bauraumbedarf. Ein System mit einem Kraftsteller je Federbein führt dagegen zu einer vielfach überbestimmten Lagerung der Aufbaumasse und damit zu Schwierigkeiten bei der Beeinflussung der Aufbaubewegungen.

Andererseits bringt die Aktuierung aller Laufrollen auch eine Reihe an Vorteilen mit sich. Die vollständige Steuerbarkeit des Laufwerks ermöglicht mehr Spielraum zur Ausnutzung der Synergieeffekte und eine höhere Funktionalität wie z.B. die Störgrößenaufschaltung, vollständige Niveauregelung oder auch die Regelung der Kettenspannung. Das System hat eine höhere Ausfallsicherheit durch die Ausnutzung der prinzipiell möglichen Redundanzen. Der größere Bauraumbedarf kann durch die kleiner dimensionierte Aktorik weitgehend reduziert werden. Beim größeren Leistungsbedarf werden mehrere Aktoren synchron angesteuert.

Eine fundierte Aussage zugunsten einer bestimmten Konstellation lässt sich nur im Zusammenschluss mit der zugehörigen Regelstrategie in einer betriebsnahen Entwurfsumgebung ermitteln. Dazu bedarf es eines Algorithmus, der neben der Verkopplung auch die Anzahl der Aktoren berücksichtigt und eine weitgehend flexible Verteilung der Kräfte im Laufwerk erlaubt. Einen möglichen Lösungsansatz zeigt die Skizze in Bild 4.32. Demnach sollen die Stellkräfte F_{vl} und F_{vr} auf die in Fahrtrichtung ersten drei und die Stellkräfte F_{hl} und F_{hr} auf die letzten zwei Laufrollenpaare verteilt werden.

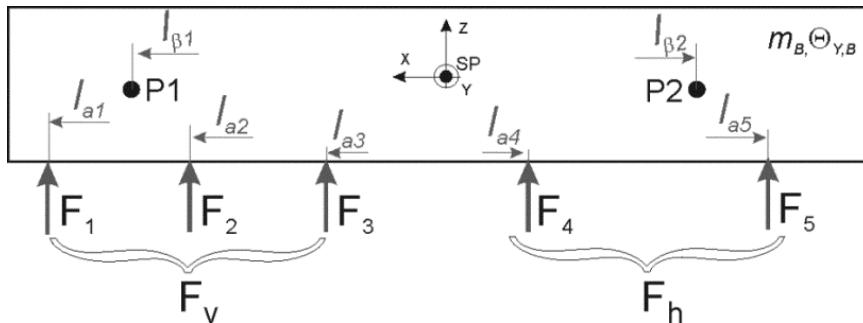


Bild 4.32: Verteilung der Stellkräfte an einer Fahrzeugseite

Für die Verteilung sieht der Ansatz eine Gewichtungsmatrix folgender Form vor:

$$\begin{pmatrix} F_{1l} \\ F_{2l} \\ F_{3l} \\ F_{4l} \\ F_{5l} \\ F_{1r} \\ F_{2r} \\ F_{3r} \\ F_{4r} \\ F_{5r} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} K_1 & 0 & 0 & 0 \\ K_2 & 0 & 0 & 0 \\ K_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_4 & 0 & 0 \\ 0 & K_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_1 & 0 \\ 0 & 0 & K_2 & 0 \\ 0 & 0 & K_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_4 \\ 0 & 0 & 0 & K_5 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{vl} \\ F_{hl} \\ F_{vr} \\ F_{hr} \end{pmatrix} \quad (4.57)$$

$$\underline{F}_A = \underline{T}_{AG} \cdot \underline{F}_{mod}$$

Dabei sollen für die Summen der Gewichtungsfaktoren stets die Bedingungen

$$(K_1 + K_2 + K_3) = (K_4 + K_5) = 1 \quad (4.58)$$

gelten. Damit soll insbesondere der Betrag der zu verteilenden Stellgröße unabhängig von der Gewichtung gleich bleiben. Unter den genannten Voraussetzungen gelten also für die beiden Nickbewegungen gemäß Bild 4.29 folgende Gleichgewichtsbedingungen:

$$\begin{aligned} M_{\beta 1} &= F_{vl} \cdot l_v + F_{vr} \cdot l_v = F_{vl} \cdot \sum_{i=1}^3 K_i (l_{ai} + l_{\beta 2}) + F_{vr} \cdot \sum_{i=1}^3 K_i (l_{ai} + l_{\beta 2}) \\ M_{\beta 2} &= F_{hl} \cdot l_h + F_{hr} \cdot l_h = F_{hl} \cdot \sum_{i=4}^5 K_i (l_{ai} + l_{\beta 1}) + F_{hr} \cdot \sum_{i=4}^5 K_i (l_{ai} + l_{\beta 1}) \end{aligned} \quad (4.59)$$

Die Lagen l_v und l_h der Einleitungspunkte der jeweiligen resultierenden Kraft verschieben sich in Abhängigkeit von der Gewichtung. Die Matrix \underline{T}_{EF} aus (4.56) muss daher wie folgt erweitert werden:

$$\underline{T}_{EF} = \begin{bmatrix} 0 & \sum_{i=4}^5 K_i (l_{ai} + l_{\beta 1}) & 0 & \sum_{i=4}^5 K_i (l_{ai} + l_{\beta 1}) \\ \sum_{i=1}^3 K_i (l_{ai} + l_{\beta 2}) & 0 & \sum_{i=1}^3 K_i (l_{ai} + l_{\beta 2}) & 0 \\ b_{vl} & b_{hl} & -b_{vr} & -b_{hr} \end{bmatrix} \quad (4.60)$$

Die Bildung einer Pseudoinversen von \underline{T}_{EF} und die Zusammenfassung der Ergebnisse aus (4.56) in (4.57) liefert schließlich mit

$$\underline{F}_A = \underline{T}_{AG} \cdot \underline{T}_{EF}^+ \cdot \underline{M}_{mod} \quad (4.61)$$

die Möglichkeit der Berechnung der Aktorkräfte \underline{F}_A im Fahrwerk, die zur Umsetzung definierter modaler Stellgrößen \underline{M}_{mod} erforderlich sind. Die Gewichtungen K_i und damit die Verteilung der Aktorkräfte bzw. ihre Anzahl können unter Einhaltung der

Bedingungen in (4.58) weitgehend flexibel im Bereich zwischen 0 und 1 vorgegeben werden.

4.3 Idealisierte Komposition

Die Erkenntnisse und Lösungen aus der Komposition des Grundsystems fließen unmittelbar in die nachfolgende Entwurfsphase der idealisierten Komposition ein. Der Abschnitt 4.3 beschreibt die wichtigsten Vorgehensschritte im Rahmen dieser Entwurfsphase. Den Schwerpunkt bilden der Aufbau und die Auslegung der Vertikaldynamikregelung bestehend aus drei dezentralen Modulen:

- Regelung der Aufbaudynamik
- Niveauregelung
- Aufschaltung der Fahrbahnunebenheiten (Störgrößenaufschaltung).

Die mathematischen Modelle der Reglermodule werden in das bestehende Grundsystemmodell zusammen mit idealisierten Modellen der Aktorik und Sensorik, wie in Bild 4.33 skizziert, integriert.

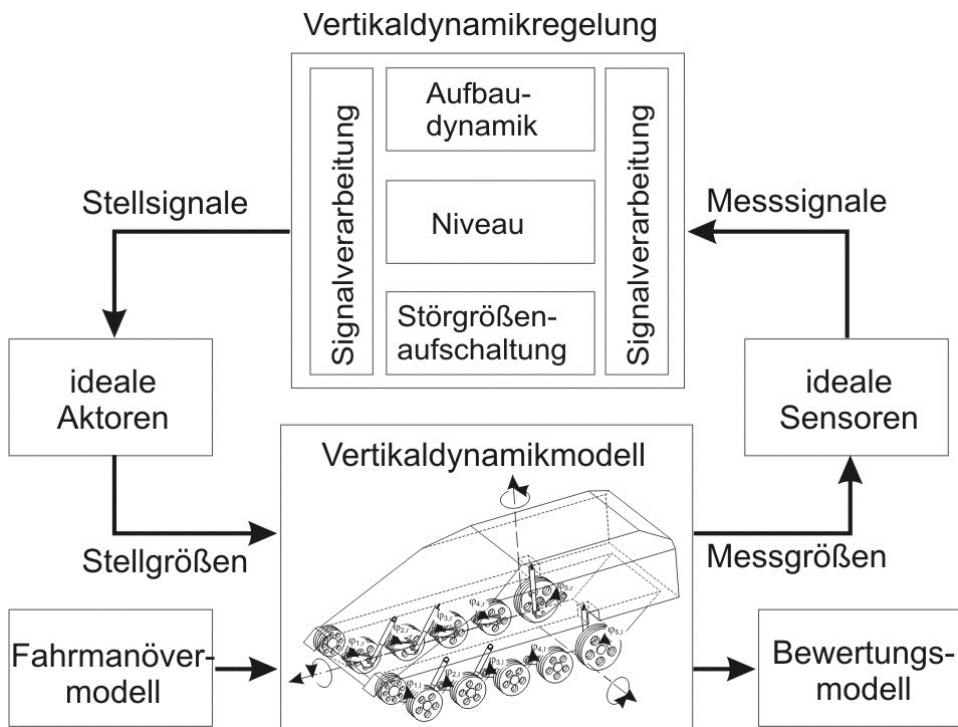


Bild 4.33: Modellaufbau im Rahmen der idealisierten Komposition

Das Systemmodell bildet die Grundlage für die Analyse und Synthese der Regelung. Zur Bewertung der Ergebnisse werden die Bewertungskriterien bzw. Bewertungsgrößen aus Abschnitt 4.2.2 hinzugezogen. Das dynamische Verhalten der konventionellen Federung dient als Referenz für die Quantifizierung des Verbesserungspotentials.

Neben der Reglerentwicklung beschreibt das Kapitel die funktionale Spezifikation der Aktorik und Sensorik im Rahmen einer Gesamtsystemsimulation. Daraus lassen sich außerdem Erkenntnisse über die erzielbare Reglerfunktionalität und der dazu benötigten Leistungs- bzw. Kostenaufwände ableiten. Im Anschluss werden die Lösungskonzepte für die Federungsaktorik diskutiert.

4.3.1 Regelung der Vertikaldynamik

Die Hauptaufgabe der **Aufbauregelung** ist die Gewährleistung des angemessenen Fahrkomforts. Nach den Erfahrungen aus dem Automobilbereich ist in diesem Fall die Minimierung der Bewegungs- bzw. der Beschleunigungsamplituden der Aufbaumasse unter Anwendung des Sky-Hook-Prinzips [Karn73] eine der erfolgreichsten Strategien. Diese geht von der Idee aus, dass der Federungskomfort dann optimal ist, wenn man die Aufbaubewegungen nicht gegenüber der unebenen Straße, sondern idealerweise gegenüber einem Inertialkoordinatensystem in Form eines imaginären „Himmelhakens“ dämpft. Die regelbaren Kraftsteller im Federbein sollen demnach so angesteuert werden, dass die niederfrequenten Aufbaubewegungen unabhängig von der Radbewegung immer beruhigt werden. Die im höherfrequenten Bereich beim Einfedern des Rades störend wirkenden Dämpferkräfte würden im Idealfall verschwinden. Die Dämpfung im höherfrequenten Bereich kann somit auf ein Minimum reduziert werden, wodurch wiederum erheblicher Gewinn im Bereich des Abrollkomforts zu erwarten ist.

Als Regelgrößen werden beim Sky-Hook-Prinzip häufig die drei dominanten Aufbaubewegungen Huben, Nicken und Wanken eingesetzt. Die Bewegungen werden dabei als weitgehend modal entkoppelt angenommen und können somit auch mit Hilfe einfacher Regelgesetze geregelt werden. Die Idee beruht auf einem aus [Ack89] bekannten Lösungsansatz „AKTAKON“ und hat sich seit Jahren im ABC-System von Daimler-Benz bewährt [PSS03]. Eine detaillierte Beschreibung der Strategie ist z.B. in [Hest00] zu finden. Ihre wichtigsten Vorteile sind:

- Die Reglerstruktur und Parameter besitzen eine anschauliche, physikalische Bedeutung.
- Die Aufbauregelung ermöglicht eine entkoppelte Beeinflussung der einzelnen Freiheitsgrade des Aufbaus.
- Der Algorithmus lässt sich relativ einfach an die veränderten Anforderungen anpassen und auf unterschiedliche Fahrwerkssysteme übertragen.

Eine Studie zur Anwendung der AKTAKON-Strategie auf die Regelung der Aufbaubewegungen eines Kettenfahrzeugs wird in [Tewes04] beschrieben. Die Adaption an das Kettenlaufwerk beschränkt sich dabei auf die Zusammenfassung mehrerer Rollenaufhängungen zu einer für vierrädrige Fahrzeuge typischen Bauweise mit einer Vorder- und einer Hinterachse. Die Erfassung und die Steuerung der Aufbaubewegungen erfolgt mit Hilfe der Ent- bzw. Verkopplungsmatrix (vgl. Abschnitt 4.2.5).

Für den Entwurf zugehöriger einschleifiger Regelkreise werden stark vereinfachte entkoppelte Modelle (Zweimassenschwinger) der drei Aufbaubewegungen verwendet. Die im Abschnitt 4.2.2 diskutierte starke Kopplung der Hub- und Nickbewegung wird vernachlässigt.

Die grundsätzliche Funktion des Ansatzes aus [Tewes04] konnte sowohl im komplexen Systemmodell als auch im Fahrversuch bestätigt werden. Die Versuche zeigten eine stabile und prinzipiell funktionierende Sky-Hook-Regelung. Die Ergebnisse haben aber auch gezeigt, dass der Ansatz für eine gezielte und leistungsoptimale Beeinflussung der Aufbaubewegungen nur bedingt brauchbar ist. So konnte z.B. die Sky-Hook-Dämpfung der einzelnen Aufbaubewegungen nicht ausreichend genau eingestellt werden. Durch die Vernachlässigung der Kopplungen wird außerdem verhältnismäßig hohe Aktorleistung benötigt.

Eine mögliche alternative Strategie wird in [Illg05] behandelt. Die Erfassung und Steuerung der Aufbaubewegungen erfolgt hier ebenfalls nach dem Ent- bzw. Verkopplungsprinzip. Der Reglerentwurf wird jedoch im Zustandsraum an einem reduzierten Ersatzmodell für die Aufbaudynamik ohne Laufrollen vollzogen (vgl. Bild 4.16). Die Parameter werden per Polvorgabe im Rahmen der modalen Regelung gemäß [Föll94] bestimmt. Der wesentliche Vorteil dieser Lösung ist die Berücksichtigung der Kopplungen und die Möglichkeit der gezielten Vorgabe der Eigendynamik.

Die Erprobung der Strategie zeigt jedoch ebenfalls erhebliche Schwächen. Die am linearisierten Modell im Zustandsraum gewonnenen Reglerparameter führen bei der Anwendung im nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodell häufig zu instabilem Systemverhalten. Die zunächst stabilen Lösungen sind wiederum nicht robust genug und schwer handhabbar bei der anschließenden Optimierung. Akzeptable Ergebnisse werden lediglich bei sehr hohen Eigendämpfungen erreicht. Diese führen aber wiederum zu sehr hohen Stellkräften. Auch die Versuche mit anderen Synthese-Verfahren im Zustandsraum, wie z.B. Riccati-Regler, führen zu ähnlichen Ergebnissen.

Eine besonders gut geeignete Reglerstrategie, die auch die Vorteile des AKTAKON-Prinzips auf ein Kettenfahrzeug übertragen lässt, konnte erst nach mehrfachen Iterationen zwischen den einzelnen Entwurfsschritten und einer intensiven Auseinandersetzung mit der Vertikaldynamik des Fahrzeugs erarbeitet werden. Diese wird nun nachfolgend vorgestellt.

In Abschnitt 4.2.2 wurden die drei vertikaldynamisch relevanten Bewegungsformen eines Kettenfahrzeugs identifiziert. Aufgrund der besonderen Bauweise handelt es sich um eine Wankbewegung γ_B um die Längsachse und zwei Nickbewegungen β_1 und β_2 um die Querachse des Fahrzeugkörpers (vgl. Bild 4.30). Die im Abschnitt 4.2.3 ermittelten Lösungen zur Steuerung und Erfassung dieser Bewegungsformen ermöglichen eine besonders einfache Umsetzung obengenannter Regelstrategien.

Für den Entwurf und die Parametrierung der Aufbauregelung wird nun die modal entkoppelte reduzierte Systemgleichung aus Abschnitt 4.2.2 verwendet.

$$\ddot{\underline{\beta}} + \underline{\theta}_B^{-1} \cdot \underline{\mathcal{D}}_B \cdot \dot{\underline{\beta}} + \underline{\theta}_B^{-1} \cdot \underline{\mathcal{L}}_B \cdot \underline{\beta} = \underline{\theta}_B^{-1} \cdot \underline{M}_{mod} \quad (4.62)$$

Der Eingangsvektor \underline{M}_{mod} besteht aus den drei modalen Stellgrößen gemäß (4.56). Das dynamische Verhalten des vorliegenden Systems lässt sich durch die gezielte Rückführung der Lagen $\underline{\beta}$ und der Geschwindigkeiten $\dot{\underline{\beta}}$ theoretisch beliebig verändern.

Das zugehörige Regelgesetz kann wie folgt formuliert werden:

$$\underline{M}_{mod} = - \left(\underline{K}_{v,\beta} \cdot \dot{\underline{\beta}} + \underline{K}_{p,\beta} \cdot \underline{\beta} \right) \quad (4.63)$$

Da die Matrizen $\underline{\theta}_B$ und $\underline{\mathcal{L}}_B$ in (4.65) diagonal und $\underline{\mathcal{D}}_B$ näherungsweise diagonal sind, können auch die Rückführmatrizen $\underline{K}_{v,\beta}$ und $\underline{K}_{p,\beta}$ diagonal angesetzt werden. Daraus ergibt sich eine (näherungsweise) entkoppelte Regelung mit diagonal besetzten Verstärkungsmatrizen der Form:

$$\underline{K}_{v,\beta} = \begin{pmatrix} K_{v,\beta 1} & 0 & 0 \\ 0 & K_{v,\beta 2} & 0 \\ 0 & 0 & K_{v,\gamma} \end{pmatrix}; \quad \underline{K}_{p,\beta} = \begin{pmatrix} K_{p,\beta 1} & 0 & 0 \\ 0 & K_{p,\beta 2} & 0 \\ 0 & 0 & K_{p,\gamma} \end{pmatrix} \quad (4.64)$$

Einsetzen von (4.63) in (4.62) liefert die Systemgleichung:

$$\ddot{\underline{\beta}} + \underline{\theta}_B^{-1} \cdot (\underline{\mathcal{D}}_B + \underline{K}_{v,\beta}) \cdot \dot{\underline{\beta}} + \underline{\theta}_B^{-1} \cdot (\underline{\mathcal{L}}_B + \underline{K}_{p,\beta}) \cdot \underline{\beta} = \underline{0} \quad (4.65)$$

Die Regelung kann nun weitgehend durch die Wahl geeigneter Verstärkungsfaktoren z.B. via Polvorgabe parametert werden. Die Wunschdynamik lässt sich in einem modal entkoppelten Zielsystem wie folgt definieren:

$$\ddot{\underline{\beta}} + \text{diag}(2\zeta_{Rj}\omega_{Rj}) \cdot \dot{\underline{\beta}} + \text{diag}(\omega_{Rj}^2) \cdot \underline{\beta} = \underline{0} \quad (4.66)$$

Die Diagonalen der Zielsystemmatrizen enthalten die Wunschdämpfungsmaße ζ_{Rj} und Wunscheigenkreisfrequenzen ω_{Rj} des Zielsystems und legen somit die entsprechenden Eigenwerte der geregelten Aufbaudynamik fest. Durch das Gleichsetzen der Therme aus (4.65) und (4.66) folgen die Beziehungen:

$$\begin{pmatrix} \frac{d_{\beta 1} + K_{v,\beta 1}}{\theta_{\beta 1}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{d_{\beta 2} + K_{v,\beta 2}}{\theta_{\beta 2}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{d_{\gamma} + K_{v,\gamma}}{\theta_{\gamma}} \end{pmatrix} = 2 \cdot \begin{pmatrix} \zeta_{R1}\omega_{R1} & 0 & 0 \\ 0 & \zeta_{R2}\omega_{R2} & 0 \\ 0 & 0 & \zeta_{R3}\omega_{R3} \end{pmatrix} \quad (4.67)$$

und

$$\begin{pmatrix} \frac{c_{\beta_1} + K_{p,\beta_1}}{\theta_{\beta_1}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_{\beta_2} + K_{p,\beta_2}}{\theta_{\beta_2}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{c_{\gamma} + K_{p,\gamma}}{\theta_{\gamma}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \omega_{R1}^2 & 0 & 0 \\ 0 & \omega_{R2}^2 & 0 \\ 0 & 0 & \omega_{R3}^2 \end{pmatrix} \quad (4.68)$$

Durch die Vorgabe der Dämpfung und der Eigenkreisfrequenz des Zielsystems können nun aus dem vorliegenden Gleichungssystem die sechs Verstärkungsfaktoren eindeutig berechnet werden. Bei den Entwurfsfreiheitsgraden der Aufbauregelung handelt es sich demnach um eine Sky-Hook Dämpfung und eine Sky-Hook Steifigkeit der Aufbaumasse.

Die Rücktransformation des modal formulierten Regelgesetzes aus (4.63) erfolgt mit Hilfe entsprechender Transformationen aus Abschnitt 4.2.5. Für die Berechnung der modalen Zustandsgrößen gelten demnach mit (4.49), (4.51) und (4.52) die Beziehungen:

$$\begin{aligned} \underline{\beta} &= \underline{G}_{IP} \cdot \underline{Q}^{-1} \cdot \underline{T}_{BS}^+ \cdot \underline{a}_{BS} \\ \dot{\underline{\beta}} &= \underline{G}_{IV} \cdot \underline{Q}^{-1} \cdot \underline{T}_{BS}^+ \cdot \underline{a}_{BS} \end{aligned} \quad (4.69)$$

Einsetzen von (4.69) in (4.63) liefert:

$$\underline{M}_{mod} = -(K_{p,\beta} \cdot \underline{G}_{IP} + K_{v,\beta} \cdot \underline{G}_{IV}) \cdot \underline{Q}^{-1} \cdot \underline{T}_{BS}^+ \cdot \underline{a}_{BS} \quad (4.70)$$

Durch Einsetzen von (4.70) in (4.61) werden die modalen Stellgrößen durch die Federbeinkräfte im Laufwerk substituiert. Damit folgt für die Aufbauregelung:

$$\underline{F}_A = -\underline{T}_{AG} \cdot \underline{T}_{EF}^+ \cdot (K_{p,\beta} \cdot \underline{G}_{IP} + K_{v,\beta} \cdot \underline{G}_{IV}) \cdot \underline{Q}^{-1} \cdot \underline{T}_{BS}^+ \cdot \underline{a}_{BS} \quad (4.71)$$

Durch die nun vorliegende Rückführung lassen sich die Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße der geregelten Aufbaubewegungen weitgehend beliebig vorgeben.

Die am reduzierten Aufbaumodell entworfene modale Regelstruktur lässt sich mit Hilfe von (4.71) problemlos auf das Gesamtsystemmodell anwenden. Die bisherige Vernachlässigung der hochfrequenten Laufwerksdynamik beeinflusst nur geringfügig die Regelgüte.

Dazu zeigt Bild 4.34 eine Gegenüberstellung der Ergebnisse einer Eigenwertanalyse an einem linearen Gesamtsystemmodell mit konventioneller, erwünschter und gemäß (4.71) modal geregelter Dynamik der Aufbaumasse. Die Wunschdynamik sieht beispielhaft eine Sky-Hook Dämpfung von $\zeta_R = 0,6$ für alle drei Bewegungsformen vor.

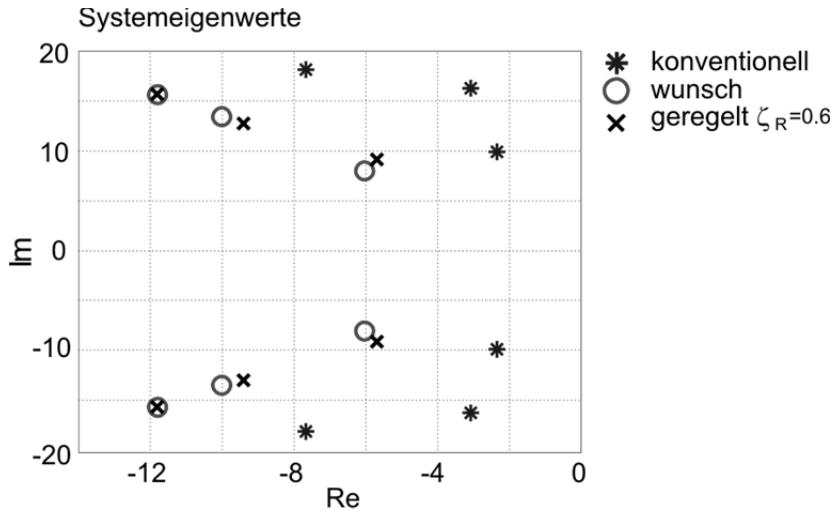


Bild 4.34: Gegenüberstellung der Aufbaueigenwerte konventionell vs. geregelt

Der Vergleich zeigt eine hinreichend genaue Übereinstimmung der Eigenwerte des modal geregelten Gesamtsystems mit den Wunscheigenwerten.

Die klassische Sky-Hook Regelung ist für kurzwellige Anteile der Störanregung aus der Fahrbahn gut geeignet. Die langwelligen Anteile können dagegen zu sehr hohen Federwegen führen. Ohne entsprechende Gegenmaßnahmen kann der Ansatz z.B. bei einer Hangfahrt zu einem Ein- bzw. Ausfahren der Aktoren bis zum Anschlag führen.

Eine mögliche Abhilfe schafft der Ansatz aus [Will94], der in [HS06] als das sogenannte komplementäre Sky-Hook-Gesetz zur Regelung der Sekundärfederstufe von Schienenfahrzeugen verwendet wird. Das Gesetz kann am Beispiel eines Viertelfahrzeug-Modells aus Bild 4.3 wie folgt formuliert werden:

$$F_{Sky} = -d \cdot [HP(s) \cdot s \cdot z_A(s) + TP(s) \cdot (s \cdot z_A(s) - s \cdot z_{Rad}(s))] \quad (4.72)$$

Die zugeführte Geschwindigkeit setzt sich demnach aus der Summe der mit einem Hochpass (HP) gefilterten absoluten Aufbaugeschwindigkeit und der mit einem dazu komplementären Tiefpass (TP) gefilterten Relativgeschwindigkeit zusammen. Die resultierende Dämpferkraft gleicht bei höheren Frequenzen der reinen Sky-Hook-Dämpfung. Bei niedrigen Frequenzen dagegen wirkt diese als rein passive Kraft eines konventionellen Dämpfers.

Eine alternative Möglichkeit bietet der Einsatz einer **Niveauregelung** [Strei96]. Da für das vorliegende Kettenfahrzeug eine Niveauregulierung gefordert ist, wird nachfolgend dieser Lösungsansatz näher beschrieben.

Um ein möglichst effektives Zusammenspiel der Niveauregelung mit der Sky-Hook Regelung zu gewährleisten, werden nun mit Hilfe der Entkopplung aus (4.60) folgende Zusammenhänge definiert:

$$\underline{\beta}_{N,25} = \begin{bmatrix} 0 & K_5(l_{a5} + l_{\beta 1}) & 0 & K_5(l_{a5} + l_{\beta 1}) \\ K_2(l_{a2} + l_{\beta 2}) & 0 & K_2(l_{a2} + l_{\beta 2}) & 0 \\ b_{vl} & b_{hl} & -b_{vr} & -b_{hr} \\ -1 & 1 & 1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta z_{2,l} \\ \Delta z_{5,l} \\ \Delta z_{2,r} \\ \Delta z_{5,r} \end{bmatrix} \quad (4.73)$$

$$\underline{\beta}_{N,25} = \underline{T}_{EN,25} \cdot \Delta \underline{z}_{25}$$

bzw.

$$\underline{\beta}_{N,34} = \begin{bmatrix} 0 & K_4(l_{a4} + l_{\beta 1}) & 0 & K_4(l_{a4} + l_{\beta 1}) \\ K_3(l_{a3} + l_{\beta 2}) & 0 & K_3(l_{a3} + l_{\beta 2}) & 0 \\ b_{vl} & b_{hl} & -b_{vr} & -b_{hr} \\ -1 & 1 & 1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta z_{3,l} \\ \Delta z_{4,l} \\ \Delta z_{3,r} \\ \Delta z_{4,r} \end{bmatrix} \quad (4.74)$$

$$\underline{\beta}_{N,34} = \underline{T}_{EN,34} \cdot \Delta \underline{z}_{34}$$

Diese stellen eine kinematische Transformation der jeweils vier Federwege $\Delta \underline{z}_{25}$ und $\Delta \underline{z}_{34}$ in die entkoppelten Bewegungsformen $\underline{\beta}_{N,25}$ und $\underline{\beta}_{N,34}$ dar. Die Bewegungsformen sollen die Niveauschwankungen des Fahrzeugs in Richtung der modalen Aufbaubewegungen $\underline{\beta}$ beschreiben. Im Gegensatz zu den drei Aufbaubewegungen bestehen die Vektoren aus jeweils vier modalen Freiheitsgraden. Bei dem vierten Freiheitsgrad handelt es sich um die sogenannte Verspannung. Diese resultiert aus der vorliegenden Konstellation von vier Federwegen [Strei96]. Für die Federwege $\Delta \underline{z}_1$ des ersten Laufrollenpaars wird dabei eine folgende Transformation definiert:

$$\underline{\beta}_{N,1} = \begin{bmatrix} K_1(l_{a1} + l_{\beta 2}) & K_1(l_{a1} + l_{\beta 2}) \\ b_{vl} & -b_{vl} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta z_{1,l} \\ \Delta z_{1,r} \end{bmatrix} \quad (4.75)$$

$$\underline{\beta}_{N,1} = \underline{T}_{EN,1} \cdot \Delta \underline{z}_1$$

Demnach besteht der Zustandsvektor $\underline{\beta}_{N,1}$ aus lediglich zwei Bewegungsformen, die aus einer gleich- bzw. gegensinnigen Einfederung der Rollen resultiert. Die Gewichtungsfaktoren K_1 bis K_5 berücksichtigen die Verteilung der Federbeinkräfte gemäß (4.57). Die Aufgabe der Niveauregelung besteht nun darin die niederfrequenten Anteile der Niveauschwankungen nach

$$\begin{bmatrix} \underline{\beta}_{N,1} \\ \underline{\beta}_{N,25} \\ \underline{\beta}_{N,34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{T}_{EN,1} \\ \underline{T}_{EN,25} \\ \underline{T}_{EN,34} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta \underline{z}_1 \\ \Delta \underline{z}_{25} \\ \Delta \underline{z}_{34} \end{bmatrix} \quad (4.76)$$

zu minimieren. Zu diesem Zweck soll ein klassischer PI-Regler verwendet werden. Für das zugehörige Regelgesetz gilt:

$$\begin{bmatrix} \underline{M}_{N,1} \\ \underline{M}_{N,25} \\ \underline{M}_{N,34} \end{bmatrix} = -\left(\frac{1}{s} \cdot \underline{K}_I + \underline{K}_P\right) \cdot \begin{bmatrix} \underline{\beta}_{N,1} \\ \underline{\beta}_{N,25} \\ \underline{\beta}_{N,34} \end{bmatrix} \quad (4.77)$$

Die entkoppelten Stellgrößen $[\underline{M}_{N,1} \underline{M}_{N,25} \underline{M}_{N,34}]^T$ lassen sich mit Hilfe der inversen Niveautransformation gemäß

$$\begin{bmatrix} \underline{F}_{A,1} \\ \underline{F}_{A,25} \\ \underline{F}_{A,34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{T}_{EN,1}^{-1} \\ \underline{T}_{EN,25}^{-1} \\ \underline{T}_{EN,34}^{-1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{M}_{N,1} \\ \underline{M}_{N,25} \\ \underline{M}_{N,34} \end{bmatrix} \quad (4.78)$$

in die jeweiligen Federbeinkräfte transformieren. Einsetzen von (4.76) und (4.78) in (4.77) liefert schließlich das Regelgesetz der Form:

$$\begin{bmatrix} \underline{F}_{A,1} \\ \underline{F}_{A,25} \\ \underline{F}_{A,34} \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} \underline{T}_{EN,1}^{-1} \\ \underline{T}_{EN,25}^{-1} \\ \underline{T}_{EN,34}^{-1} \end{bmatrix} \cdot \left(\frac{1}{s} \cdot \underline{K}_I + \underline{K}_P\right) \cdot \begin{bmatrix} \underline{T}_{EN,1} \\ \underline{T}_{EN,25} \\ \underline{T}_{EN,34} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{\Delta z}_1 \\ \underline{\Delta z}_{25} \\ \underline{\Delta z}_{34} \end{bmatrix} \quad (4.79)$$

Die Verstärkungsmatrizen \underline{K}_I und \underline{K}_P sind diagonal besetzt. In ein System aus Ent- bzw. Verkopplungsmatrizen eingebettet, enthalten sie die zu dimensionierenden Entwurfsfreiheitsgrade der Niveauregelung. Die einzelnen Anteile sind derart entkoppelt, dass die Niveauregelung aus insgesamt zehn dezentralen Regelkreisen besteht. Die Parametrierung kann somit einzeln z.B. mit Hilfe des Frequenzkennlinienverfahrens für SISO-Systeme erfolgen. In 4.35 ist dazu das Führungsübertragungsverhalten für eines dieser Regelkreise dargestellt. Die Verstärkungsfaktoren werden hier beispielhaft so gewählt, dass die Bandbreite der PI-Regelung ca. 0,2 Hz beträgt. Dieser Wert legt den Wirkungsbereich der Niveauregelung und somit des Führungsverhaltens der Federung fest. Anregungsfrequenzen oberhalb von 0,2 Hz werden zunehmend durch die Sky-Hook Regelung verarbeitet.

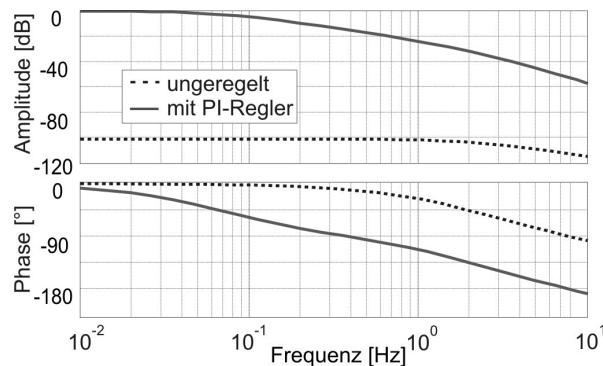


Bild 4.35: Frequenzübertragungsverhalten der Niveauregelung für $\beta_{N1,25}$

Neben der Regelung der entkoppelten Niveaus kann auch eine individuelle Regelung der Federwege lokal an jedem Federbein von Vorteil sein. Damit sind sehr flexible Höhenstandsprofile im Laufwerk realisierbar. Diese kommen z.B. dann in Frage, wenn

die Aufbaumasse in einem sehr unebenen Gelände im Stand horizontiert werden muss. Die lokale Regelung kann dann bei Bedarf dezentral aktiviert werden.

Zur Unterstützung der Aufbauregelung sieht die vorliegende Regelstrategie eine **Störgrößenaufschaltung** vor. Die Störanregungen aus der Verformung der Ketteninnenseite werden unmittelbar auf die Laufrolle übertragen. Die Filterwirkung der Gummibandagen ist in dem für die Wirkungsbandbreite der Aktorik relevanten Frequenzbereich vernachlässigbar gering. Somit kann der Messung der Laufrollenbeschleunigung \ddot{a}_R weitgehend auch die Information über die an der jeweiligen Laufrolle anliegende Anregung entnommen werden (vgl. Bild 4.27). Eine geeignete Aufschaltung entsprechender lokaler Kompensationskräfte verbessert das Störverhalten des Fahrwerks und somit den Fahrkomfort. Das zugehörige Regelgesetz kann wie folgt formuliert werden:

$$\underline{F}_A = (\underline{K}_{S,V} \cdot \underline{G}_{JV} + \underline{K}_{S,P} \cdot \underline{G}_{JP}) \cdot \ddot{a}_R \quad (4.80)$$

Die einzelnen Beschleunigungsmesssignale (zusammengefasst im Vektor \ddot{a}_R) werden demnach mit Hilfe der Integrationsfilter aus (4.51) bzw. (4.52) einfach bzw. doppelt integriert und mit Hilfe einer diagonal besetzten Verstärkungsmatrix skaliert. Das Ergebnis ist eine auf die jeweilige Rolle lokal wirkende Aktorkraft. Die Verstärkungsfaktoren werden so skaliert, dass die infolge der Störung auftretenden Feder- bzw. Dämpferkraftanteile unmittelbar durch den Aktoreingriff kompensiert werden.

Die sogenannte entkoppelte Störgrößenaufschaltung [ITJ08], im Folgenden mit dem Subskript „ES“ gekennzeichnet, geht einen Schritt weiter und berücksichtigt die Auswirkungen lokaler Störgrößen auf die modalen Aufbaubewegungen. Die Grundidee besteht in der Entkopplung der Störanregungen an jeweils zwei Laufrollenpaaren mit Hilfe der aus der Niveauregelung bekannten Ent- bzw. Verkopplung. Aus der Transformation und anschließender Integration

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta}_{ES,1} \\ \dot{\beta}_{ES,25} \\ \dot{\beta}_{ES,34} \end{bmatrix} = \underline{G}_{JV} \cdot \begin{bmatrix} T_{EN,1} \\ T_{EN,25} \\ T_{EN,34} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{a}_{R,1} \\ \ddot{a}_{R,25} \\ \ddot{a}_{R,34} \end{bmatrix} \quad (4.81)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta}_{ES,1} \\ \dot{\beta}_{ES,25} \\ \dot{\beta}_{ES,34} \end{bmatrix} = \underline{G}_{JP} \cdot \begin{bmatrix} T_{EN,1} \\ T_{EN,25} \\ T_{EN,34} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{a}_{R,1} \\ \ddot{a}_{R,25} \\ \ddot{a}_{R,34} \end{bmatrix}$$

resultieren die sogenannten entkoppelten Störgrößen. Die Entkopplung berechnet die Anteile der Störeinwirkung, die im besonderen Maße die modalen Eigenbewegungen der Aufbaumasse anregen. Es ist naheliegend, dass diese Anteile sich besonders ungünstig auf das Störverhalten der Aufbauregelung auswirken. Ihre Kompensation kann somit die Leistungsfähigkeit der geregelten Federung deutlich steigern. Die Steigerung ist insbesondere auf die Berechnung der Stellsignale aus den Rollen-

beschleunigungen zurückzuführen. Damit reagiert die Aufschaltung deutlich schneller auf die Fahrbahnanregung als die Aufbauregelung.

Bei der Formulierung des Aufschaltungsgesetzes kann die Struktur der Entkopplung aus (4.79) weitgehend übernommen werden. Somit gilt für die entkoppelte Störgrößenaufschaltung:

$$\begin{bmatrix} \underline{F}_{A,1} \\ \underline{F}_{A,25} \\ \underline{F}_{A,34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{T}_{EN,1}^{-1} \\ \underline{T}_{EN,25}^{-1} \\ \underline{T}_{EN,34}^{-1} \end{bmatrix} \cdot (\underline{K}_{ES,V} \cdot \underline{G}_{JV} + \underline{K}_{ES,P} \cdot \underline{G}_{JP}) \cdot \begin{bmatrix} \underline{T}_{EN,1} \\ \underline{T}_{EN,25} \\ \underline{T}_{EN,34} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{a}_{R,1} \\ \ddot{a}_{R,25} \\ \ddot{a}_{R,34} \end{bmatrix} \quad (4.82)$$

Die diagonalen Verstärkungsmatrizen $\underline{K}_{ES,V}$ und $\underline{K}_{ES,P}$ skalieren dabei die jeweiligen modalen Anteile der Störung und stellen die entsprechenden Entwurfsfreiheitsgrade der Störgrößenaufschaltung dar.

4.3.2 Analyse und Synthese der Reglerfunktionen

Die im vorhergehenden Abschnitt vorgestellten Regelungsstrategien enthalten eine Reihe an physikalisch motivierten Entwurfsparametern und bieten damit viel Spielraum für die Gestaltung der vertikaldynamischen Eigenschaften der aktiven Federung. Die relativ hohe Anzahl der Freiheitsgrade erschwert jedoch erheblich die Parametrierung. Ein Schwerpunkt der Analyse bildet daher die Untersuchung der Einflüsse der einzelnen Regelparameter, um möglichst viel Verständnis für deren physikalische Auswirkung auf die Vertikaldynamik zu gewinnen. Besonders markant sind im vorliegenden Fall die Einflüsse der Aufbauregelung.

Die Betrachtung des Störübertragungsverhaltens unter Berücksichtigung zeitverschobener Anregungssignale gemäß Bild 4.22 bietet eine effektive Möglichkeit zur Untersuchung der Parametereinflüsse der Aufbauregelung im Frequenzbereich. Dazu sind in Bild 4.36 links die Amplitudengänge des Störübertragungsverhaltens von der Fahrbahnanregung zur Nickbeschleunigung der Aufbaumasse dargestellt.

Die Berechnungen zeigen den Einfluss der Skyhook-Dämpfung, der Skyhook-Steifigkeit und des Anteils der passiven Grunddämpfung im geregelten Fahrwerk. Als Referenz dienen die Berechnungsergebnisse mit der konventionellen Federung. Die Einflüsse der Skyhook-Regelung äußern sich in einer deutlichen Abnahme der Amplitude im niedrigen Frequenzbereich bis ca. 6 Hz. Insbesondere im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen bei ca. 2 Hz ist sie sehr effektiv. Der Trend verstärkt sich mit steigender Dämpfung bzw. Steifigkeit.

Eine quantitative Aussage über das Maß der Komfortverbesserung geben die aus der Fläche unter den Amplitudengängen berechneten Kennzahlen (4.43) bis (4.46). Oberhalb von 6 Hz schwindet der Skyhook Einfluss mit zunehmender Frequenz. Die Verbesserung in diesem Bereich ist hauptsächlich auf die geringe Grunddämpfung d_R

im aktiven Federbein zurückzuführen. Im vorliegenden Fall wird diese im Vergleich zur konventionellen Dämpferabstimmung stark reduziert.

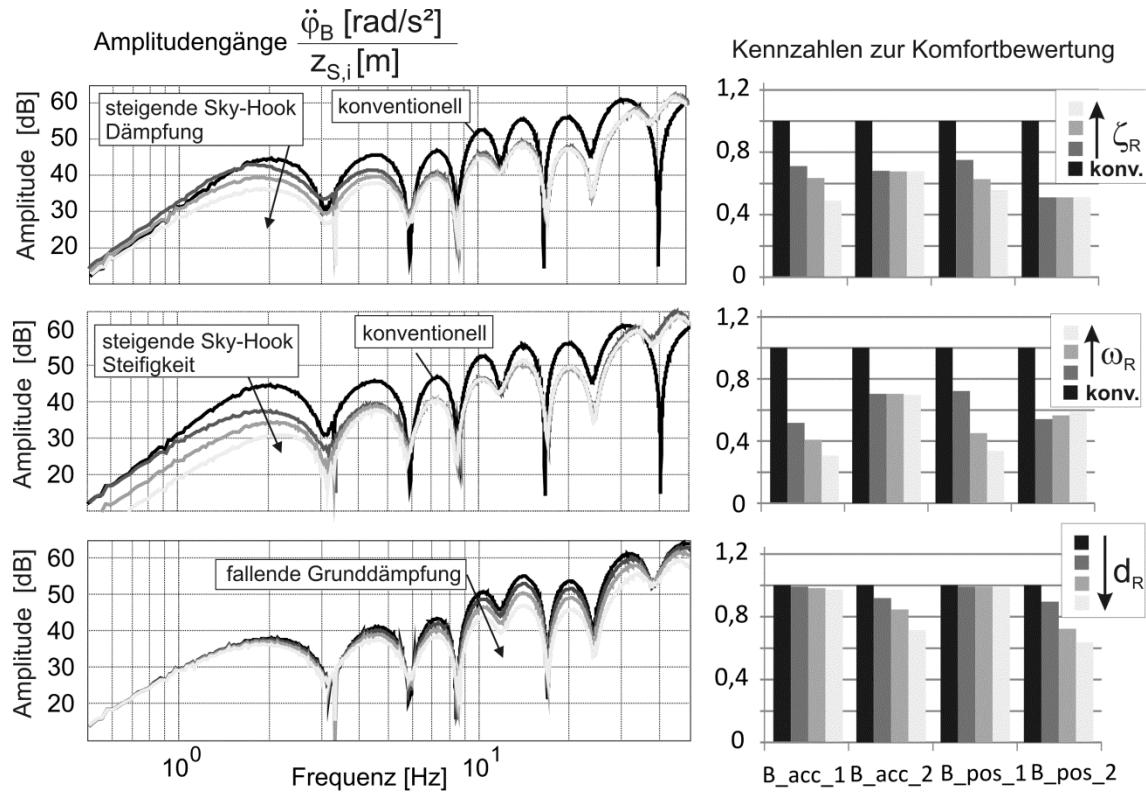


Bild 4.36: Einfluss der Sky-Hook-Regelung und der passiven Grunddämpfung auf die Vertikaldynamik

Neben den Skyhook-Parametern spielt die Gewichtung der einzelnen Stellkräfte im Laufwerk gemäß (4.57) eine bedeutende Rolle. Davon hängt entscheidend die Effektivität der Regeleingriffe im Laufwerk ab. In diesem Zusammenhang zeigt Bild 4.37 deren Auswirkung auf die Höhe der Nickbeschleunigung bei gleichbleibender Parametrierung der Aufbauregelung.

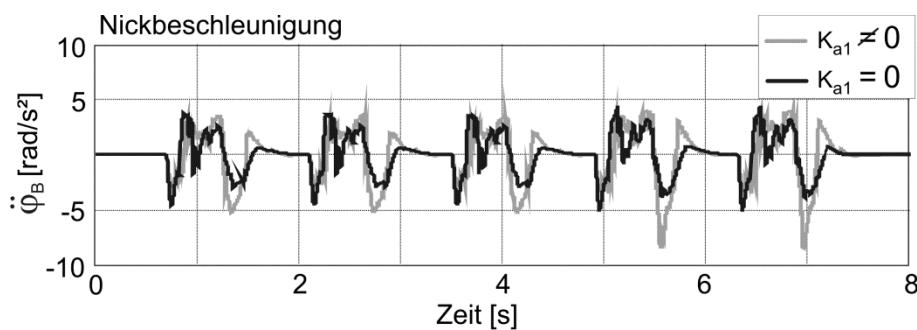


Bild 4.37: Einfluss der Kraftverteilung im Laufwerk

Bei dem simulierten Fahrversuch werden starre Hindernisse mit konstanter Geschwindigkeit überfahren. Die Regeleingriffe erfolgen dabei mit und ohne die Beteiligung der Aktorik der Vorderachse mit dem Gewichtungsfaktor K_{a1} .

Das Ergebnis zeigt deutliche Einbußen in der Performance mit dem Einsatz der Aktorik am vorderen Laufrollenpaar. Offenbar schränkt die hier umliegende vorgespannte Kette die Bewegungsfreiheit der Federungsaktorik und somit die Steuerbarkeit der Nickbewegung erheblich ein. Eine Abhilfe schafft die Verlagerung der Gewichtung auf die nachfolgenden Federbeine. Die Ketteneinflüsse sind hier deutlich weniger ausgeprägt und ermöglichen somit eine bessere Steuerbarkeit der Aufbaubewegung.

Die Erkenntnisse aus der Parameterstudie verhelfen zu einer gezielten Parametrierung der zahlreichen Entwurfsfreiheitsgrade der Regelung mit Hilfe einer simulationsgestützten Mehrzieloptimierung. Die Start- und Grenzwerte der Parameter werden weitgehend aus den zuvor durchgeführten Parameterstudien entnommen. Als Optimierungstool wird im vorliegenden Fall die Multi-Objective Parameter Optimization (MOPO) verwendet [Rutz98]. Weiterführende Informationen zu dem Aufbau, der Funktionsweise und der Handhabung des Tools bzw. der zugehörigen Optimierungsverfahren sind unter [Mün01], [KLJ91] und [Jäker91] zu finden und werden hier nicht weiter erläutert. Nachfolgend werden lediglich die wichtigsten Randbedingungen im Kontext mit der Formulierung der Optimierungsaufgabe zusammengestellt.

Die zu optimierenden Entwurfsparameter werden modulweise in die Berechnung einbezogen. Die Berechnungsergebnisse für den Parametersatz eines Moduls werden bei der Optimierung der Parameter des nächsten Moduls als Konstante übernommen. Die Reihenfolge der Module mit zugehörigen Parametern ist dabei wie folgt festgelegt:

- Die Aufbauregelung mit den Dämpfungen ζ_R und den Eigenkreisfrequenzen ω_R der geregelten modalen Aufbaubewegungen aus (4.67) und (4.68)
- Die Gewichtungsmatrix T_{AG} der Verteilungsfaktoren K_1 bis K_5 der Aktorkräfte im Laufwerk gemäß (4.57).
- Die lokale Störgrößenaufschaltung gemäß (4.80) mit zugehörigen Entwurfsfreiheitsgraden $K_{S,V}$ und $K_{S,P}$.
- Die Entkoppelte Störgrößenaufschaltung gemäß (4.82) mit zugehörigen Entwurfsfreiheitsgraden $K_{ES,V}$ und $K_{ES,P}$.

Zur Anregung des Fahrzeugmodells wird das Profil der stochastischen Bahn gemäß Bild 4.11 verwendet. Die Anregung entspricht weitgehend den realen Betriebsbedingungen im schweren steinigen Gelände und ist für die Optimierung sowohl im Frequenz- als auch im Zeitbereich gut geeignet. Die Frequenzbereiche der Anregung können darüber hinaus durch die Variation der Fahrgeschwindigkeit verändert werden.

Bei der zu minimierenden Zielfunktion handelt es sich um die Kennzahlen B_{acc1} und B_{pos1} zur Bewertung des Fahrkomforts im Frequenzbereich gemäß (4.44) und (4.45). Im Zeitbereich wird dazu der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung gemäß (4.37) eingesetzt.

In Bild 4.38 sind die Ergebnisse aus simulierten Fahrversuchen mit optimierten Reglerparametern und idealisierten Kraftstellern konventionell, aktiv und semiaktiv gegenübergestellt. Der idealisierte semiaktive Steller wird dabei lediglich in seinem Wirkbereich eingeschränkt und agiert ideal im 2-Quadranten-Betrieb. Als Anregung dient eine Hindernisbahn mit definierten Hindernissen.

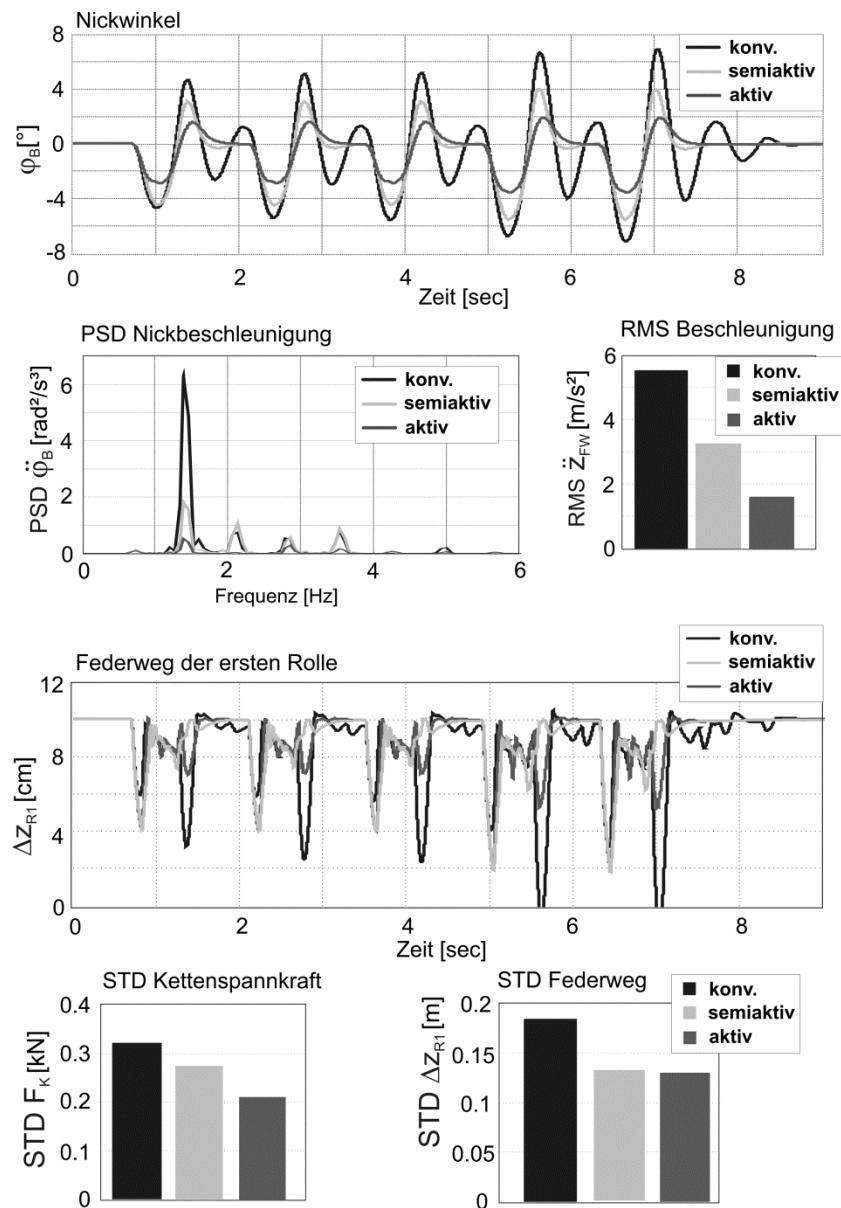


Bild 4.38: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse konventionell, semiaktiv und aktiv.

Die Simulation mit dem aktiven Federungssystem zeigt enorme Verbesserungspotentiale auf. Die Nickbewegungen der Aufbaumasse werden reduziert und deutlich besser gedämpft. Der Fahrkomfort wird ebenfalls entscheidend verbessert. Ein Indiz dafür sind die gegenüber dem passiven Fahrwerk dreifach geringeren RMS-Werte der Aufbaubeschleunigung. Die Betrachtung der spektralen Leistungsdichte der Beschleunigung zeigt nahezu verschwindend geringe Anteile im Bereich der Aufbaueigenfrequenz.

Die semiaktive Federung bietet eine gute Möglichkeit mit einem vernachlässigbaren Leistungsaufwand die Aufbaubewegungen zu reduzieren und zugleich den Fahrkomfort zu erhöhen. Unter idealisierten Bedingungen lässt sich hier in etwa die Hälfte der Performance des aktiven Fahrwerks erreichen.

Weitere Verbesserungen sind bei der Fahrsicherheit zu erwarten. Obwohl die Aspekte der Fahrsicherheit bei den vorliegenden Optimierungsergebnissen nicht berücksichtigt werden, kann die Varianz der Kettenspannkraft und der Federwege und somit die Gefahr eines Kettenabsprungs deutlich reduziert werden. Dieser positive Nebeneffekt ist vor allem auf die deutlich reduzierten Bewegungen der Aufbaumasse zurückzuführen.

4.3.3 Funktionale Spezifikation der Bausteine

Die Simulationsergebnisse mit idealisierten Grundbausteinen decken die möglichen Potentiale des gewählten Regelungskonzepts auf. Den offensichtlichen Verbesserungen der vertikaldynamischen Eigenschaften steht nun die Frage nach den zur Realisierung dieses Vorhabens erforderlichen dynamischen Eigenschaften der Grundbausteine Aktorik und Sensorik gegenüber. Bild 4.39 zeigt dazu exemplarisch den funktionalen Zusammenhang zwischen der Fahrwerksregelung und den Eigenschaften der Aktorik.

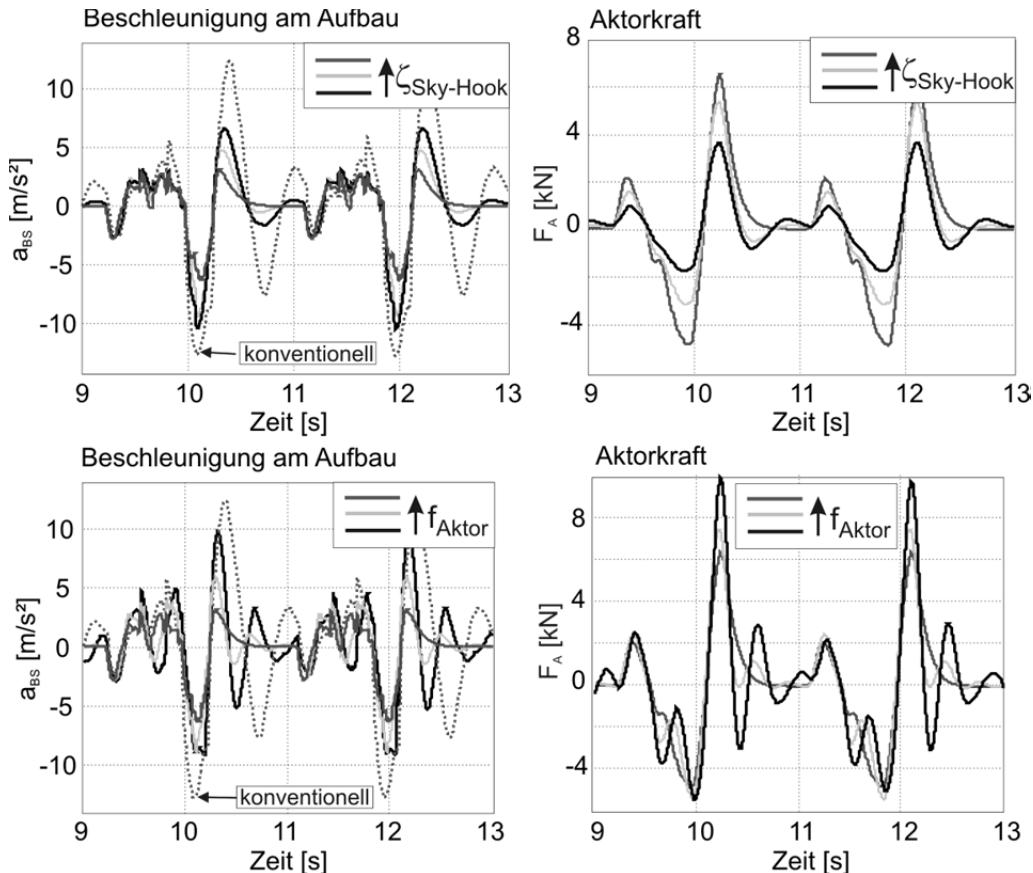


Bild 4.39: Funktionale Zusammenhänge zwischen der Fahrwerksregelung und der Aktorik

Die Erhöhung der Sky-Hook-Dämpfung führt hier zu einer deutlichen Verbesserung des Fahrkomforts. Erkauft wird dies durch die erheblich höheren Stellkräfte, die von der Aktorik umgesetzt werden müssen. Wird andererseits die Bandbreite bzw. das Frequenzübertragungsverhalten des Aktors eingeschränkt, so destabilisiert sich mit steigender Phase zunehmend der geschlossene Regelkreis. Die Qualität der Aufbauregelung wird deutlich schlechter.

Anhand des idealisierten Entwurfsmodells können nun die funktionalen Eigenschaften der Bausteine spezifiziert werden. In dieser frühen Entwurfsphase kommt es insbesondere auf die Genauigkeit und die Dynamik der Bausteinfunktionalität an. Bei der Suche nach möglichen Lösungskonzepten bilden diese Erkenntnisse anschließend

die Grundlage für die Konzipierung und die Auslegung der Komponenten. Dabei gilt es insbesondere auch einen anforderungskonformen Kompromiss zwischen der Funktionalität und dem dafür benötigten Energie- und Kostenaufwand zu finden.

Bild 4.40 zeigt die Ergebnisse aus der Simulation zur Spezifikation der Beschleunigungssensoren am Aufbau und an den Laufrollen. Die Beschleunigungsspitzen am Aufbaukörper erreichen hier Werte bis über 20 m/s^2 . Im Laufrollenbereich sind die Beschleunigungsamplituden vielfach höher und reichen bis 400 m/s^2 . Die Grenzwerte geben die Größenordnung für den erforderlichen Messbereich der Sensoren.

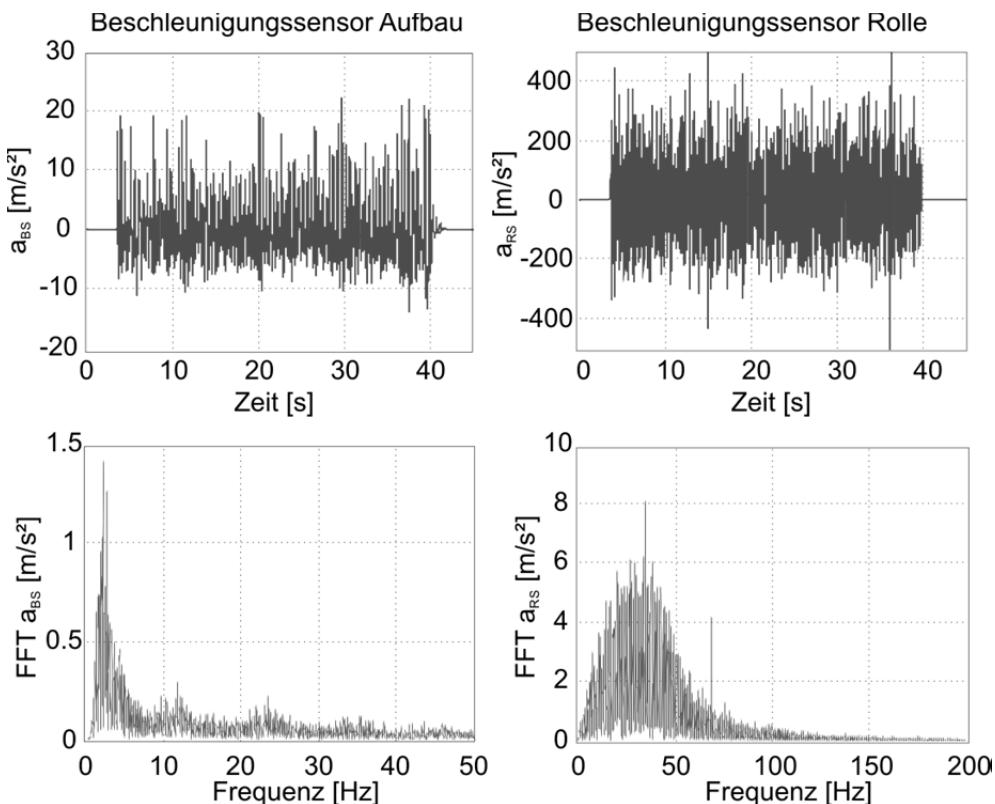


Bild 4.40: Simulationsdaten zur Ermittlung der Sensoranforderungen

Das Frequenzübertragungsverhalten kann anhand der Ergebnisse der FFT-Analyse unten im Bild spezifiziert werden. Für die Erfassung der Aufbaubewegungen wird ein Bereich bis ca. 8 Hz benötigt. Die Laufrollenbewegungen sind dagegen bis zu einer Frequenz von 70 Hz vertreten.

Bild 4.41 zeigt die Simulationsergebnisse zur Spezifikation der Aktorik. Es handelt sich um einen Fahrversuch mit einer besonders hohen Anregung der Aufbaubewegungen auf einer Hindernisbahn. Im Anregungsprofil sind sowohl niederfrequente als auch hochfrequente Anteile enthalten. Die Randbedingungen sollen ein „worst case“ Szenario darstellen, um einer Unterdimensionierung der Aktorik entgegenzuwirken.

Demnach sollen die Aktoren eine Kraft von ca. 6 kN in der Spitze stellen können. Die Bandbreite der Kraftregelkreise soll dabei in etwa 6 Hz betragen, um die Sollvorgaben

der Fahrwerksregelung vollständig umsetzen zu können. Die dafür benötigte mechanische Leistung lässt sich aus der Relativgeschwindigkeit im Aktor und der Kraft ermitteln. Demnach liegen die erforderlichen Spitzenwerte bei ca. 2 kW.

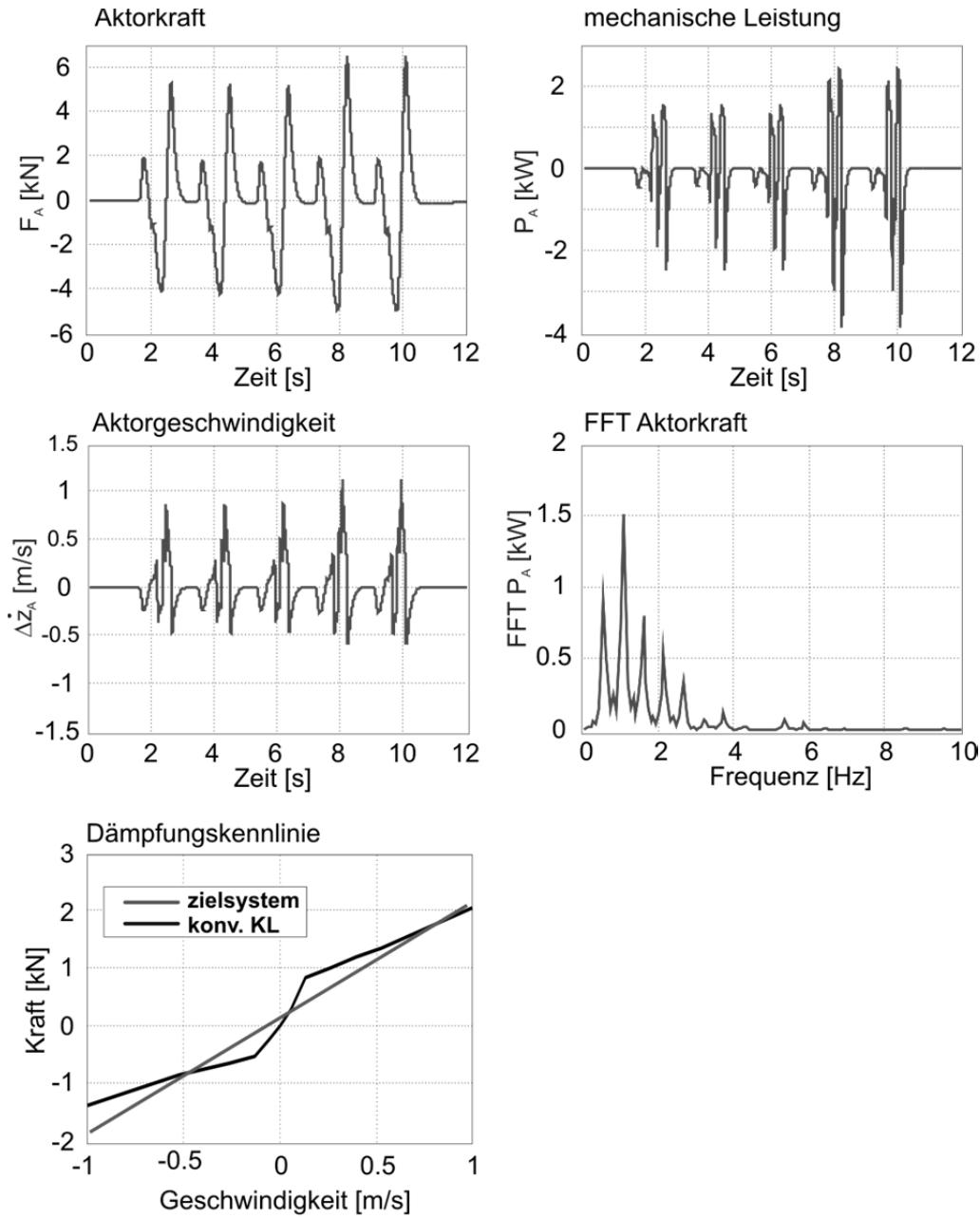


Bild 4.41: Simulationsdaten zur Definition der Anforderungen an die Aktorik

Neben dem Führungsverhalten spielt das Störverhalten des aktuierten Federbeins eine entscheidende Rolle. Dieses wird unter anderem durch die passive Grundabstimmung der Dämpfung bzw. die entsprechende Dämpferrate definiert. Gemäß bisheriger Analyseergebnisse sollte diese möglichst unterhalb der Rate eines konventionellen Dämpfers liegen, um die hochfrequenten Anteile der Laufwerksanregung zu

unterdrücken. Als Referenz dient somit eine Mittelung der konventionellen Dämpfungskennlinie gemäß Bild 4.41 unten.

Die semiaktiven Aktoren werden durch die verstellbaren Dämpfer repräsentiert. Entscheidend für ihre Funktionalität ist die Spreizung des Kennlinienfeldes, in dem die Dämpferraten verstellt werden sollen. In Bild 4.42 sind in diesem Zusammenhang die Ergebnisse aus der Simulation mit idealisierten Verstelldämpfern illustriert. Neben den Amplituden der Dämpferkraft links im Bild werden rechts ausgewählte Punkte des Kraftverlaufs über der Relativgeschwindigkeit im Dämpfer aufgetragen. Aus der Darstellungsform lässt sich die erforderliche Spreizung unmittelbar ablesen.

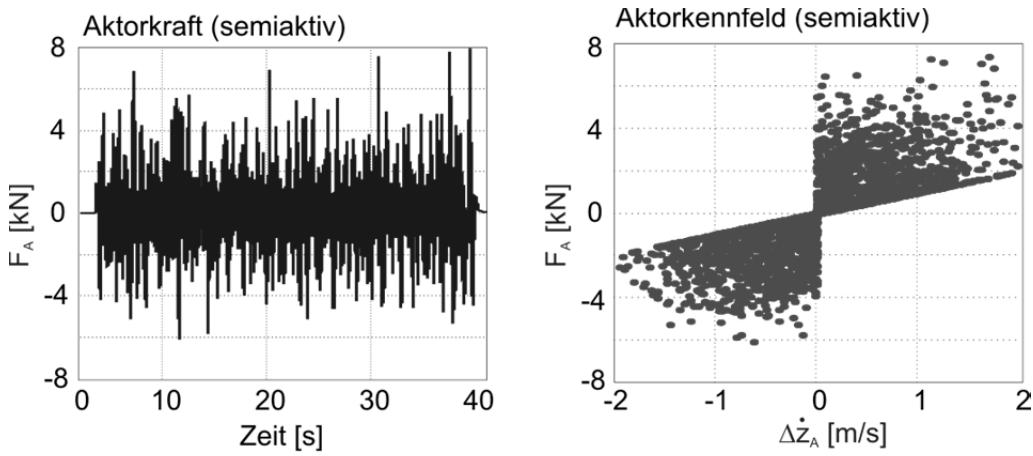


Bild 4.42: Simulationsdaten zur Ermittlung der Aktoranforderungen (semiaktiv)

4.4 Ganzheitliche Komposition

Unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus der idealisierten Komposition erfolgt im Rahmen der ganzheitlichen Komposition die funktionale Auslegung des Gesamtsystems. Der Begriff Ganzheitlichkeit umfasst dabei die Einbeziehung aller Systembausteine bzw. ihrer funktionsrelevanten Eigenschaften in den Entwurfsprozess (vgl. Abschnitt 3.2.3). Ein wichtiges Ziel ist dabei die unter idealisierten Bedingungen aufgezeigten Potentiale der Regelstrategie auch im Zusammenspiel mit realen Bausteinen möglichst vollumfänglich auszuschöpfen. Die Grundlage für das weitere Vorgehen bildet somit neben der Regelung auch die funktionale Spezifikation der Bausteine Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitungseinheit. Entsprechend den Anforderungen erfolgt zunächst eine modellbasierte Prüfung möglicher Lösungen. Die Modellierungstiefe und das Erscheinungsbild zugehöriger Bausteinmodelle sind von der Komplexität, der funktionalen Reife und entscheidend auch von der Verfügbarkeit der Komponenten mit den erforderlichen Eigenschaften auf dem Markt abhängig.

Sind vollständig spezifikationskonforme Bausteine als „Zukaufteile“ verfügbar, so reduziert sich erfahrungsgemäß der Entwicklungsaufwand im Rahmen der ganzheitlichen Komposition erheblich. Die entsprechenden Modelldaten oder auch ganze Modelle werden in der Regel von dem Bausteinhersteller zur Verfügung gestellt. Eventuelle Abweichungen zu den zuvor idealisiert angenommenen Eigenschaften werden durch eine Verfeinerung bzw. Optimierung der Regelparameter im Gesamtsystemmodell kompensiert.

Anders ist es wenn, die Eigenschaften verfügbarer Bausteine deutlich von der Spezifikation abweichen bzw. solche gar nicht verfügbar sind. In diesem Fall werden erhebliche Anpassungen in der Regelstrategie oder gar am Grundsystem erforderlich sein. Dabei können ggf. Iterationen zu der ersten bzw. der zweiten Entwurfsphase der Komposition notwendig werden. Häufig gehen diese Änderungen mit Einbußen im Wunschsystemverhalten einher, z. B. dann, wenn ein verfügbarer Aktor deutlich geringere Stellgeschwindigkeit aufweist als ursprünglich angenommen. Können diese Einbußen nicht akzeptiert werden, so wird eine Neuentwicklung oder Neudimensionierung des Bausteins mit passenden Eigenschaften erforderlich sein. Die „ganzheitliche Komposition“ stellt dazu die geeignete Entwurfsbasis zur Verfügung.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit waren die Sensoren und die Informationsverarbeitungseinheit entsprechend ihrer Spezifikation als „Kaufteile“ erhältlich. Für die Aktorik war dagegen eine Neudimensionierung erforderlich. Dieses häufige Fallbeispiel soll nachfolgend näher beschrieben werden. Dazu werden im folgenden Unterabschnitt die favorisierten Lösungskonzepte für Federungsaktorik vorgestellt. Danach wird der Aufbau bzw. das Erscheinungsbild des zugehörigen Systemmodells erläutert und die wesentlichen Erweiterungen aufgezeigt. Anschließend wird die modellbasierte Auslegung der aktiven und semiaktiven Federungsaktorik im ganzheitlichen Systemverbund beschrieben.

4.4.1 Lösungskonzepte für die Federungsaktorik

In Bild 4.43 sind einige Lösungskonzepte für die Federungsaktorik tabellarisch zusammengestellt.

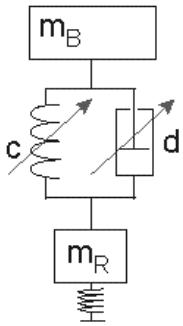
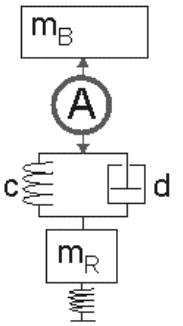
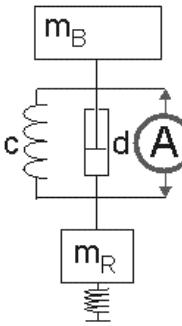
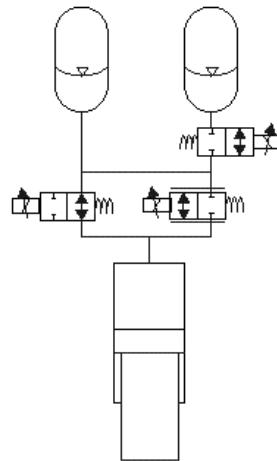
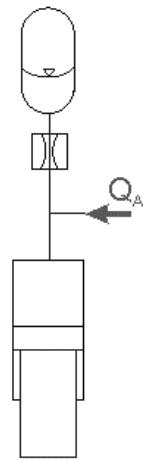
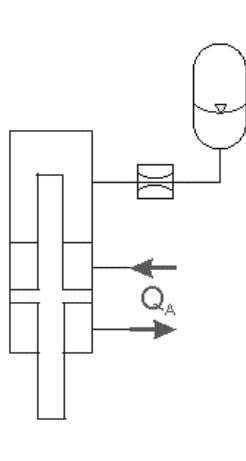
| | Variante A | Variante B | Variante C |
|------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Funktionsprinzip |  |  |  |
| Lösungsprinzip |  |  |  |
| Klassifizierung | <ul style="list-style-type: none"> - vollsemiaktiv - quasistationär bis hochfrequent - voll- oder nichttragend | <ul style="list-style-type: none"> - vollaktiv - niedrfrequent - volltragend | <ul style="list-style-type: none"> - vollaktiv - hochfrequent - teiltragend |

Bild 4.43: Ausgewählte Lösungskonzepte für geregelte HP-Federungssysteme in Kettenfahrzeugen

Die Variante A vertritt die semiaktiven Federungssysteme. Die Rollenaufhängung soll hierbei sowohl steifigkeits- als auch dämpfungsvariable Komponenten enthalten. Ein mögliches Lösungsprinzip basiert auf einer Anordnung aus zwei zuschaltbaren Hydrospeichern, einer Proportionaldrossel und einem Plungerzylinder als Kraftsteller. Hinsichtlich der Ausführung und Anordnung sind darüber hinaus diverse andere Konfigurationen denkbar. Ein besonderer Vorteil des Hydrops ist die einfache

Möglichkeit der Federratenverstellung durch die Zu- bzw. Abschaltung zusätzlicher Druckspeicher [Bau08]. Eine weitere naheliegende Alternative ist der Einsatz eines hydraulischen Verstelldämpfers (CDC). Dieser kann z.B. anstelle des herkömmlichen passiven Dämpfers parallel zum Drehstab als nichttragender Kraftsteller installiert werden.

Die Variante B stellt eine Rollenaufhängung mit einem volltragenden aktiven Kraftsteller als Plungerzylinder dar. Die Anordnung gleicht dem Aktuierungsprinzip des ABC-Systems und soll der Korrektur der niederfrequenten Aufbaubewegungen dienen. Der aktive Eingriff erfolgt durch die Veränderung des Gasvolumens im Hydrospeicher (Federfußpunktverstellung) mit Hilfe einer externen Energiequelle. Die höheren Frequenzanteile der Anregung werden vorwiegend durch die passiven Elemente wie Drossel und Hydrofeder aufgenommen.

Die Variante C sieht die Schaltung des aktiven Kraftstellers parallel zu der passiven Federung vor. Der Kraftsteller ist in Form eines Hydraulikzylinders mit Gleichlauf-eigenschaften gemäß [JSK98] ausgeführt. Neben den Gleichlaufkammern verfügt der Zylinder konstruktionsbedingt über eine weitere dritte Kammer, die im vorliegenden Lösungsprinzip zur Ankopplung einer hydropneumatischen Federung dient. Der aktive Eingriff erfolgt durch die Zuführung hydraulischer Energie im Gleichlaufteil. Bedingt durch die Parallelschaltung wird der Aktor mit der kompletten Bandbreite der Laufwerksanregung konfrontiert und soll somit auch hochfrequent agieren können.

Für die Bereitstellung der hydraulischen Leistung existieren zwei grundlegende Prinzipien: Drossel- und Verdrängerprinzip. Bild 4.44 zeigt skizzenhaft die wesentlichen Merkmale beider Möglichkeiten.

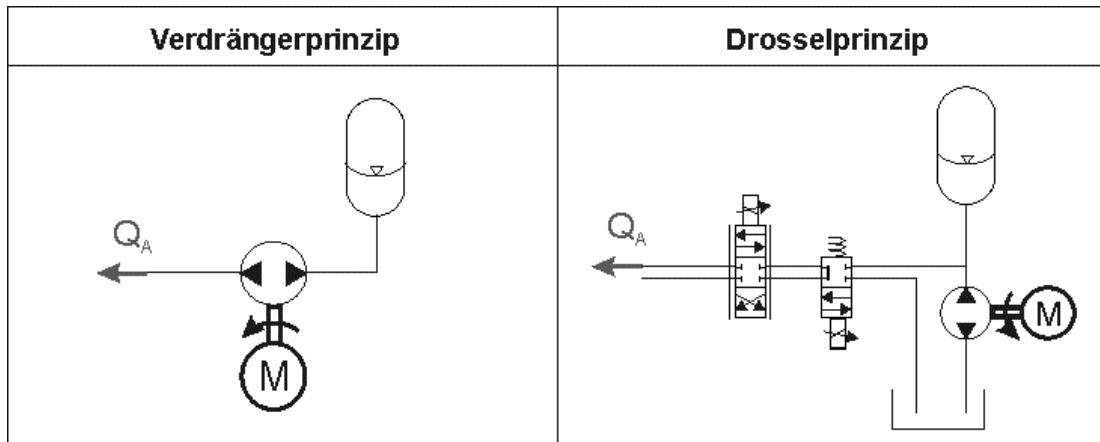


Bild 4.44: Gegenüberstellung der Aktorik Verdränger- vs. Drosselprinzip

Beim Drosselprinzip werden Ventile als Aktoren eingesetzt. Mit Hilfe des von der zentralen Hochdruckhydraulik zur Verfügung gestellten höheren Versorgungsdrucks werden durch Drosselung kleinere bis maximal dem Versorgungsdruck entsprechende Drücke in den Zylinderkammern aufgebaut. Der Vorteil des Prinzips liegt in der

verhältnismäßig kleinen Bauweise und guter Regelbarkeit der Ventile. Diese können in der unmittelbaren Nähe des Kraftstellers eingebaut werden. Die Zentralhydraulik mit der Motor-Pumpen-Einheit (MPE) und Hydrospeicher kann je nach Bauraumkapazität an geeigneter Stelle im Fahrzeug platziert werden. Ein entscheidender Nachteil des Drosselprinzips sind die hohen Leistungsverluste, die durch die Drosselung verursacht werden. Weitere Leistungsverluste entstehen vor allem infolge aufwändiger und in der Regel langer Verrohrung mit zusätzlichen kapazitiven, induktiven und weiteren Widerständen.

Das Verdrängungsprinzip sieht jeweils eine Verdrängereinheit (z.B. als MPE) lokal für jedes einzelne Federbein vor. Damit kann die Leistung bedarfsgerecht aufgebaut und ohne Drosselverluste übertragen werden [Beck03]. Bei der Platzierung der Aggregate in der unmittelbaren Nähe der Hydraulikkammern des Kraftstellers sind außerdem kürzere Leitungen und somit deutlich geringere hydraulische Widerstände zu erwarten. Der Nachteil des Prinzips ist der in der Regel größere Bauraum, der insbesondere für die Integration der MPE erforderlich sein kann. Bei Kettenfahrzeugen mit einer Vielzahl an potentiell aktuierbaren Laufrollen kann die Anwendung des Verdrängerprinzips dadurch problematisch werden.

Bei der Bewertung und Auswahl möglicher Aktoren für das semiaktive bzw. aktive Federungssystem haben sich im Rahmen dieser Arbeit, die in Bild 4.45 dargestellten hydromechanischen bzw. elektrohydraulischen Lösungen herauskristallisiert.

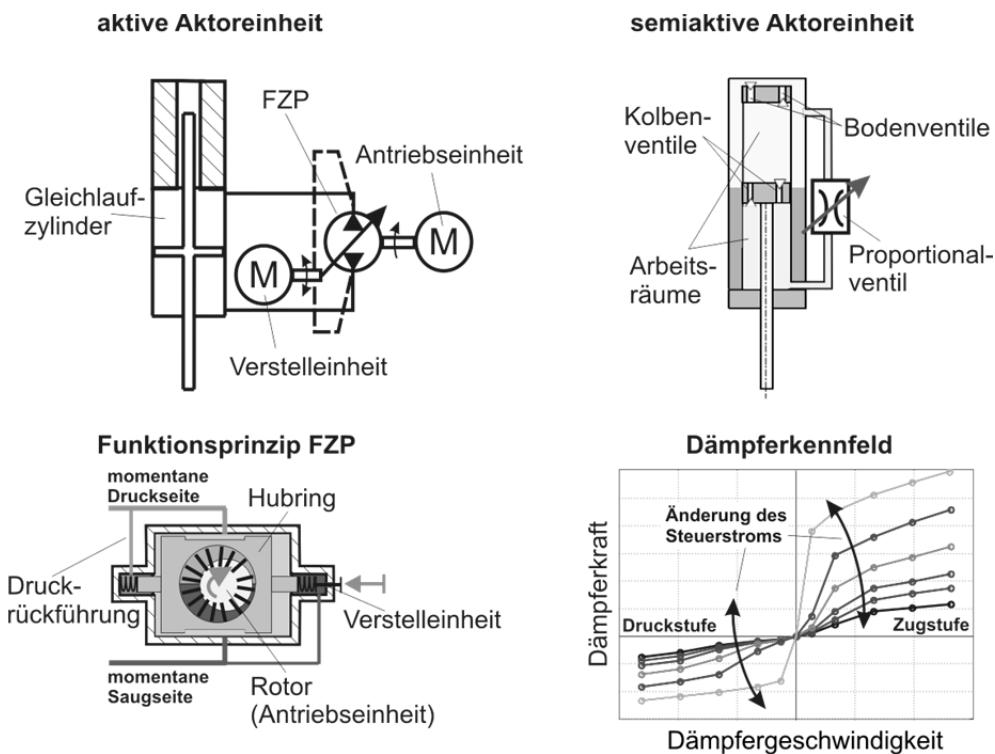


Bild 4.45: Favorisierte Aktortypen

Beide Aktorvarianten werden für den Einbau parallel zur Drehstabfederung als teiltragende Federungselemente vorgesehen. Nachfolgend werden die wichtigsten funktionalen Eigenschaften dieser Aktoren erläutert.

Bei der **aktiven** Aktoreinheit links im Bild übernimmt ein doppeltwirkender Gleichlaufzylinder die Funktion des Kraftstellers. Der Kraftaufbau erfolgt durch die Wandlung der hydraulischen Energie, die nach dem Verdrängerprinzip in den Zylinderkammern auf- bzw. abgebaut wird. Bei der zugehörigen Verdrängereinheit handelt es sich um eine neuartige reversierbare Flügelzellenpumpe (FZP) mit integrierter Druckrückführung. Die Lösung wurde speziell für den Einsatz in einem aktiven Fahrzeugfederungssystem eines PKW's entwickelt [Har10]. Das Funktionsprinzip unterscheidet sich grundlegend von der klassischen Flügelzellenpumpe [Ivan93].

Die neue Lösung funktioniert im 4-Quadranten-Betrieb. Das wird durch eine besondere Lagerung des Hubrings und eine modifizierte Steuerscheibengeometrie ermöglicht. Damit kann nicht nur die Fördermenge, sondern auch die Förderrichtung verändert werden. Die Flügelzelle befindet sich im Hohlraum eines zwischen zwei Federelementen elastisch gelagerten Hubrings. Der Rotor mit Flügeln wird mit Hilfe einer elektrischen Antriebseinheit angetrieben und behält stets die Drehrichtung bei. Die Änderung des Volumenstroms und der Förderrichtung erfolgt durch die Verstellung der Exzentrizität des Hubrings relativ zu der fest gelagerten Rotorachse. Die Verschiebung in eine der beiden Richtungen führt zu einer Änderung des Zellenvolumens und somit zu einer Verdrängung der Druckflüssigkeit von der Saug- in die Druckrichtung. Die dazu erforderliche Verstellkraft wird mit Hilfe einer elektromechanischen Verstelleinheit via Fußpunktverstellung der Lagerfeder eingeleitet. Darüber hinaus wird der Hubring durch eine Druckrückführung auf beiden Seiten mit den an der Saug- bzw. Druckseite der Pumpe anliegenden Drücken beaufschlagt. Die Drücke wirken jeweils auf die Flächen zweier Kolben und erzeugen damit eine druckabhängige Verstellkraft.

Auf diese Weise ist die Realisierung eines definierten Führung- bzw. Störverhaltens des Aktors möglich. Über die Verstelleinheit werden die Kammern des Gleichlaufzylinders mit entsprechenden Volumenströmen beaufschlagt. Dadurch stellt sich eine definierte Druckdifferenz im Gleichlaufzylinder bzw. die gewünschte Kraft im Federbein ein. Die Druckrückführung wirkt einem Druckaufbau in einer der Zylinderkammern entgegen und bestimmt weitgehend das Störverhalten. Wird der Kolben des Gleichlaufzylinders durch eine Störung an der Rolle in Bewegung gesetzt, baut sich in einer der Zylinderkammern ein Druck auf. Dieser verschiebt über die Druckrückführung den Hubring, so dass die entstehende Druckspitze abgebaut werden kann.

Beim **semiaktiven** Aktor handelt es sich um einen in seiner Kennung verstellbaren handelsüblichen Zweirohrdämpfer. Bild 4.45 rechts zeigt seinen prinzipiellen Aufbau (vgl. [HE07]). Die Dämpfungskräfte resultieren aus dem Zusammenspiel der Druckdifferenzen an den fest eingestellten Kolben- und Bodenventilen und am

Verstellventil. Das Verstellventil ist als Proportionalventil ausgeführt und sitzt in einem Bypass, der den oberen Arbeitsraum mit dem Ölsvorratsraum verbindet. Der Drosselquerschnitt des Proportionalventils wird elektromechanisch verstellt. Die Änderung des Drosselquerschnitts hängt von dem anliegenden elektrischen Strom ab. Durch eine Stromvariation kann somit zwischen den einzelnen Dämpferkennungen stufenlos geschaltet und so die „Härte“ des Dämpfers kontinuierlich verstellt werden. Ein typisches Kennlinienfeld illustriert die Abbildung rechts unten. Die Kennlinien mit dem maximalen und dem minimalen Stromwert spannen den Wirkungsbereich des Dämpfers auf. Innerhalb dieser Grenzen kann die Dämpfungskraft in Abhängigkeit von dem Spulenstrom und der Dämpfergeschwindigkeit beliebige Werte annehmen. Die wesentlichen Vorteile einer semiaktiven Federung mit einem verstellbaren Dämpfer sind der vernachlässigbar geringe Energieverbrauch zur Betätigung des Proportionalventils und die hohe Bandbreite der Schaltvorgänge bei der Änderung der Dämpferrate. Damit lassen sich auch die schnellen Rollenbewegungen gut beeinflussen.

4.4.2 Aufbau des Systemmodells

Bild 4.46 zeigt den prinzipiellen Aufbau des ganzheitlichen Systemmodells. Dieser zeichnet sich insbesondere durch die Erweiterung des Modellumfangs aus Abschnitt 4.3 um die parametrierbaren Modelle der Aktorik, der Sensorik und der Informationsverarbeitungseinheit aus.

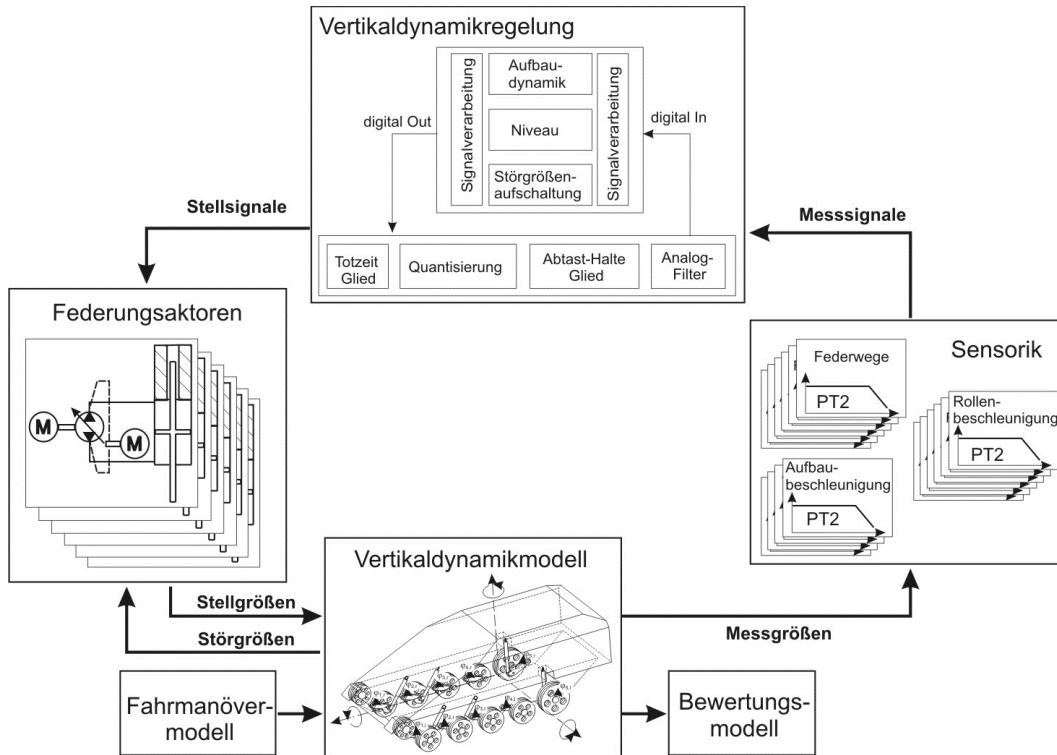


Bild 4.46: Gesamtsystemmodell im Rahmen der ganzheitlichen Komposition

Die Sensormodelle bilden das dynamische Übertragungsverhalten der analogen Beschleunigungs- und Wegsensoren ab. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass der Modellierungsansatz mit Verzögerungsgliedern 2. Ordnung (PT2) ausreichend gut das dynamische Verhalten der verwendeten handelsüblichen Sensoren nachbildet. Die dabei zur Verfügung stehenden „Stellschrauben“ sind die entsprechenden Zeitkonstanten, die die Bandbreite des jeweiligen Sensors im Frequenzbereich definieren.

Um die dynamischen Einflüsse der Informationsverarbeitungseinheit zu berücksichtigen, werden vereinfachte Modelle aus der digitalen Regelungstechnik eingesetzt. Wie bereits im Abschnitt 3.2.3 erläutert, handelt es sich dabei vor allem um die Effekte aus der Signalabtastung, der endlichen Verarbeitungszeit und der Quantisierung. Da im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit eine besonders leistungsstarke Rapid Prototyping Echtzeithardware eingesetzt wird, spielen die genannten Faktoren eine vernachlässigbar geringe Rolle. Für eine eventuelle spätere Umsetzung auf einem Seriensteuergerät kann der Einfluss von entscheidender Bedeutung sein, um z.B. die Ressourcen der Hardware zu dimensionieren.

Die verhältnismäßig aufwändigste Erweiterung bilden die Modelle der aktiven Federungsaktoren mit reversierbaren Flügelzellenpumpen aus Abschnitt 4.4.1. Die komplexen Aktorgruppen bestehen aus mehreren verschachtelten Subsystemen, die für sich gesehen wiederum mechatronische Systeme ausbilden. Sowohl für die Auslegung des Führungs- bzw. des Störungsübertragungsverhaltens der Aktoren als auch für die anschließende Optimierung des Gesamtsystemverhaltens bedarf es hier einer ausreichend hohen Modellierungstiefe unter Berücksichtigung aller funktionsrelevanter Parameter.

4.4.3 Funktionale Integration und Auslegung der Aktorik

Die Struktur eines der aktiven Federungsaktoren wird im Bild 4.47 gezeigt. Der Aktor enthält hier die typischen Grundbausteine eines mechatronischen Systems. Das hydromechanische Grundsystem besteht im Wesentlichen aus den hydraulischen Aggregaten Gleichlaufzylinder und Flügelzelle mit integrierter Druckrückführung. Zur Erfassung der Kammerdrücke im Gleichlaufzylinder werden Drucksensoren eingesetzt. Eine Druckregelung sorgt für die Einstellung gewünschter Druckdifferenzen bzw. dazu proportionaler Federbeinkräfte. Die Aktorik wird durch zwei weitere unterlagerte mechatronische Subsysteme Antriebs- und Verstelleinheit als funktional in sich gekapselte Module repräsentiert. Die Funktion des Subsystems Antriebsmotor ist das Aufrechterhalten einer vorgegebenen Pumpendrehzahl mit Hilfe einer drehzahlgeregelten elektrischen Antriebseinheit.

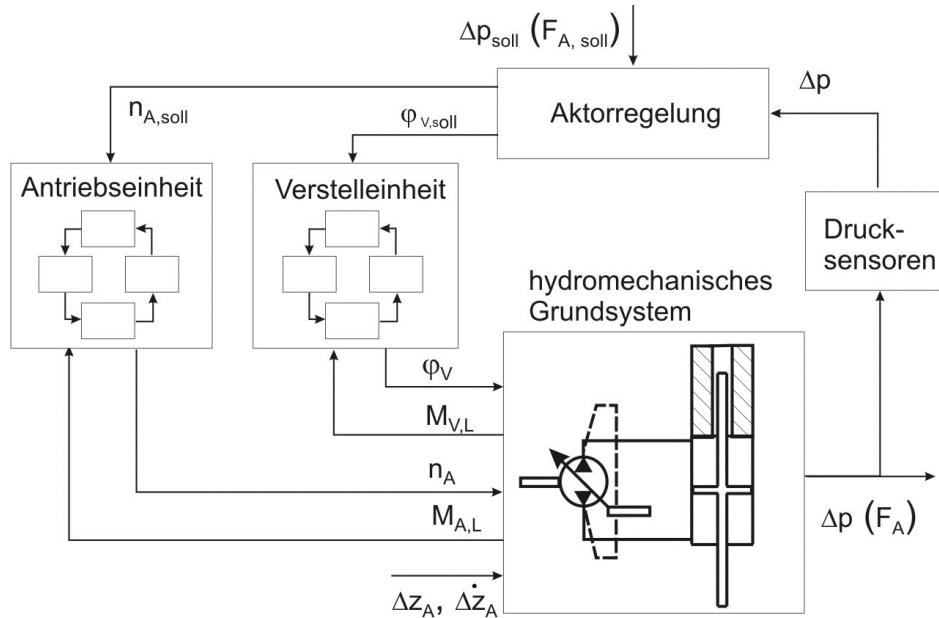


Bild 4.47: Struktur des mechatronischen Subsystems Federungsaktor

Die Funktion des Subsystems Verstelleinheit ist die Veränderung des Schluckvolumens mit Hilfe einer lagegeregelten elektrischen Positioniereinheit. Die systemübergreifenden Schnittstellen auf der Informationsebene bilden die Stellsignale aus der übergeordneten Laufwerksregelung für die zu stellenden Sollkräfte in den jeweiligen Aufhängungen. Mechanische Schnittstellen zum Fahrwerk sind die resultierende Zylinderkraft als Führungsgröße sowie die Relativbewegung im Gleichlaufzylinder als Störgröße.

Ein Federungsaktor besteht also aus mehreren hierarchisch verschachtelten mechatronischen Subsystemen. Jedes Subsystem repräsentiert dabei ein vollständiges mechatronisches System mit den entsprechenden Grundbausteinen. Es ist naheliegend, dass die in Abschnitt 3.2 beschriebene Vorgehensweise nicht nur beim Gesamtsystementwurf, sondern auch für die Auslegung der einzelnen untergeordneten mechatronischen Subsysteme ihre Anwendung findet. Erfahrungsgemäß sollte die hierarchische Systemstruktur auch beim Entwurf berücksichtigt werden. Dabei wird jedes Subsystem in einem iterativen Zyklus der Reihe nach ausgelegt. Bei dem Zyklus handelt es sich um einen Wechsel zwischen einem Top-Down- und einem Bottom-Up-Prinzip [Deppe06]. Das Top-Down-Prinzip sieht den Entwurf von außen nach innen, beginnend mit der obersten Hierarchiestufe vor. Das Bottom-Up-Prinzip funktioniert in der umgekehrten Reihenfolge.

Auslegung des aktiven Aktors

Die funktionale Auslegung des aktiven Federungsaktors beginnt gemäß dem Top-Down-Prinzip mit der Komposition der obersten Hierarchieebene aus Bild 4.47. Das Vorgehen richtet sich nach dem Leitfaden der mechatronischen Komposition aus Abschnitt 3.2. Demnach soll hier im ersten Schritt die **Komposition des**

hydromechanischen Grundsystems betrachtet werden. Bild 4.48 zeigt dazu das physikalische Ersatzmodell für die zu dimensionierenden Anteile des Systems bestehend aus zwei gekoppelten Teilsystemen.

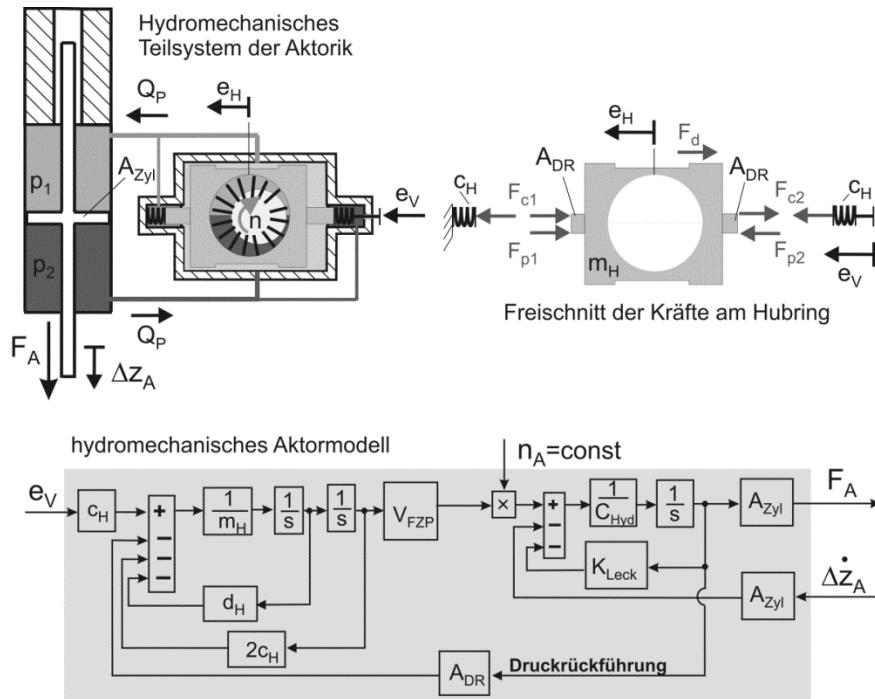


Bild 4.48: Modellierungsumfänge des hydromechanischen Teilsystems

Das hydraulische Teilsystem beschreibt den Druckaufbau in den beiden Zylinderkammern infolge des Volumenstroms der Pumpe Q_P und der Relativbewegung x_{Zyl} des Gleichlaufzylinders. Das mechanische Teilsystem beschreibt die Dynamik der elastischen Hubringlagerung unter Einfluss der Verstelleinheit e_V und der Druckrückführung $F_{p1/p2}$ sowie die Bewegung e_H des mit der Masse m_H behafteten Hubrings. Beide Teilsysteme sind über die Druckrückführung miteinander hydraulisch gekoppelt.

Das physikalische Ersatzmodell dient zur Ableitung eines physikalisch motivierten mathematischen Modells in der Form eines Differentialgleichungssystems. Die Gleichungen bilden die Grundlage für die modellbasierte Auslegung des dynamischen Verhaltens. Neben der klassischen Darstellungsform als Gleichungssystem bietet die Blockschaltbilddarstellung (BSB) aus Bild 4.48 eine gute Möglichkeit die gekoppelten Teilsysteme unterschiedlicher Domänen anschaulich zu repräsentieren.

Sowohl das Führungs- als auch das Störübertragungsverhalten des Aktors wird von einer Vielzahl von Parametern bestimmt. Darüber hinaus beeinflussen einige Parameter das Systemverhalten in ähnlicher Art und Weise, während andere widersprüchliche Änderungen verursachen. Diese Umstände erschweren enorm die Auslegung der vorliegenden Aktorik.

Dieser Problematik begegnet [Har10] mit Hilfe einer Mehrzieloptimierung, die er im Rahmen eines funktionsorientierten Entwurfs des Flügelzellenaktors anwendet. Die Vorgehensweise und ein Teil der dort ausgearbeiteten Dimensionierungsergebnisse, wie z.B. die Größe des Schluckvolumens und die Steuerscheibengeometrie, können für die vorliegende Aufgabe übernommen werden. Stellenweise ist jedoch eine Anpassung bzw. Neudimensionierung der funktionsbestimmenden Parameter erforderlich.

Im Fokus der funktionalen Auslegung stehen nun folgende Entwurfsfreiheitsgrade des vorliegenden Aktorsystems im Vordergrund:

- Wirksame Flächen A_{Zyl} des Gleichlaufzylinders,
- Parameter der Hubringlagerung: Steifigkeit c_H , Dämpfung d_H , Masse m_H ,
- Fläche A_{DR} der Druckrückführung,
- Drehzahl n der Antriebseinheit.

Die Zielwerte für die Auslegung sind bereits im Rahmen der funktionalen Spezifikation im Abschnitt 4.3.3 festgelegt:

- Im Zusammenhang mit dem Führungsverhalten mit e_V als Eingangsgröße und F_{zyl} als Ausgang, sind die maximal zu stellende Kraft $F_{A,max} = 6 \text{ kN}$ und die wirksame Bandbreite der Aktorik mit $f_{A,max} = 6 \text{ Hz}$ die maßgebenden Zielgrößen (vgl. Bild 4.41),
- Das Störverhalten mit \dot{x}_{zyl} als Eingangsgröße und F_{zyl} als Ausgang wird weitestgehend durch die geforderte Dämpfungscharakteristik von $d_A = 2000 \text{ Ns/m}$ gemäß Bild 4.41 bestimmt.

In Bild 4.49 sind die Ergebnisse der modellbasierten Auslegung der Parameter im Frequenzbereich mit Hilfe einer Mehrzieloptimierung gemäß [Har10] dargestellt.

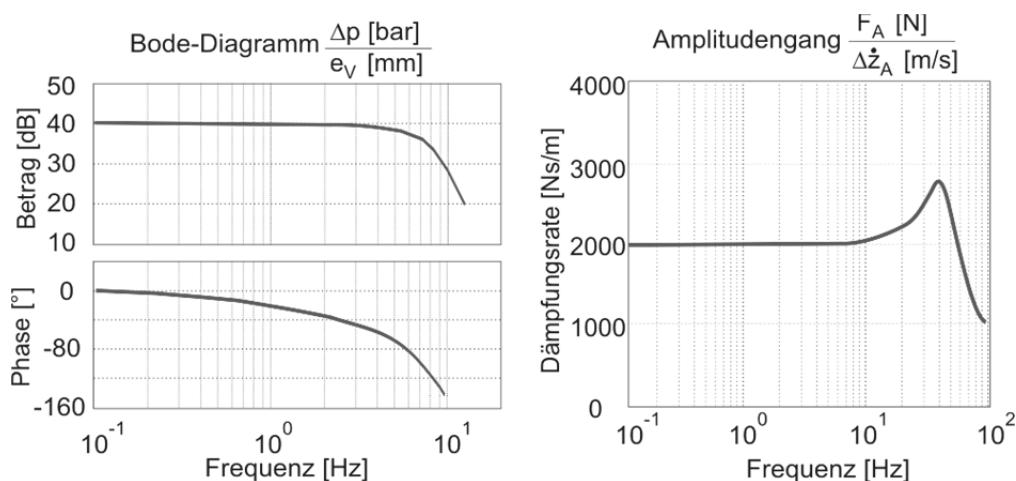


Bild 4.49: Ergebnisse der Auslegung des hydromechanischen Teilsystems

Demnach werden die dynamischen Zielvorgaben aus Abschnitt 4.3.3 weitgehend erfüllt. Der Führungs frequenzgang zeigt ein ausgeprägtes Proportionalverhalten zwischen der Position des Hubrings und der resultierenden Druckdifferenz im Verbraucher bis zu einer Eckfrequenz von ca. 6 Hz. Die Aktordämpfung weist eine weitreichende Konstanz der geforderten Dämpfungsrate bis zur Eigenfrequenz der Laufrollen auf. Darüber hinaus wird das Verhalten von der Eigendynamik des hydromechanischen Systems bestimmt.

Sind die Parameter des hydromechanischen Grundsystems festgelegt, so kann im nächsten Schritt die **idealisierte Komposition** der Aktorregelung unter Annahme idealisiert agierender Verstell- und Antriebseinheit erfolgen. Die Aktorregelung soll dabei im Wesentlichen zwei Hauptfunktionen übernehmen:

- Druckregelung im Gleichlaufzylinder,
- fahrzustandsabhängige Anpassung der Grunddämpfung und der Aktorleistung.

Das Führungsübertragungsverhalten des hydromechanischen Teilsystems im Bild 4.49 zeichnet sich durch eine ausgeprägte Proportionalität mit einer ausreichend hohen Dynamik aus. Das Verhalten ist auf die Wirkung der in der Flügelzelle bereits integrierten proportionalen Rückkopplung der anliegenden Drücke zurückzuführen. Dank dieser hydromechanischen Regelwirkung entfällt die Notwendigkeit eines weiteren Druckregelkreises. Die Stabilität und die Dynamik sind weitgehend gewährleistet. Die eventuellen weiteren dynamischen sowie stationären Korrekturen können z.B. mit Hilfe eines entsprechenden Vorfilters erfolgen.

Die fahrzustandsabhängige Anpassung der Grunddämpfung und der Aktorleistung erfolgt mit Hilfe entsprechender Strategien zu einer bedarfsgerechten Variation der Pumpendrehzahl. So kann z.B. die Leistung während einer moderaten Fahrt auf ebener Fahrbahn durch eine geringere Pumpendrehzahl (Standby-Modus) erheblich reduziert werden. Wird dagegen mehr Aktorleistung und Fahrkomfort im schweren Gelände gefordert, so wird die Drehzahl hochgefahren.

Dem Entwurf der Aktorregelung folgt die **ganzheitliche Komposition** des mechatronischen Funktionsmoduls „Federungsaktor“. Im Vordergrund steht die Dimensionierung der Antriebstechnik für die Verstell- und Antriebseinheit. Dazu bedarf es zunächst einer Erweiterung des Systemmodells aus Bild 4.48 um die Modelle der untergeordneten Funktionsmodule. In Bild 4.50 sind die entsprechend Erweiterungen in der Form eines Blockschaltbildes illustriert.

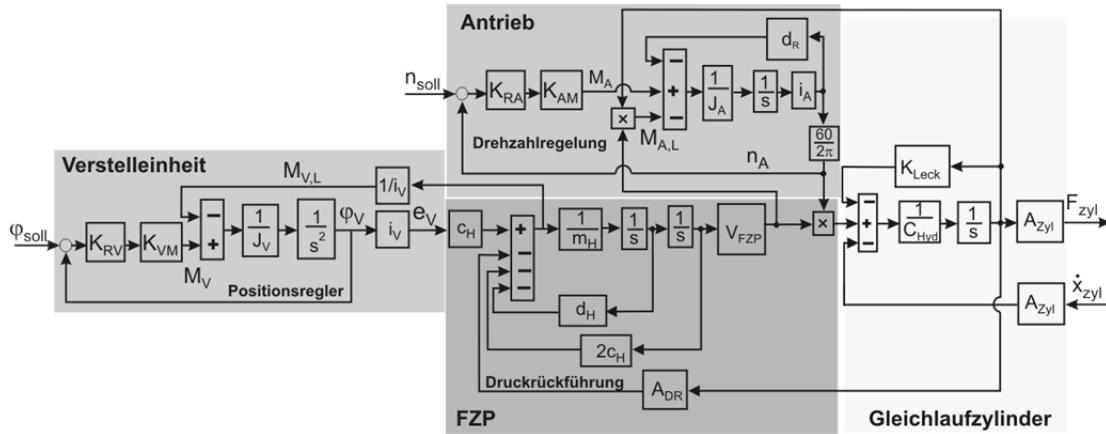


Bild 4.50: Systemmodell des aktiven Federungsaktors

Die vereinfachten Modelle bilden vereinfacht die mechanischen Teilsysteme des jeweiligen Subsystems ab. Dazu gehören in erster Linie die Massenträgheitsmomente J_V und J_A der Antriebs- und der Verstelleinheit, die unter Einfluss der Lastmomente $M_{V,L}$ und $M_{A,L}$ aus dem hydromechanischen Teilsystem des Federungsaktors bewegt werden. Die Dynamik der Bewegungsvorgänge wird durch die zugehörigen Positions- und Drehzahlregelkreise definiert, die einen weiteren Schwerpunkt des Modellumfangs bilden. Die elektromagnetischen Teilsysteme der Aktoren werden idealisiert als Proportionalglieder K_{VM} und K_{AM} angenommen. Die Stellgrößen der jeweiligen Regler K_{RV} und K_{RA} werden demnach unmittelbar in die Stellmomente M_V und M_A umgesetzt.

Im Zusammenhang mit der Dynamik beider Regelkreise zeigt Bild 4.51 die entsprechenden Bode-Diagramme für das Führungsübertragungsverhalten.

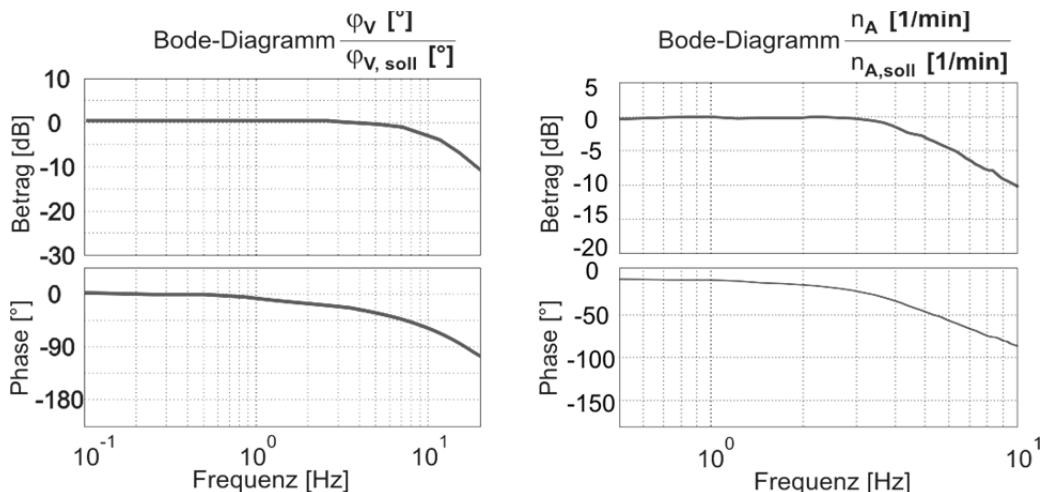


Bild 4.51: Führungsübertragungsverhalten der Positions- und der Drehzahlregelung

Die Parametrierung erfolgt modellbasiert mit Hilfe des Frequenzkennlinienverfahrens. Demnach ist die Bandbreite der Positionsregelung in etwa doppelt so groß gewählt wie die des hydromechanischen Druckregelkreises in Bild 4.49. Damit soll insbesondere die

Einhaltung der geforderten Dynamik des Druckaufbaus in den Zylinderkammern gewährleistet werden.

Die Bandbreite der Drehzahlregelung beträgt ca. 5 Hz. Sie bestimmt entscheidend sowohl die erreichbaren Druckgradienten als auch die Dämpfung des Federungsaktors. Darüber hinaus wird dadurch die erforderliche Leistung des zugehörigen Antriebsmotors definiert, die mit Abstand den größten Anteil des Gesamtleistungsverbrauchs ausmacht. Der Entwurf der Drehzahlregelung erfolgt daher stets im Wechselspiel mit einer ganzheitlichen Gesamtsystemsimulation.

In Bild 4.52 sind ausgewählte Ergebnisse aus der Worst-Case-Simulation einer Hindernisüberfahrt mit hoher Fahrzeuggeschwindigkeit zusammengestellt. Die Daten dienen zur Analyse der Funktionalität des jeweiligen Aktors und der dafür erforderlichen Antriebsleistung der Antriebseinheit.

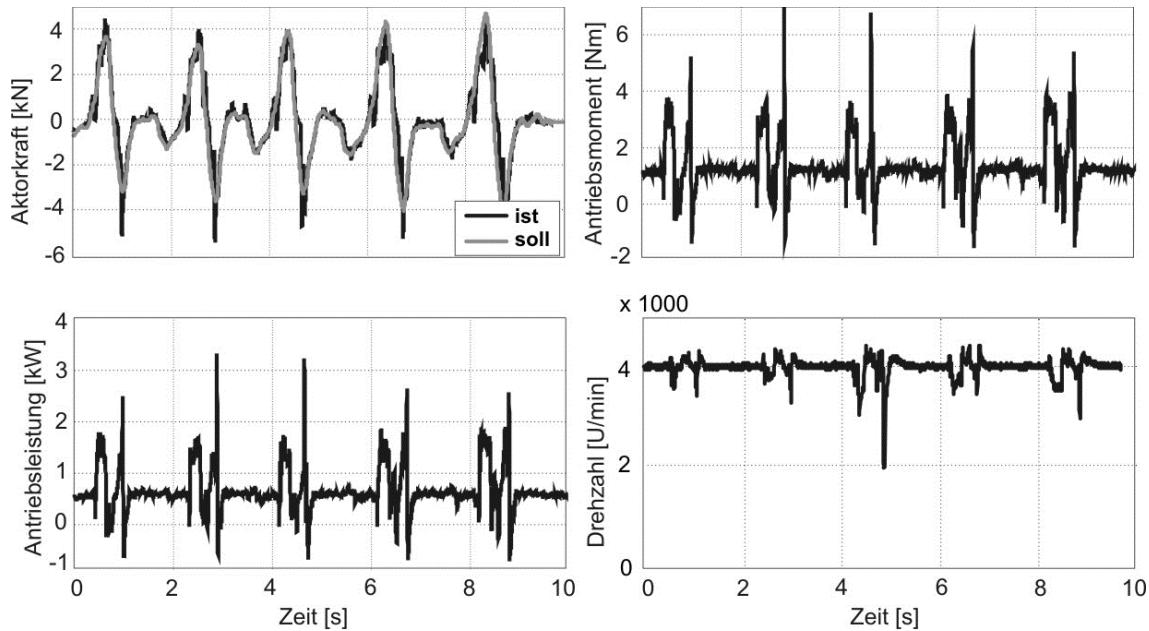


Bild 4.52: Gesamtsystemsimulation zur Dimensionierung der Antriebsaktorik

Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung der von der Fahrzeugregelung geforderten und der tatsächlichen Kraftverläufe. Darüber hinaus werden die überlagerten Störanregungen, erkennbar an den Spitzen im Ist-Kraftverlauf, wirksam abgefangen. Die Funktionalität des Federungsaktors bzw. der Verstell- und Antriebseinheit ist damit weitgehend gewährleistet.

Neben dem Funktionsnachweis können anhand der Gesamtsystemsimulation die Anforderungen an die Antriebstechnik der Verstell- und Antriebseinheit ermittelt werden. Auf diese Art lassen sich die zu beschaffenden Elektromotoren zielgenau dimensionieren. In Bild 4.52 sind dazu beispielhaft die Leistungsdaten der Antriebseinheit illustriert. Demnach ist für die Gewährleistung der dargestellten Aktorfunktionalität eine mechanische Spitzenleistung von ca. 3 kW erforderlich. Im

Schnitt liegt der Verbrauch mit 0,5 bis 2 kW deutlich darunter. Durch eine bedarfsgerechte Ansteuerung der Antriebseinheit sind darüber hinaus noch weitere Einsparpotentiale möglich.

Semiaktiver Federungsaktor

Bei der Betrachtung des semiaktiven Federungsaktors stehen die Eigenschaften des verstellbaren Dämpfers im Fokus, die für die Optimierung der Fahrwerksregelung von Bedeutung sind. Eine hohe Relevanz hat neben der Kennfeldausprägung gemäß Abschnitt 4.3.3 vor allem auch die Dynamik, mit der sich die Dämpferkennung verstehen lässt. Daher sind bei der Modellierung sowohl das statische als auch das dynamische Übertragungsverhalten des Dämpfers zu betrachten. Das Übertragungsverhalten wird dabei von dem Zusammenspiel unterschiedlicher Teilsysteme bestimmt. Darin enthalten sind hydraulische, mechanische, elektrische und informationstechnische Teilsysteme, die unterschiedlich miteinander gekoppelt sind. Bild 4.53 gibt eine Übersicht der wichtigsten Systemelemente.

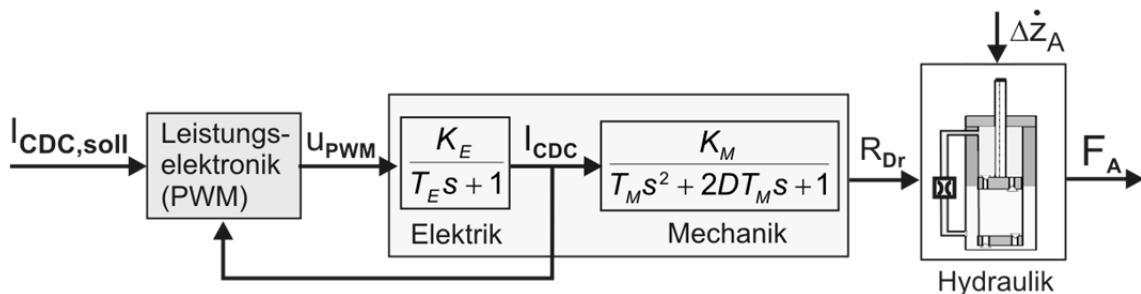


Bild 4.53: Aufbau und Eigenschaften eines regelbaren Dämpfers [IJT09]

Dazu gehört in erster Linie die Leistungselektronik mit integrierter Stromregelung für einen definierten Strom im elektrischen Teilsystem des Verstellventils. Der Spulenstrom bewirkt eine Änderung des Drosselwiderstandes im Bypass des Dämpfers mit einer durch das mechanische Teilsystem bestimmten Dynamik. Im Drei-Kammer-System des Dämpfers wird das Übertragungsverhalten zusätzlich durch die hydraulischen Kapazitäten, Induktivitäten und Widerstände sowie die Mechanik der Boden- und Kolbenventile beeinflusst.

Einen vereinfachten nichtlinearen Modellierungsansatz, der auf Messungen am realen CDC-Dämpfer basiert, zeigt Bild 4.54. Das quasistatische Übertragungsverhalten wird hier mit Hilfe des gemessenen Kennlinienfeldes abgebildet. Das Kennfeld entspricht weitgehend der im Abschnitt 4.3.3 ermittelten Spreizung. Das gesamte dynamische Übertragungsverhalten mit der Dynamik des Stromregelkreises und der hydromechanischen Teilsysteme wird annähernd in einem Verzögerungsglied 2. Ordnung zusammengefasst. Die zugehörigen dynamischen Parameter können mit einem geringen Aufwand aus Messungen gewonnen werden.

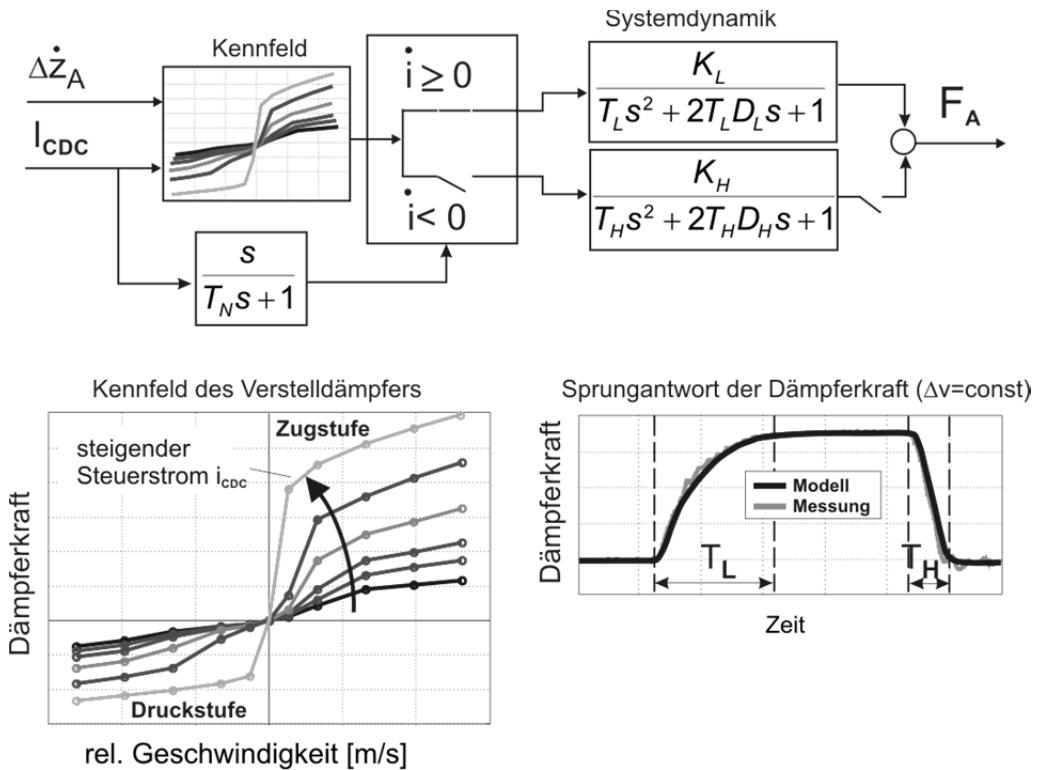


Bild 4.54: Aufbau und Eigenschaften des Dämpfermodells

Eine Besonderheit der CDC-Dämpfer sind die nicht zu vernachlässigenden Unterschiede im Übertragungsverhalten zwischen den Verstellrichtungen „weich–hart“ und „hart–weich“. Dieser Effekt wird im Modell vereinfacht mit Hilfe einer Logik, die zwischen zwei unterschiedlichen Übertragungspfaden entscheidet, berücksichtigt. Das Entscheidungskriterium ist dabei die zeitliche Ableitung des vorgegebenen Ventilstroms. Eine positive Ableitung (stufenlos steigender Strom) ist gleichbedeutend mit einer stufenlosen Verhärtung des Dämpfers. Ist diese negativ (fallender Strom), wird der Dämpfer stufenlos weicher.

4.4.4 Analyse und Synthese des dynamischen Systemverhaltens

Der Schwerpunkt der bisherigen Betrachtungen im Rahmen der ganzheitlichen Komposition liegt auf der funktionalen Auslegung der Parameter des Grundsystems, der Regelung und der Aktorik. So werden z.B. beim Entwurf der Aktorik vorerst nur die aktoreigenen Entwurfsparameter als „Stellschrauben“ eingesetzt. Die Parametrierung anderer Bausteine bleibt dabei zunächst unverändert.

Wenngleich mit der obengenannten Vorgehensweise bereits eine hohe Systemreife erreicht wird, verfolgt die ganzheitliche Komposition jedoch noch ein weiteres übergeordnetes Ziel: die ganzheitliche funktionale Gesamtsystemauslegung. Diese soll unter Einbeziehung der Entwurfsfreiheitsgrade aller Bausteine erfolgen und weitere funktionale Reserven oder auch Risiken des Systems aufdecken. In Bild 4.55 ist dazu

eine Übersicht der wichtigsten Parameter, die im Rahmen der Entwicklungsschritte definiert und ausgelegt wurden, dargestellt.

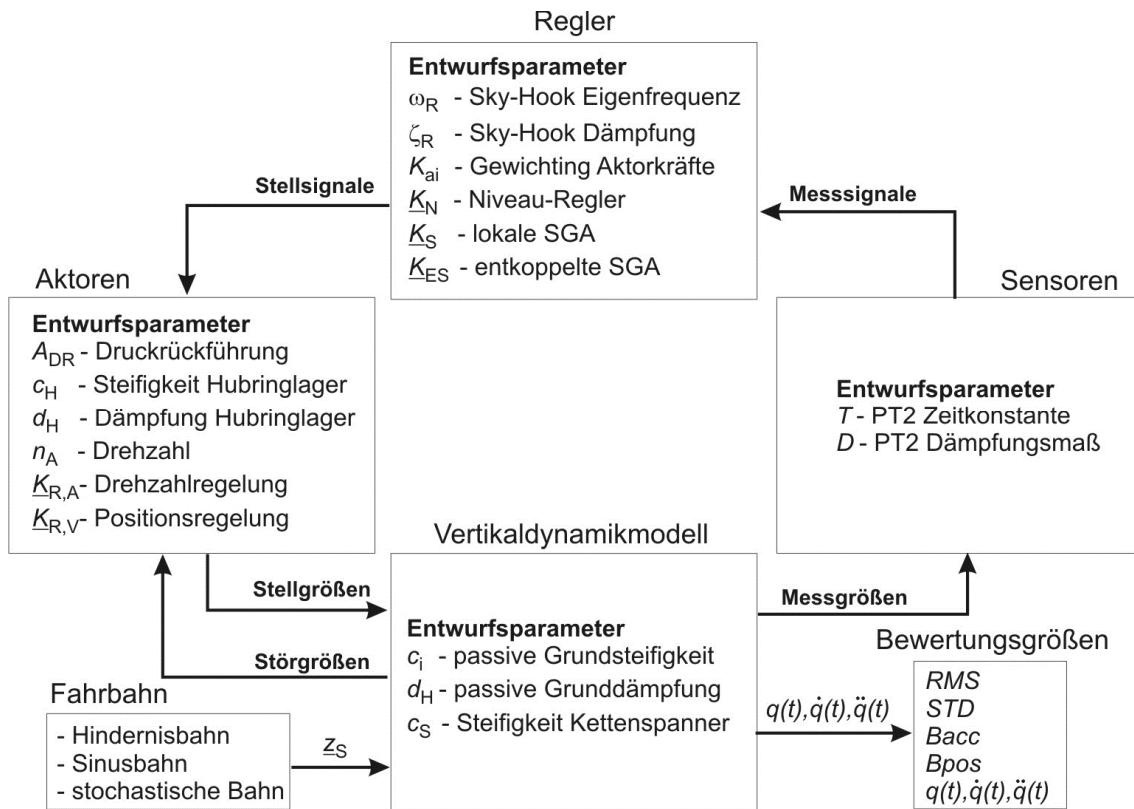


Bild 4.55: Übersicht der Entwurfsfreiheitsgrade im Rahmen der ganzheitlichen Komposition

Eines der Vorteile dieser ganzheitlichen Betrachtung ist die Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen den Entwurfsfreiheitsgraden unterschiedlicher Bausteine. Damit eröffnen sich neue Möglichkeiten für die Optimierung der Systemfunktion. Ein anschauliches Beispiel stellt in diesem Zusammenhang die Minimierung des Leistungsverbrauchs der Federungsaktorik beim gleichbleibenden Fahrkomfort dar. Die zugehörigen Entwurfsparameter können z.B. die Bandbreite der Drehzahlregelung, die Sky-Hook-Dämpfung und die passive Grunddämpfung im Laufwerk sein. Als die zu minimierenden Zielgrößen können dabei die Standardabweichungen des zeitlichen Leistungsverlaufs und der Aufbaubeschleunigung eingesetzt werden. Die Startwerte und die Grenzbereiche der Parameter sind weitgehend aus den vorhergehenden Kompositionsschritten bekannt.

5 Ergebnisse aus der Realisierung

Die mechatronische Komposition wird stets von domänenspezifischen Entwurfsmethoden, wie z.B. dem konstruktiven Entwurf, begleitet. Die Komposition sichert im Wesentlichen die Funktion der zugehörigen mechatronischen Systeme und legt die mechatronisch relevanten Eigenschaften der Bausteine fest. Die domänenspezifischen Entwurfsmethoden setzen diese Vorgaben im Einklang mit der fachspezifischen Ausprägung der Bausteine entsprechend um. Ein solches Zusammenspiel der Entwurfsmethoden ermöglicht eine stetige Absicherung bzw. Abstimmung der System- und Baustein Eigenschaften und verhindert ein Auseinanderdriften der Entwicklungspfade. Auf diese Art entworfene und realisierte Bausteine besitzen eine besonders hohe funktionale Reife. Bei ihrer anschließenden Integration im realen Gesamtsystem treten die Erkenntnisse aus der modellbasierten Komposition wieder verstärkt in den Vordergrund. Das virtuelle Systemmodell dient dabei als Basis für den schrittweisen Aufbau und die Inbetriebnahme des realen Systems und als Referenz bei der Systemoptimierung im Feldversuch.

Im Zusammenhang mit dieser modellgestützten Vorgehensweise werden im diesem Kapitel einige Schritte und Ergebnisse aus der Realisierungsphase der vorliegenden Arbeit vorgestellt. Den Schwerpunkt bildet der Aufbau der Federungsaktorik und ihre experimentellen Analyse am Komponentenprüfstand. Dem folgen die Beschreibung der Bausteinintegration in eine HIL-Testumgebung und die Vorstellung der Ergebnisse aus dem Feldversuch.

5.1 Konstruktion und Aufbau der Aktorik

Die Erkenntnisse aus der modellbasierten Komposition fließen unmittelbar in die Konstruktion der Federungsaktorik mit ein. Die Geometrie und die Gestalt der Bauteile werden von den zuvor modellbasiert dimensionierten Parametern definiert. Besonders hervorzuheben ist dabei die Konstruktion des Gleichlaufzylinders und der Flügelzellenpumpe.

Die konstruktive Lösung für den hydraulischen **Gleichlaufzylinder** basiert auf dem in [JSK98] veröffentlichten Prinzip. Die entsprechende Lösung in Bild 5.1 zeichnet sich durch eine besonders kompakte Bauweise des Zylinderkörpers aus. Dieser besteht aus insgesamt 30 Bauteilen. Das Grundgerüst bilden eine innere und eine äußere Kolbenstangen sowie ein Außenrohr. Die innere Kolbenstange wird von der äußeren koaxial geführt. Das Außenrohr führt seinerseits die äußere Kolbenstange. Die Rohre werden mit Hilfe der Schraubstutzen miteinander verschraubt. Im Zylinder sind demnach drei Druckkammern vorhanden. Die Druckkammer A und B sind Hochdruckkammern. Sie sind durch die gleichnamigen Anschlüsse mit dem Ölkreislauf

der Flügelzellenpumpe verbunden und sind für die Krafterzeugung verantwortlich. Zur Messung des Zylinderhubes ist in die Kolbenstangen ein handelsüblicher induktiver Wegaufnehmer integriert. Um die Eigenschaften eines Gleichlaufzylinders zu gewährleisten, sind die wirksamen Querschnittsflächen beider Kammern identisch ausgeführt. Eine dritte Kammer resultiert aus der besonderen Bauweise des Gleichlaufzylinders und kann z.B. als HP-Kammer eingesetzt werden. Für eine einfache Integration in die bestehende Konstruktion des Versuchsfahrzeugs sind die mechanischen Anschlüsse des Zylinders den vorhandenen Bauraum- und Anschlussmöglichkeiten der herkömmlichen Dämpfer angepasst.

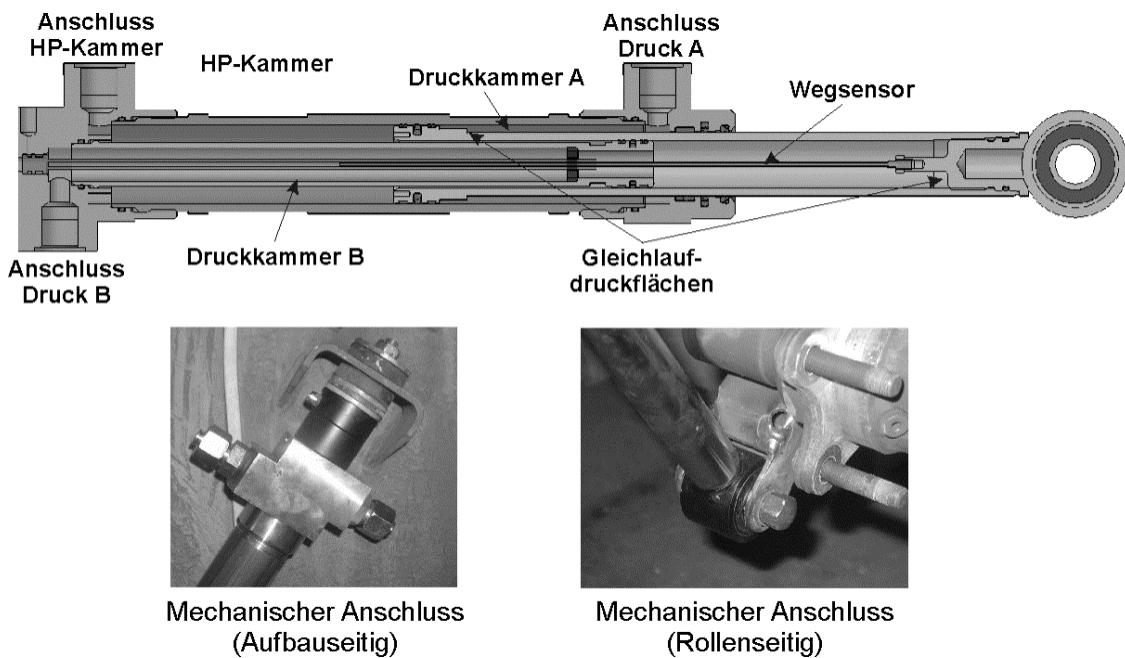


Bild 5.1: Gleichlaufzylinder [Eich06]

Die wichtigsten technischen Daten des Gleichlaufzylinders im Überblick:

- Gesamtmasse 7 kg
- Max. Zylinderhub 250 mm
- Kolbenfläche der Gleichlaufkammern 452 mm^2
- Volumenstrom bei 1m/s ca. 27 l/min.

Die konstruktive Ausführung der **Flügelzellenpumpe** ist in Bild 5.2 illustriert. Das Herzstück bildet eine Flügelzelle mit integrierter Rückführung der anliegenden Anschlussdrücke. Die Dimensionierung ihrer funktionsrelevanten Parameter, wie das Schluckvolumen, die Steifigkeit der Blattfedern und die Fläche der Druckrückführung resultiert aus den Ergebnissen der modellbasierten Komposition. Diese Vorgaben werden unter Einhaltung der konstruktiven Randbedingungen umgesetzt.

Die Flügelzelle wird über eine drehzahlgeregelte Asynchronmaschine angetrieben und mit Hilfe eines positionsüberwachten Hybridschrittmotors verstellt. Beide Antriebe sowie die zugehörigen Übersetzungsgetriebe werden entsprechend den Anforderungen aus dem modellbasierten Systementwurf dimensioniert [Gen06].

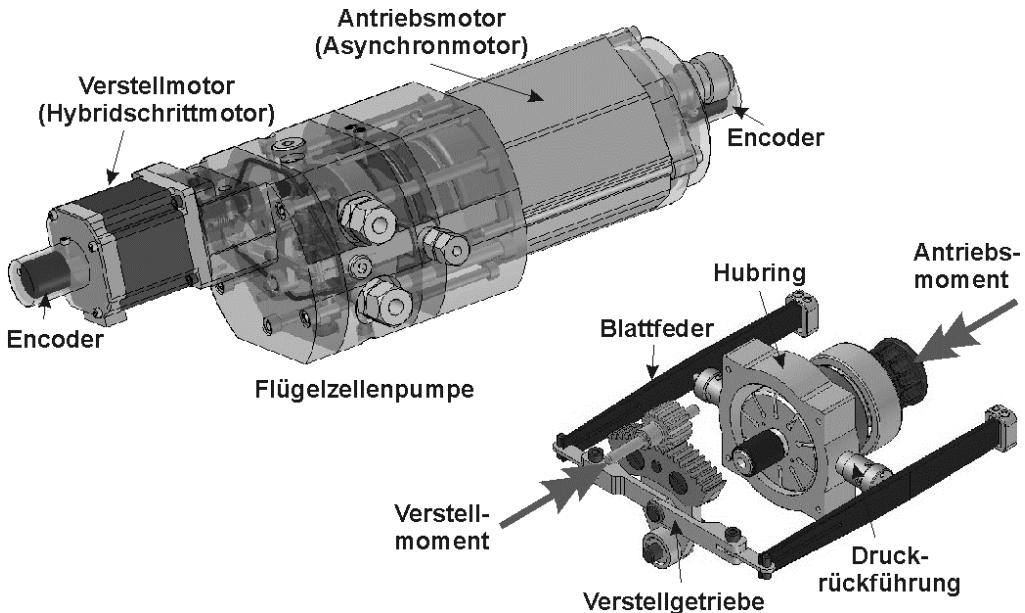


Bild 5.2: Flügelzellenpumpe mit Verstelleinheit [Gen06]

Mit Hilfe des Schrittmotors wird antriebsseitig ein definierter Winkel vorgegeben. Durch die Übersetzung in der Verstelleinheit stellt sich abtriebsseitig eine entsprechende Hubringposition ein, die ihrerseits das Fördervolumen der Pumpe definiert.

Die wichtigsten technischen Daten der Flügelzellenpumpe im Überblick:

Flügelzelle

- Fördervolumen: 7,88 cm³/U
- Maximaler Volumenstrom (bei 4000 U/min): 31,5 l/min

Asynchronmotor

- Nennspannung: 24 V DC
- Nenndrehzahl: 4000 U/min
- Elektrische Nennleistung: 1,4 kW

Hybridschrittmotor

- Nennspannung: 24 V
- Phasenstrom je Phase: 4,2 A

- Haltemoment: 2,3 Nm.

Den Aufbau des gesamten Federungsaktors einschließlich Sensoren, Informationsverarbeitungseinheit und Aktorik zeigt Bild 5.3.

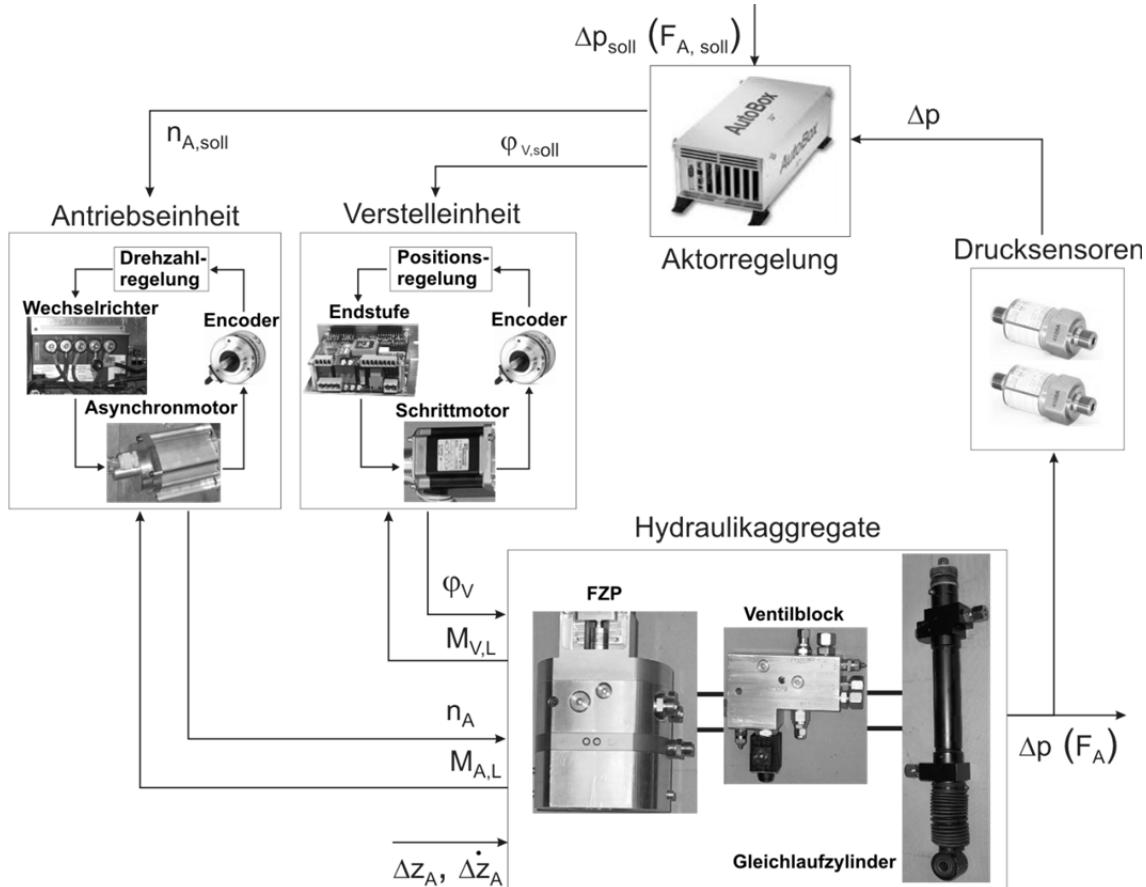


Bild 5.3: Aufbau und Komponenten des aktiven Federungsaktors

Zur Ansteuerung des Schrittmotors wird eine handelsübliche Leistungsendstufe eingesetzt, die den dynamischen Anforderungen des Motors entspricht. Die Endstufe generiert in Abhängigkeit von dem gewünschten Verstellwinkel $\varphi_{V,soll}$ die Stromimpulse für die beiden Phasen des Schrittmotors. Die Druckregelung läuft auf einem Echtzeitrechner, der über die notwendigen analogen Schnittstellen zum Einlesen der Messsignale (ADC) und zur Ausgabe einer Steuerspannung (DAC) für die Endstufe verfügt. Mit Hilfe eines Encoders werden die Schritte des Verstellmotors überwacht.

Die Drehzahlregelung der Antriebseinheit erfolgt mit Hilfe eines parametrierbaren Wechselrichters. Dieser regelt nach dem Kaskadenprinzip die drei Phasenströme des Asynchronmotors und übergeordnet dazu die Antriebsdrehzahl. Die Vorgabe der Solldrehzahl $n_{A,soll}$ erfolgt über CAN-Bus.

Semiaktiver Verstelldämpfer

Der semiaktive Aktor ist ein kontinuierlich verstellbarer Dämpfer aus dem Seriensortiment eines Automobilzulieferers. Der konstruktive Aufbau des Dämpfers ist in Bild 5.4 dargestellt.

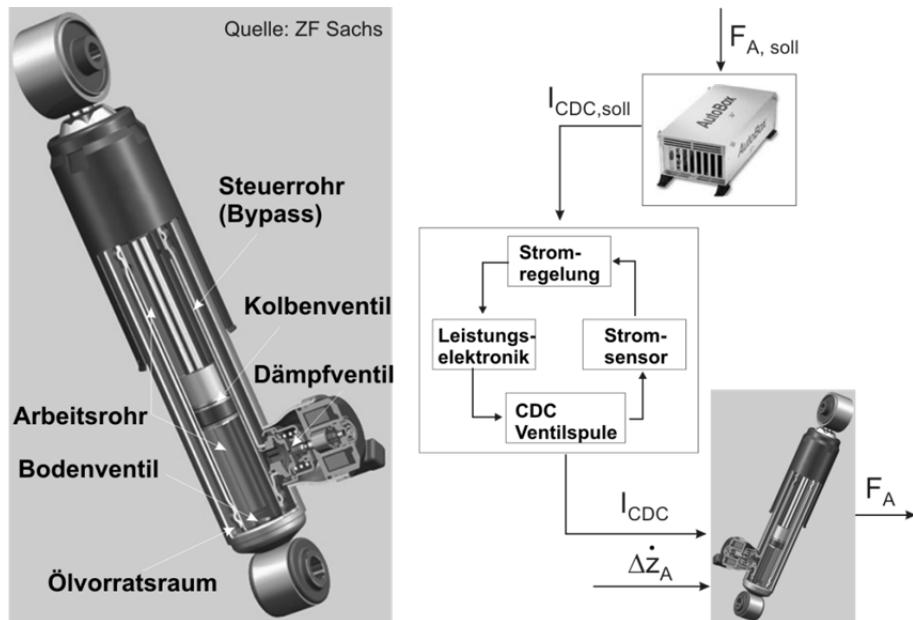


Bild 5.4: Aufbau und Komponenten des semiaktiven Federungsaktors

Die Konstruktion basiert auf einem Zweirohrdämpferkonzept mit einem Arbeitsrohr, einem als Bypass ausgeführten Steuerrohr und dem Ölvorratsraum. Die Charakteristik des Dämpfers definiert sich über die Abstimmung der Kolben- und Bodenventile im Zusammenspiel mit dem verstellbaren Querschnitt des Proportionalventils (vgl. 4.4.1). Die Ansteuerung des Proportionalventils erfordert einen definierten Strom im Bereich zwischen 0,6 und 2 A. Dieser wird mit Hilfe eines parametrierbaren Stromregelmoduls eingestellt. Der Algorithmus zur Berechnung erforderlicher Sollströme ist auf einem Echtzeitrechner implementiert.

5.2 Experimentelle Analyse der Aktorfunktionalität

Die experimentelle Analyse der Systemkomponenten dient in erster Linie der funktionalen Qualitätssicherung der realen Systembausteine. Die entsprechenden Messdaten werden dabei mit dem modellbasiert entworfenen dynamischen Referenzverhalten der Bausteinmodelle verglichen. Driften die experimentellen und simulierten Ergebnisse zu weit auseinander, so wächst die Gefahr eventueller Qualitätseinbußen bzw. Abweichungen vom geforderten Systemverhalten.

Solche Abweichungen können z.B. durch Versäumnisse bei der Umsetzung der Vorgaben aus der modellbasierten Betrachtung im konstruktiven Entwurf oder auch

durch mögliche Fehler im Herstellungsprozess entstehen. Darüber hinaus können auch Wissenslücken bei der Ableitung physikalischer Modelle die Ursache sein. So offenbaren oft die experimentellen Ergebnisse neue Facetten des dynamischen Verhaltens realer Bausteine, die bei der gewählten Modellierungstiefe nicht berücksichtigt wurden. In der Praxis sind die Abweichungen oft auf eine Überlagerung mehrerer Ursachen zurückzuführen.

Der funktionale Abgleich der Eigenschaften erfordert oft mehrere Iterationsschleifen im Entwurfsprozess. Diese sind je nach Ursache sowohl auf der domänenspezifischen Ebene als auch domänenübergreifend im Rahmen der mechatronischen Komposition durchzuführen. Ein typisches Beispiel stellt in diesem Zusammenhang die Identifikation der Modellparameter dar [Nyen06].

Bei der experimentellen Analyse mechatronischer Systeme hat sich erfahrungsgemäß das Bottom-Up-Prinzip besonders gut bewährt. Dabei wird das System am Prüfstand komponentenweise aufgebaut und analysiert. Die Reihenfolge richtet sich nach der modular-hierarchischen Struktur des zugehörigen Systems. Die Hierarchiestufen werden beginnend mit den untergeordneten Modulen bis zur übergeordneten Modulstufe stufenweise bearbeitet. Innerhalb eines Moduls wird das Verhalten der einzelnen Bausteine und Bausteinkomponenten betrachtet.

In der Systemstruktur aus Bild 5.3 bildet die geregelte Verstell- und Antriebsaktorik des Federungsaktors die unterste Hierarchieebene. Es handelt sich um untergeordnete Subsysteme. Die Subsystemfunktionen werden durch die Positions- und die Drehzahlregelung definiert, die in hohem Maße das dynamische Verhalten des Federungsaktors beeinflussen. In Bild 5.5 ist das Führungsübertragungsverhalten beider Regelkreise in Form von Frequenzgängen dargestellt.

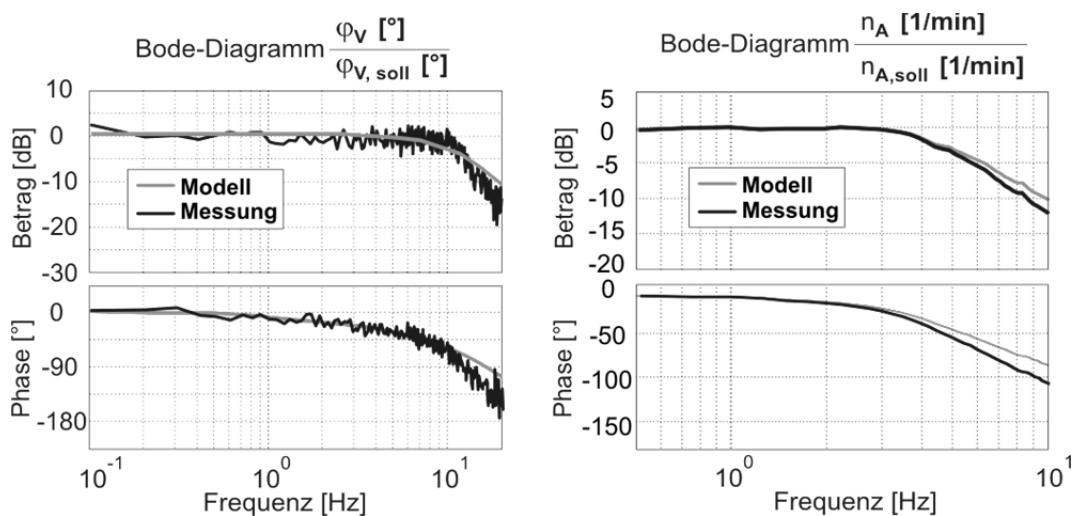


Bild 5.5: Führungsübertragungsverhalten der Verstell- und Antriebsregelung

Die Messschritte werden am Prüfstand mit Hilfe eines synthetischen Anregungssignals erzeugt. Ein Vergleich mit dem modellbasiert ermittelten Referenzverhalten aus 0 zeigt eine gute Übereinstimmung in der Dynamik der Regelkreise. Die Funktionalität der Module entspricht somit weitgehend den modellbasiert ausgelegten Eigenschaften.

Die nächste Hierarchiestufe bildet der kraftgeregelte Federungsaktor mit der untergeordneten Verstell- bzw. Antriebseinheit. In Bild 5.6 sind dazu die Ergebnisse aus der Messung zur Analyse des Führungsübertragungsverhaltens des aktiven Federungsaktors illustriert.

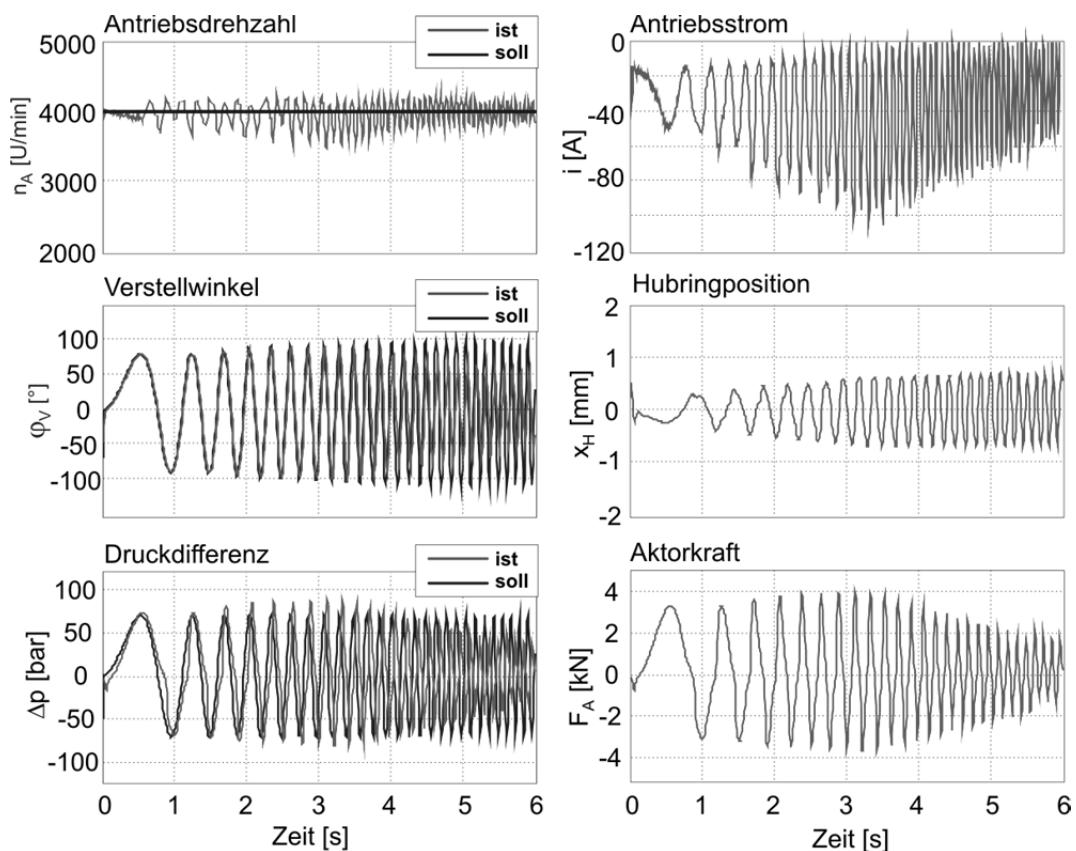


Bild 5.6: Führungsübertragungsverhalten des aktiven Federungsaktors

Um einen möglichst umfassenden Einblick in das Systemverhalten zu gewinnen, werden die Signale an bestimmten messtechnisch zugänglichen Stellen der Bauteilkette gemessen. Die Festlegung der Messstellen orientiert sich an der Struktur der entsprechenden Aktormodelle, um eine möglichst einfache Vergleichbarkeit der Ergebnisse für die Validierung und somit auch das Systemverständnis zu gewährleisten. Die dargestellten Plots zeigen das Endergebnis der modellbasierten Optimierung der Aktorkomponenten nach mehreren Iterationsschleifen. Sowohl im Führungs- als auch im Störverhalten (siehe Bild 5.7) des Federungsaktors werden die zuvor definierten Ziele weitgehend erreicht.

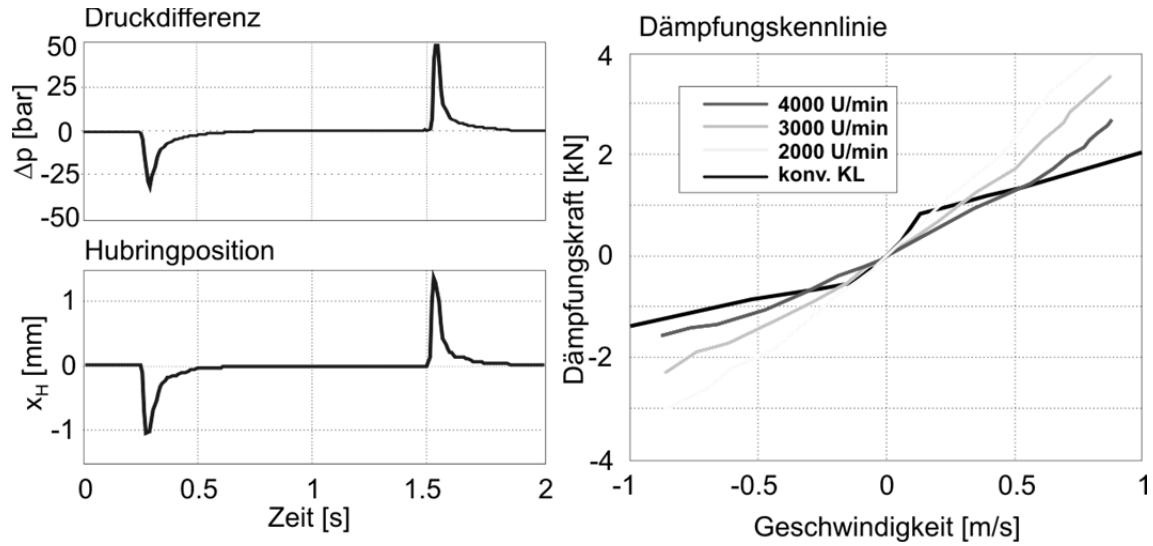


Bild 5.7: Störübertragungsverhalten des aktiven Federungsaktors

Bild 5.8 zeigt die Ergebnisse der Messungen für das Verhalten eines semiaktiven Dämpfers. Die Messungen dienen insbesondere der Validierung bzw. Identifikation der vereinfachten Dämpfermodelle aus Abschnitt 4.4.3.

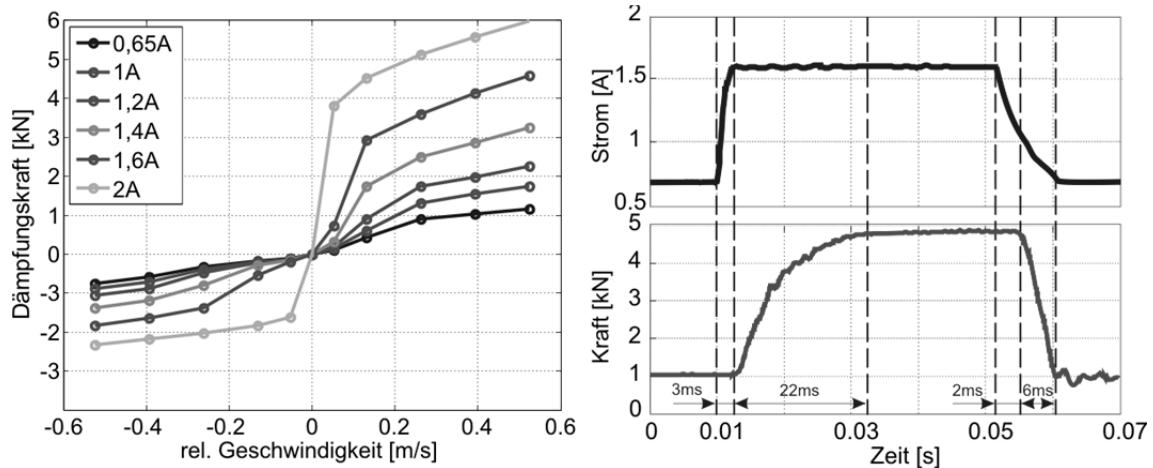


Bild 5.8: Eigenschaften des semiaktiven Dämpfers

Die erfolgreiche Implementierung des geregelten Federungssystems im Versuchsfahrzeug setzt eine adäquate Funktionalität des gesamten Aktorsystems unter Einfluss der übergeordneten Vertikaldynamikregelung voraus. Die bisher betrachteten Versuchsergebnisse werden mit Hilfe von synthetischen Anregungssignalen erzielt, die nur bedingt die tatsächlichen Stellsignale der Regelung nachbilden können. Für die nun anstehende Abstimmung bzw. den Funktionsnachweis unter realitätsnahen Bedingungen kann das bewährte HIL-Prinzip (Hardware In the Loop) angewandt werden. Bild 5.9 zeigt den prinzipiellen Aufbau des HIL-Prüfstands.

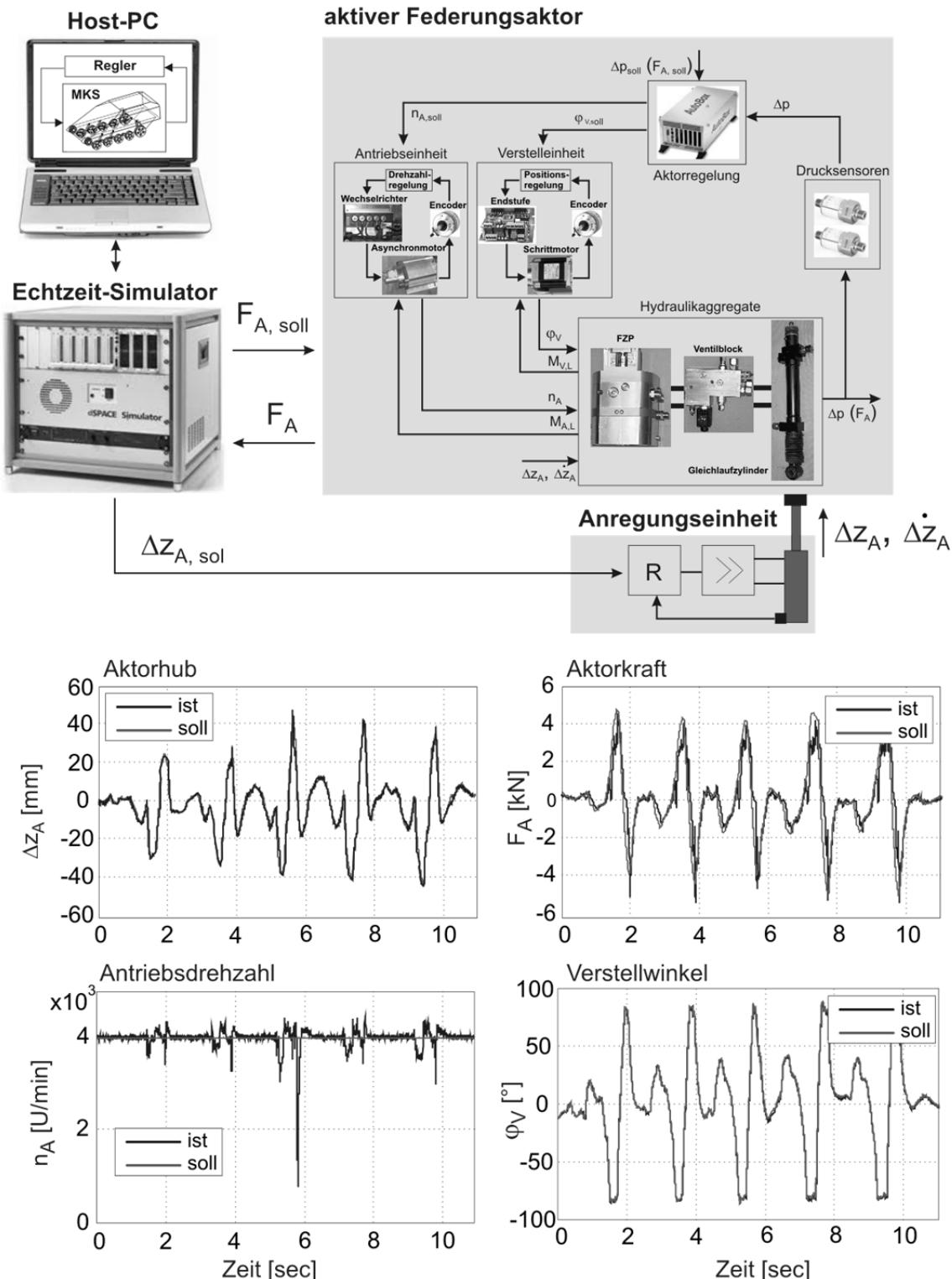


Bild 5.9: HIL-Prüfstand zur Aktor erprobung. Aufbau und Messergebnisse

Das Herzstück des Systems bildet ein Echtzeitrechner (Simulator) mit ausreichend hoher Rechenleistung und geeigneter Schnittstellenkonfiguration. Die Hauptaufgabe des Echtzeitssystems ist die Online-Simulation der Fahrversuche mit dem Fahrzeugmodell unter Einfluss der Fahrwerksregelung. Aus den Simulationsdaten werden in Echtzeit Steuersignale für die zu untersuchende Hardware (in diesen Fall ist darunter die reale Aktorik zu verstehen) generiert bzw. die aus der Aktorik erfassten Messsignale eingelesen. Es handelt sich dabei um die Ausgangssignale für die Führungsgrößen Sollkraft, Solldrehzahl und Sollhub der Störanregung bzw. die im Gleichlaufzylinder gemessene Kraft als Eingangssignal. Es ist naheliegend, dass die vorliegende Anordnung eine sehr effektive und kostensparende Möglichkeit der Aktoranalyse und -synthese unter realitätsnahen Bedingungen darstellt. Dabei können alle denkbaren Aktorkonfigurationen im Kettenlaufwerk mit nur einem realisierten Prototyp experimentell untersucht und optimiert werden.

Im Bild 5.9 unten sind einige Messschreibe aus der HIL-Simulation dargestellt. Die Verläufe zeigen eine hohe Regelgüte aller Regelkreise. Die erforderliche Aktorkraft kann auch unter Einwirkung der Störung anforderungsgemäß aufgebaut werden. Die Drehzahlregelung reagiert elastisch auf die Störungen infolge der Druckspitzen, um die Leistung der Antriebseinheit möglichst gering zu halten. Eine zu hohe Bandbreite der Drehzahlregelung ist hier erfahrungsgemäß kontraproduktiv. Unter Last reicht in der Regel die Drehträgheit der rotierenden Massen aus, um den kurzzeitigen Belastungen entgegenzuwirken. Wirkt die Störung antreibend, ist es vorteilhaft die höheren Drehzahlen zuzulassen, um die Druckspitzen schneller abzubauen.

5.3 Systemintegration und Inbetriebnahme

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zeigen eine hohe Entwicklungsreife der Federungsaktorik. Diese soll nun in das Laufwerk des Versuchsträgers Wiesel 2 integriert werden. Bild 5.10 zeigt den prinzipiellen Aufbau des mechatronischen Laufwerks.

Die Informationsverarbeitung ist auf einem Rapid-Prototyping-System implementiert. Das System kann sehr flexibel und mit wenig Aufwand programmiert werden und verfügt über eine ausreichend hohe Rechenleistung, um die Regelalgorithmen schnell und präzise zu rechnen.

Die Gleichlaufzylinder bzw. CDC-Dämpfer werden anstelle der konventionellen Dämpfer eingesetzt. Damit finden insgesamt sechs Aktoreinheiten im Fahrwerk ihren Platz. Die notwendige Energieversorgung für das aktive System erfolgt teilweise aus dem Bordnetzgenerator, hauptsächlich aber aus zusätzlichen Bleiakkumulatoren an Bord. Für die Serienlösung ist alternativ dazu eine größere Lichtmaschine vorzusehen.

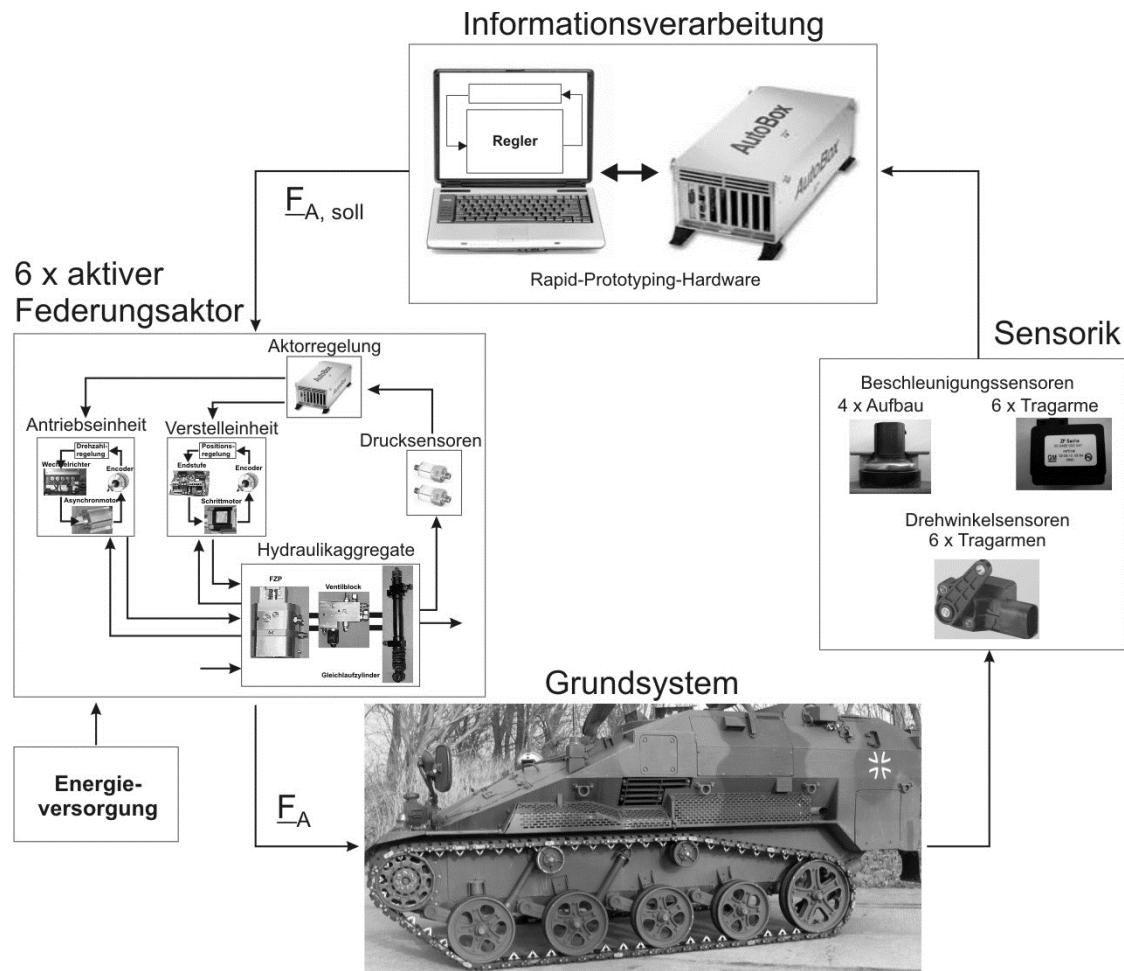


Bild 5.10: Übersicht zum Gesamtsystemaufbau

Die Sensoren entsprechen dem Seriensortiment der Automobilindustrie. Vier Beschleunigungssensoren erfassen die Aufbaubewegungen, weitere sechs die der Laufrollen. Die Höhenstände werden im System mit CDC-Dämpfern durch Drehwinkelsensoren und bei dem aktiven Federungsaktor induktiv im Gleichlaufzylinder gemessen. Die Flügelzellenpumpen werden im Fahrzeuginnenraum platziert und über Schlauchleitungen an die Gleichlaufzylinder angeschlossen. In Bild 5.11 sind einige Details der Einbaurbeiten dargestellt.

Eines der wichtigsten Aufgaben der Systemintegration ist die Inbetriebnahme des aktiven Federungssystems. Das im vorhergehenden Abschnitt beschriebene Bottom-Up-Vorgehen kann auch hierbei als Leitfaden dienen. Beginnend mit den einzelnen Aktormodulen werden zuerst die sechs Aktorgruppen in Betrieb genommen und funktional plausibilisiert. Die am HIL-Prüfstand ausgewiesene gute Aktorfunktionalität garantiert erfahrungsgemäß nicht automatisch eine einwandfreie Integration in das Gesamtsystem. Ein anschauliches Beispiel stellen in diesem Zusammenhang die Ergebnisse der Inbetriebnahme der Aktorik in Bild 5.12. Auffallend sind die deutlichen Unterschiede in der Bandbreite der Kraftregelung bei den Aktoren im vorderen und hinteren Bereich des Laufwerks.

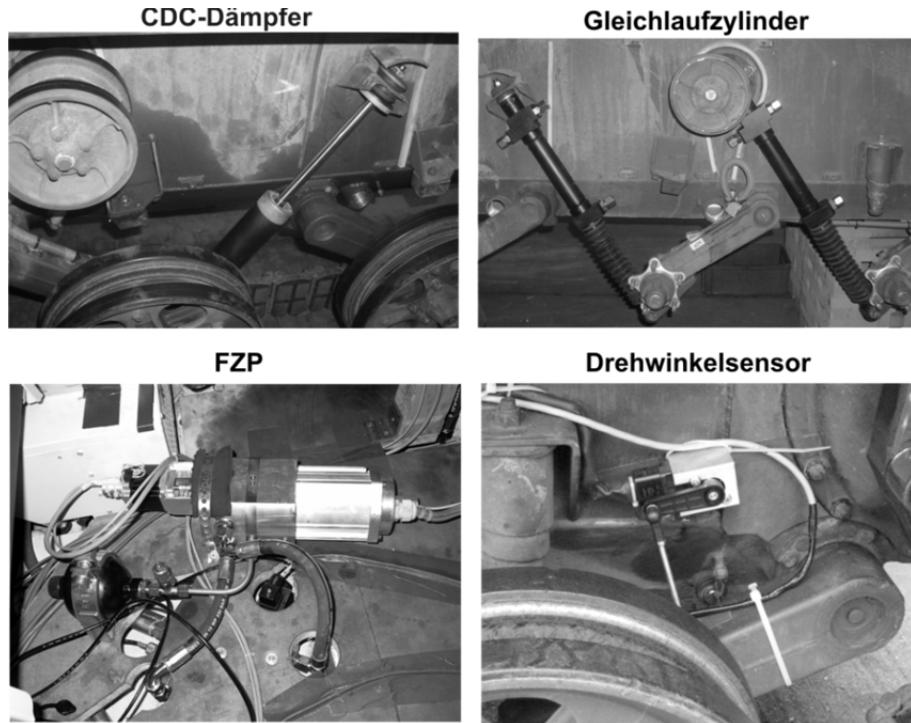


Bild 5.11: Einbau der Systembausteine im Versuchsträger

Der Ursache dafür liegt in den unterschiedlichen Leitungslängen, die bei den modellbasierten Untersuchungen nicht berücksichtigt wurden. Aus Montagegründen sind die Hydraulikleitungen für die vorderen Aktoren zweifach länger. Die entsprechend höheren kapazitiven und induktiven Widerstände reduzieren die Bandbreite.

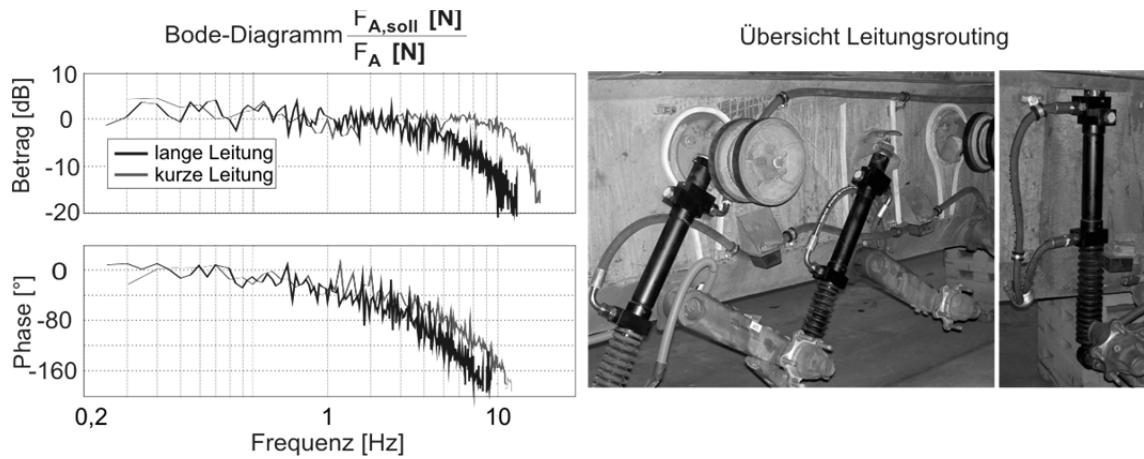


Bild 5.12: Führungsübertragungsverhalten des Federungsaktors unter Einfluss der Leitungslänge

Der Inbetriebnahme der Aktorik folgt unmittelbar die Inbetriebnahme funktionsrelevanter Elemente der übergeordneten Fahrwerksregelung. Dazu gehören insbesondere die Ent- und Verkopplungsalgorithmen. In Bild 5.13 rechts sind dazu die

Ergebnisse einer dynamischen Messung zur Validierung der Entkopplungsfunktion für eine der modalen Nickbewegungen illustriert (vgl. Abschnitt 4.2.5). Die Einleitung des entsprechenden Nickmomentes ist demnach für ausreichend große Frequenzbereiche sichergestellt.

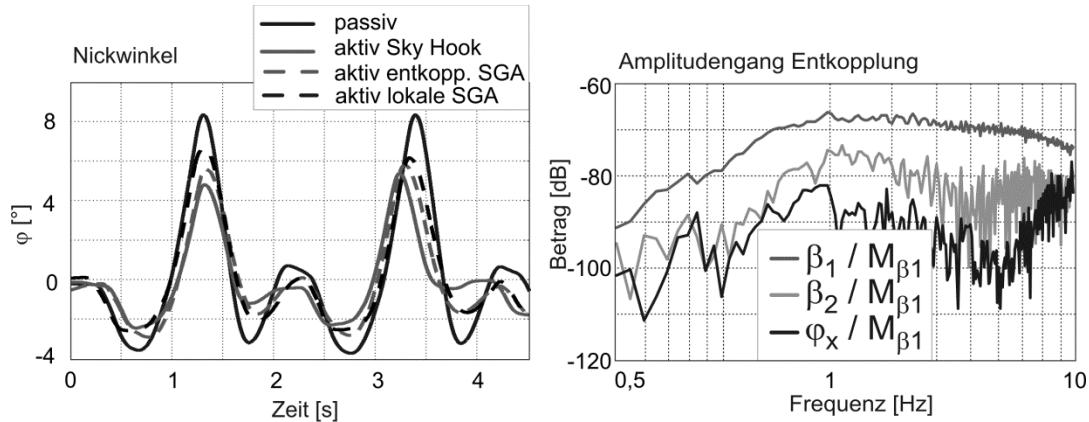


Bild 5.13: Ergebnisse der Funktionserprobung der Aufbauregelung

Die in Abschnitt 0 vorgestellten Regelungsstrategien ermöglichen eine schrittweise Inbetriebnahme einzelner Regleranteile. Diese Eigenschaft der Regelung vereinfacht enorm die Inbetriebnahme und die Optimierung der Reglerparameter im Fahrversuch. In Bild 5.13 links sind dazu die Ergebnisse einer Hindernisüberfahrt mit schrittweise aktivierten Aufbauregelung und Störgrößenaufschaltung dargestellt.

5.4 Ergebnisse aus Feldversuchen

In Bild 5.14 werden die wichtigsten Ergebnisse der Erprobungsphase in Feldversuchen präsentiert. Die Feldversuche dienen einer Gegenüberstellung der in dieser Arbeit untersuchten Fahrwerkssysteme. Für eine möglichst gute Reproduzierbarkeit der Messungen werden fest definierte Fahrbahnprofile verwendet (vgl. Abschnitt 4.2.1). Bei gleichbleibenden Fahrgeschwindigkeitsprofilen wird somit stets eine nahezu gleiche Anregungsintensität erreicht.

Im Versuchsfahrzeug mit aktiver Federung ist eine deutliche Reduktion der Nickbewegungen auf allen Anregungsprofilen zu verzeichnen. Die Amplituden werden, verglichen mit dem passiv gefederten Fahrzeug, um ca. 40% reduziert. Die Einschwingphasen auf der Hindernisbahn werden vielfach besser gedämpft. Das zeigt sich auch bei der Anregung der Aufbaubewegungen im Bereich der Nickeigenfrequenz auf der sinusförmigen Bahn. Die Verbesserung des Fahrkomforts lässt sich besonders gut aus den Effektivwerten der frequenzbewerteten Beschleunigung ablesen. Demnach wird eine Reduktion der Effektivwerte um ca. 50% erreicht. Diese Verbesserung der Komforteigenschaften ist auch für die Insassen des Fahrzeugs deutlich spürbar. Das

Fahrzeug lässt sich insbesondere bei höheren Fahrgeschwindigkeiten besser beherrschen.

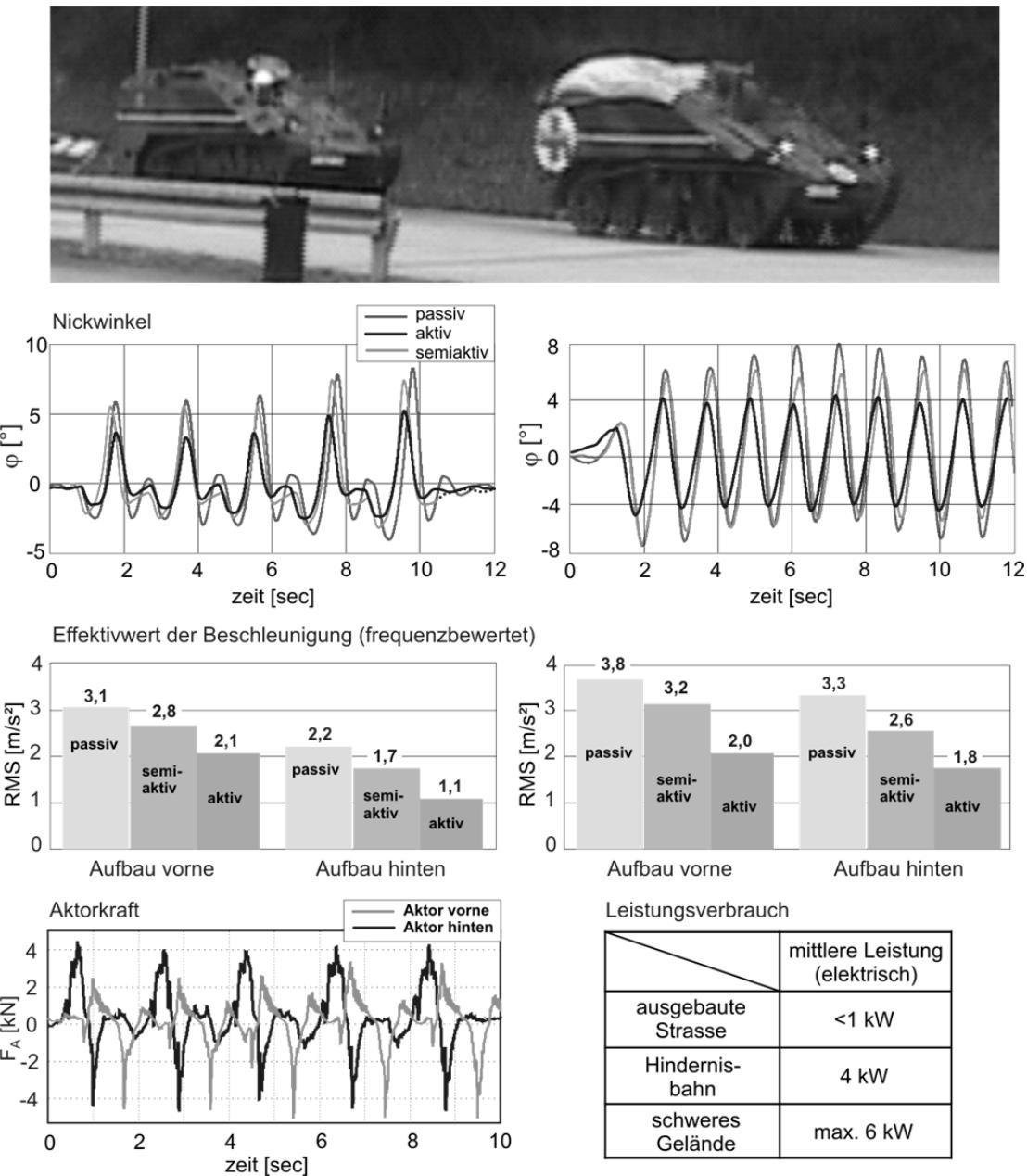


Bild 5.14: Ergebnisse der Fahrversuche

Bild 5.14 unten links zeigt die zeitlichen Verläufe der Aktorkraft bei der Überfahrt einer Hindernisbahn. Die Kraftamplituden bewegen sich in einer Größenordnung von 4 kN. Besonders hohe Kraftspitzen treten bei einer Überlagerung mit der Störanregung aus dem Laufwerk auf. Eine Übersicht zum mittleren Leistungsverbrauch der aktiven Federungsaktorik gibt die Tabelle unten rechts wieder. Auf einer gut ausgebauten Straße mit einem festen Untergrund kann die Pumpendrehzahl aller Aktoren auf ein Minimum reduziert werden. Damit beträgt hier die mittlere elektrische Leistung weniger als 1 kW.

Bei der Überfahrt einer Hindernisbahn mit mittlerer Fahrgeschwindigkeit werden alle Aktoren angesteuert. Die mittlere Gesamtleistung steigt somit auf ca. 4 kW. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten oder im schweren Gelände kann der Leistungsverbrauch mitunter auf 6 kW ansteigen.

Die Fahrversuche mit semiaktiver Federung zeigen ebenfalls erhebliche Verbesserungen im Fahrkomfort. Wenngleich die Reduktion der Effektivwerte der Beschleunigung deutlich geringer ausfällt als beim aktiven Fahrwerk, sind die Werte um ca. 20% kleiner als im Fahrwerk mit passiver Federung. Die Aufbaubewegungen, charakterisiert durch die Einschwingphasen im Zeitverlauf des Nickwinkels, sind offensichtlich besser gedämpft und weisen ebenfalls einen leichten Rückgang der Amplitudenspitzen auf.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde der mechatronische Entwurf einer regelbaren Federung für ein leichtes Kettenfahrzeug behandelt. Im Fokus standen die vertikaldynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs und die Möglichkeiten ihrer Verbesserung mit Hilfe der aktiven und semiaktiven Aktoren in der Rollenaufhängung. Als Versuchsträger diente das leichte Kettenfahrzeug der Bundeswehr Wiesel 2.

In einem Überblick zum **Stand der Technik** wurde der grundsätzliche Aufbau moderner Kettenlaufwerke und ihrer Komponenten erörtert. Die anschließende Diskussion der Aufgaben und der Anforderungen zeigte viele Übereinstimmungen mit Radfahrzeug-Fahrwerken. Darüber hinaus wurden jedoch auch zahlreiche weitere Aufgaben und Anforderungen identifiziert und erläutert, die speziell für Laufwerke hochbeweglicher Kettenfahrzeuge gelten. Eine tabellarische Gegenüberstellung der Anforderungen an die Federn, die Dämpfer und die Ketten-Spannvorrichtungen eines Kettenlaufwerks zeigte eine Reihe von Zielkonflikten auf, die teilweise nur mit Hilfe regelbarer Federungssysteme aufgelöst werden können. In der nachfolgenden Übersicht der regelbaren Federungssysteme wurde eine Klassifizierung für die bekannten Lösungsvarianten und die wichtigsten Wirkprinzipien erläutert. Dabei wurden die Vorteile der hydropneumatischen Federungssysteme im Hinblick auf den Einsatz in Kettenlaufwerken besonders hervorgehoben.

Dieser Arbeit wurde eine besondere **Entwurfsmethodik** die „mechatronische Komposition“ zugrunde gelegt. In einem separaten Kapitel wurden daher ihre wichtigsten Grundzüge und zugehörige Begriffe erläutert. Dabei wurde die Notwendigkeit einer tiefergehenden Aufschlüsselung der bisher bekannten Entwurfs-techniken identifiziert und eine mögliche Lösung vorgeschlagen. Das Ergebnis bilden drei aufeinander aufbauende Schritte: Komposition des Grundsystems, idealisierte Komposition und ganzheitliche Komposition. Die Umfänge und die Inhalte der Schritte wurden anschließend im Detail erläutert.

Den Schwerpunkt der Arbeit bildete die **mechatronische Komposition der geregelten Laufwerksfederung** mit dem Ziel, den Fahrkomfort des zugehörigen Versuchsträgers zu verbessern. Dazu wurde anfangs der Fahrzeugaufbau vorgestellt und die wichtigsten Randbedingungen und Anforderungen an das Zielsystem qualitativ spezifiziert.

Entsprechend der vorgeschlagenen Vorgehensweise wurde im Rahmen der **Komposition des Grundsystems** ein validiertes und frei parametrierbares Vertikaldynamik-Modell des Kettenfahrzeugs mit wesentlichen Elementen eines Kettenlaufwerks, inklusive der Kette, erarbeitet. Das Modell wurde in eine Entwurfsumgebung mit geeigneten Fahrmanöver- und Bewertungsmodellen eingebettet. Damit wurde die Grundlage für die Analyse und die Synthese der Vertikaldynamik unter betriebsnahen Bedingungen geschaffen.

Danach erfolgte die modellbasierte Erarbeitung umfassender Analyseergebnisse für die Vertikaldynamik des Kettenfahrzeugs im Zeit- und Frequenzbereich. Die Bewegungsgrößen und die Parameter, die die funktionalen Anforderungen bzw. den Fahrkomfort maßgebend beeinflussen, wurden bestimmt und ihr Einflussmaß mit Hilfe der Bewertungsgrößen quantitativ erfasst. Als besonders kritisch wurde dabei die schwache Dämpfung der Nickbewegungen des Aufbaukörpers identifiziert.

Die anschließenden Optimierungsversuche mit Variation der festen Dämpfer- bzw. Federraten (passive Federung) zeigten nur eine marginale Verbesserung. Aus dem Grund wurde eine Lösung mit einem mechatronischen Kettenlaufwerk favorisiert und ein mögliches volumfängliches Lösungskonzept diskutiert. Die modellbasierte Erarbeitung der erforderlichen Lösungen zur Erfassung und Steuerung der Fahrzeuggbewegungen erfolgte auf Basis bekannter Konzepte aus der Automobiltechnik. Die Strategie für die Steuerung der Aufbaubewegung wurde jedoch aufgrund der besonderen Eigenschaften eines Kettenlaufwerks neu überarbeitet. So wurde eine besonders effektive Steuerung der modal entkoppelten Nickbewegungen erarbeitet. Darüber hinaus wurde eine Lösung für eine koordinierte Aktuierung der zahlreichen Rollenaufhängungen entwickelt.

In der nachfolgenden Phase der **idealisierten Komposition** wurde modellbasiert eine Regelstrategie für die Regelung der Vertikaldynamik eines Kettenfahrzeugs entworfen und erprobt. Dazu wurde das Systemmodell aus der Komposition des Grundsystems um die parametrierbaren Regler-Modelle ergänzt. Das dynamische Übertragungsverhalten der Sensoren, der Aktoren und der Informationsverarbeitungseinheit wurde bewusst idealisiert angenommen, um explizit nur die Leistungsfähigkeit der Regelstrategie zu bewerten. Im Rahmen der Regelstrategie wurden konsequent die Erkenntnisse aus der Komposition des Grundsystems berücksichtigt. Die Strategie besteht aus einer Aufbauregelung, einer Stögröbenaufschaltung und einer Niveau-Regelung. Die Aufbauregelung enthält drei einschleifige Regelkreise für jede der modal enkoppelten Bewegungsformen des Aufbaukörpers. Die Entwurfsparameter der einzelnen Regler sind die Sky-Hook Steifigkeit und die Sky-Hook Dämpfung der jeweiligen Bewegungsform.

Die anschließende modellbasierte Analyse und Synthese der Regelstrategie zeigte sehr hohe Potentiale für die Verbesserung des Fahrkomforts auf und erwies sich darüber hinaus als sehr einfach in der Handhabung. Das gewünschte dynamische Verhalten des Fahrzeugs konnte flexibel und gezielt durch die physikalisch motivierten Regelparameter eingestellt werden. Durch die Einbeziehung der Gewichtung der einzelnen Kraftsteller im Laufwerk ließ sich darüber hinaus eine besonders effiziente Konstellation für die Verteilung der Kräfte finden. Anschließend wurden im Einklang mit den gewünschten vertikaldynamischen Fahrzeugeigenschaften die funktionalen Anforderungen an die aktiven/semiaktiven Aktoren und an die Sensoren spezifiziert.

Die Spezifikation bildete die Grundlage für eine gezielte Auswahl und den Entwurf geeigneter Lösungen für die Bausteine im Rahmen der **ganzheitlichen Komposition**. Für die Sensoren konnten unmittelbar handelsübliche Komponenten eingesetzt werden. Die Federungsaktorik musste dagegen neu entworfen bzw. dimensioniert werden. Dazu wurden zunächst zwei Lösungskonzepte ausgewählt. Bei der Lösung für die aktive Variante handelt es sich um eine neuartige reversierbare Flügelzellenpumpe in Kombination mit einem Gleichlaufzylinder. Für die semiaktive Variante wurde ein elektrisch verstellbarer Zweirohrdämpfer ausgewählt.

Die funktionale Dimensionierung der Aktorik erfolgte modellbasiert im Gesamtsystemverbund. Dazu wurden die entsprechenden detaillierten physikalischen Ersatzmodelle in das Systemmodell integriert. Da es sich bei den ausgewählten Aktoren um untergeordnete mechatronische Subsysteme handelt, wurden beim Entwurf wiederum die drei Schritte der mechatronischen Komposition, diesmal jedoch insbesondere auf der Subsystem-Ebene, durchlaufen.

Damit konnten anschließend alle funktionsrelevanten Parameter der Aktorik im Einklang mit den übergeordneten Anforderungen aus der Laufwerksregelung festgelegt werden. Die Parameter bildeten vor allem die Basis für die parallel laufenden domänenspezifischen Entwicklungsarbeiten, wie z.B. die Konstruktion der Flügelzelle oder die Auslegung der Leistungselektronik für die Antriebsmotoren. Darüber hinaus wurde mit dem Gesamtsystemmodell die Möglichkeit für eine ganzheitliche Analyse und Optimierung der funktionalen Systemeigenschaften geschaffen.

Der modellbasierte Systementwurf bildete die Grundlage für den Aufbau und die Erprobung der Federungssysteme im Versuchsfahrzeug Wiesel 2. Die wichtigsten **Ergebnisse der Realisierung** wurden im letzten Kapitel dieser Arbeit vorgestellt. Im Zuge der Umsetzung wurden die spezifizierten Parameter aus der modellbasierten Komposition für die konstruktive Ausarbeitung der Aktorbausteine unmittelbar übernommen. So haben z. B. die Kolbenflächen der Gleichlaufzylinder oder auch das Schluckvolumen der Flügelzelle die konstruktive Gestalt der Komponenten entscheidend mitbestimmt. Die realen Aktorbausteine wurden nach der Fertigstellung komponentenweise auf einem HIL-Prüfstand in Betrieb genommen und funktional validiert. Dabei konnte eine weitgehende Übereinstimmung der dynamischen Eigenschaften, wie z.B. die Bandbreite der Krfatregelung, mit den zuvor spezifizierten Anforderungen nachgewiesen werden.

Im nächsten Schritt erfolgte die Integration des Systems in den Versuchsträger. Den Schwerpunkt bildeten hier, neben der Systemeinbetriebnahme, insbesondere auch der Test und die Applikation der Regelungsstrategien im Fahrversuch. Die entsprechenden Ergebnisse zeigten eine deutliche Verbesserung des Fahrkomforts gegenüber einem Fahrzeug mit einem passiven Laufwerk. Die Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung wurden mit dem aktiven Fahrwerk um ca. 50% reduziert. Mit dem

semiaktiven Fahrwerk wurde mit ca. 20% eine erwartungsgemäß geringere Verbesserung erreicht.

Ausblick

Das positive Ergebnis dieser Forschungsarbeit gibt Anlass zu Überlegungen im Hinblick auf weiterführende Arbeiten. Das Spektrum möglicher Themen erstreckt sich von der Untersuchung neuer Aktorkonzepte bis hin zu der Entwicklung neuer Regelstrategien für ein mechatronisches Kettenlaufwerk.

Die aufgezeigten Potentiale der Komfortverbesserung mit aktiven und semiaktiven Kraftstellern im Laufwerk können z.B. durch die geschickte Kombination beider Varianten in einem Kettenlaufwerk weiter ausgebaut werden. Darauf deutet z.B. die Betrachtung der Simulationsergebnisse mit unterschiedlicher Gewichtung der Kräfte an den einzelnen Rollen. Es hat sich gezeigt, dass das erste Laufrollenpaar stets auch die dort umgelenkte Kette verspannt und dadurch weniger zur Beeinflussung der Aufbaubewegungen beiträgt. So wäre hier der Einsatz eines semiaktiven oder gar eines passiven Stellers ggf. effizienter. Für den aktiven Eingriff ist dagegen das deutlich wirksamere zweite Laufrollenpaar besser geeignet. Es ist naheliegend, dass die Untersuchung solcher Sachverhalte weitere interessante Erkenntnisse hervorbringen kann. Die Vorteile einer solchen Kombination sind insbesondere in einer effizienteren Ausnutzung der verfügbaren Aktorleistung, in den in der Regel geringeren Kosten für semiaktive Federungsaktorik oder auch in der potentiell höheren Ausfallsicherheit des Systems zu sehen.

Weitere Stoßrichtungen bietet die Entwicklung neuer Regelstrategien. Besonders zur Entschärfung bestehender Zielkonflikte zwischen den Eigenschaften der Federung und der Traktion, der Lenkwilligkeit, der Fahrsicherheit sowie des Fahrkomforts eines Kettenlaufwerks sind viele offene Handlungsfelder vorhanden. So können ggf. die Strategien zur Verbesserung der Traktionseigenschaften durch eine geeignete Verteilung des Fahrzeuggewichts entlang der Kette realisiert werden. Die Lenkwilligkeit lässt sich z.B. durch die Entlastung der äußeren Rollen erheblich steigern. Die Fahrsicherheit kann durch die Verstellung einer regelbaren Kettenspannvorrichtung erhöht werden.

Zur Steigerung des Fahrkomforts kann eine Preview-Strategie erheblich beitragen. Bei den bisherigen Entwicklungen aus dem Automobil-Bereich wurden die funktionalen Vorteile der vorausschauenden Regelsysteme nachgewiesen und werden inzwischen auch für Serieneinsatz genutzt [Schin09]. Bei Kettenfahrzeugen wurden ebenfalls Studien durchgeführt und als erfolgsversprechend bewertet [KP02]. Eine Voraussetzung für den Einsatz dieser Strategien ist oft die Verfügbarkeit entsprechender Sensorik mit der die Fahrbahnoberfläche vor dem fahrenden Fahrzeug ausreichend genau erfasst werden kann. Eine alternative Lösung zur Erfassung der Fahrbahnoberfläche bietet der Einsatz von Beschleunigungssensoren an dem ersten Laufrollenpaar. Die so

gewonnenen Daten über die Anregungen an den ersten Rollen können zeitverzögert auf alle nachfolgenden Rollen als Störgröße aufgeschaltet werden und damit die komfortrelevanten Auswirkungen der Fahrbahnanregung deutlich reduzieren.

Eine weitere etwas unkonventionelle Möglichkeit den Fahrkomfort eines Kettenfahrzeugs zu beeinflussen, besteht möglicherweise in der Veränderung der Eigenfrequenzen der Aufbaumasse. Diese kann relativ einfach durch das Anheben einzelner Rollen z.B. in der Mitte des Laufwerks reduziert werden. Die Verschiebung der Eigenfrequenz hängt dabei von der Steifigkeit der betroffenen Rollenaufhängung und der Masse der Rolle.

Viele der genannten Untersuchungen lassen sich unmittelbar und mit relativ geringem Aufwand mit Hilfe der in dieser Arbeit beschriebenen Entwurfsumgebung und der Vorgehensweise durchführen.

Literatur

- [Ack89] ACKER, B.; DARENBERG, W.; GALL, H.: Aktive Feder für Personenwagen, O+P, Nr. 11, 1989.
- [Arm10] ARMY RECOGNITION: Internet Military Magazine. <http://www.army-recognition.com>, 2010.
- [Bau08] BAUER, W.: Hydropneumatische Federungssysteme, 1. Auflage, Springer-Verlag Berlin 2008.
- [BBB04] BARTZ, R.; BÄRNTHOL, F.; BRUNS, H.; JURR, R.; WIMMER, M.: Aktive Wank-Stabilisierung Dynamic Drive, in Walliser, G.: Elektronik im Kraftfahrzeugwesen. Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme. Kontakt & Studium, Band 437, expert-Verl., Renningen, 2004.
- [Beck03] BECKER, M.: Mechatronischer Entwurf eines reversierenden, hydraulischen Antriebsaktors für die aktive Fahrzeugfederung, Dissertation Universität Paderborn, VDI-Verlag, 2003.
- [Bröhl95] BRÖHL, A.-P. (Hrsg.): Das V-Modell – Der Standard für die Softwareentwicklung, 2. Aufl. München: Oldenbourg Verlag, 1995.
- [CWDT] Curtiss-Wright Drive Technology, www.cwat.ch, 2011.
- [Czi06] CZICHOS, H.: Mechatronik. Grundlagen und Anwendungen technischer Systeme. 1. Aufl., Vieweg-Verlag, Wiesbaden, September 2006.
- [Deppe06] DEPPE, M.: Verteilte Online-Mehrziel-Parameter-Optimierung in mechatronischen Systemen, Dissertation Universität Paderborn, VDI-Verlag, 2006.
- [DH94] DAENZER, W.F.; HUBER, F.: Systems Engineering – Methoden und Praxis. 8. verbesserte Auflage, Zürich: Verlag Industrielle Organisation, 1994.
- [dSpace] dSpace, www.dspace.de, 2012.
- [Eich06] EICHMANN, A.: Konzipierung, Entwurf und Ausarbeitung der Konstruktion eines hydraulischen Gleichlaufzylinders mit einseitiger Kolbenstange, Studienarbeit Universität Paderborn, 2006.
- [FB05] FUNCTIONBAY, INC.: RecurDynTM/Solver, Theoretical Manual. <http://www.functionbay.co.kr/home/eng/>, Korea, 2005.
- [FCS04] FUTURE COMBAT SYSTEMS: Manned Ground Vehicles, The National Defense Industrial Association, Approved for Public Release, Distribution unlimited, TA COM 3 Sept. 2004, FCS Case 04-083.
- [Fed55] FÉDERSPIEL-LABROSSE, J.: Beitrag zum Studium und zur Vervollkommnung der Aufhängung der Fahrzeuge, Automobiltechnische Zeitschrift 57, Nr. 3, 1955.
- [FKM00] FLATH, M.; KESPOHL, H.; MÖHRINGER, S.; OBERSCHELP, O.: Entwicklung mechatronischer Systeme. In: Gausemeier, J./Lückel, J. (Hrsg.): Entwicklungsumgebungen Mechatronik – Methoden und Werkzeuge zur

- Entwicklung mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Bd. 80, Paderborn, 2000.
- [Föll94] FÖLLINGER, O.: Regelungstechnik, 8. Auflage, Hüthing Buch Verlag, Heidelberg, 1994.
- [Früh85] FRÜHAUF, F.: Entwurf einer aktiven Fahrzeugfederung für zeitverschobene Anregungsprozesse, Dissertation Universität Paderborn, VDI-Verlag, 1985.
- [GA08] GREWAL, M.S.; ANDREWS, A.P.: Kalman Filtering Theory and Practice, published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2008.
- [Geb10] GEBHARDT, N.: Fluidtechnik in Kraftfahrzeugen, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [Gen06] GENSE, A.: Konzipierung, Entwurf und Ausarbeitung der Konstruktion einer elektrischen Verstelleinheit für eine reversible Flügelzellenpumpe, Studienarbeit Universität Paderborn, 2006.
- [GF07] GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J.: Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Aufl. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2007.
- [GHS09] GROSS, D; HAUGER, W.; SCHRÖDER, J.; WALL, W-A.: Technische Mechanik, Band 1: Statik, 10. Aufl. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2009.
- [GK04] GRÄDKE, A.; KRÜGER, C.: Federung und Dämpfung im Fahrwerk (Car Training Institute), 2004.
- [GL00] GAUSEMEIER, J.; LÜCKEL, J.: Entwicklungsumgebungen Mechatronik - Methoden und Werkzeuge zur Entwicklung mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Bd. 80, Paderborn, 2000.
- [Har10] HARCHENKO, J.: Mechatronischer Entwurf eines neuartigen aktiven Fahrzeugfederungssystems für PKW unter Verwendung einer reversierbaren Flügelzellenpumpe, Dissertation Universität Paderborn, 2010.
- [HBA08] HOEPKE, E.; BREUER, S.; APPEL, W.: Nutzfahrzeugtechnik. Grundlagen, Systeme, Komponenten, 5. Aufl., GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008.
- [HCC01] HUH, K.; CHO, B.H.; CHOI, J.H.: Development of a Track Tension Monitoring System in Tracked Vehicles on flat ground, IMechE, Vol. 215, Part D, No. 5, pp. 567-578, 2001.
- [HE07] HEISSLING, B.; ERSOY, M.: Fahrwerkshandbuch, Vieweg-Verlag, Wiesbaden 2007.
- [Her93] HEROLD, H.: Sensortechnik – Sensorwirkprinzipien und Sensorsysteme, Hüthig Buch Verlag, Heidelberg, 1993.
- [Hest00] HESTERMAYER, T.: Entwurf, Implementierung und Realisierung einer modellgestützten Regelung für ein Fahrzeug mit volltragendem aktiven Fahrwerk und Motorpumpeneinheiten, Diplomarbeit Universität Paderborn, 2000.

- [Hib06] HIBBELER, R.C.: Technische Mechanik 3. Dynamik, 10. Aufl., Pearson Studium, München, 2006.
- [Hil07] HILMES, R.: Kampfpanzer heute und morgen, Konzepte-Systeme-Technologien, 1. Aufl., Motorbuch Verlag, Stuttgart, 2007.
- [HKH01] HUH, K.; KIM, J.; HONG, D.: Estimation of Dynamic Track Tension Utilizing-a Simplified Tracked Vehicle Model, Proceedings of the American Control Conference Arlington, VA June 25-27, 2001.
- [Hor98] HORNBACH, P.: The Wheel Versus Track Dilemma, ARMOR, March-April 1998.
- [Hors10] HORSTMAN DEFENCE SYSTEMS LTD, <http://www.horstman.co.uk>, 2010.
- [HS06] HOHENBICHLER, N.; SIX, K.: Potenziale aktiver und semiaktiver Skyhook-Regelgesetze in der Sekundärfederstufe von Schienenfahrzeugen, at-Automatisierungstechnik 54, Heft 3, S. 130-138, Oldenbourg Verlag, 2006.
- [IJT09] ILLG, I.; JÄKER, K. P.; TRÄCHTLER, A.: Entwurf einer semiaktiven Federung für ein leichtes Kettenfahrzeug, 6. Paderborner Workshop EMS, Paderborn, 2009.
- [Illg05] ILLG, I.: Mechatronischer Entwurf und Reglersynthese für das aktive Fahrwerk eines Kettenfahrzeuges mit reversiblen Flügelzellenpumpen, Diplomarbeit Universität Paderborn, 2005.
- [Iser06] ISERMANN, R.: Fahrdynamik-Regelung, 1. Aufl., Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006.
- [ITJ08] ILLG, I.; TEWES, M.; JÄKER, K. P.; TRÄCHTLER, A.: Mechatronic Design and Implementation of an Active Suspension for an All-Terrain Tracked Vehicle, AVEC '08, Kobe, 2008.
- [Ivan93] IVANTYSYN, J.; IVANTYSYNOVA, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren, 1. Aufl., Vogel-Fachbuchverlag, Würzburg, 1993.
- [Jäker91] JÄKER, K.-P.: Entwicklung realisierbarer hierarchischer Kompensatorstrukturen für lineare Mehrgrößensysteme mittels CAD, Dissertation Universität Paderborn, 1991.
- [JBE08] JAUTZE, M.; BOGNER, A.; EGGENDINGER, J.: Das Verstellämpfersystem DDC. Automobiltechnische Zeitung, ATZ extra, November 2008.
- [JSK98] JÄKER, K.-P.; SCHULTE-KELLINGHAUS, G.: Hydropneumatisches Federbein, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen P3543156.3-21, München, 1998.
- [Karn73] KARNOPP, D.C.: Active and Passive Isolation of Random Vibration. In: SNOWDON, J.C. (Hrsg.); UNGAR, E.E. (Hrsg.): Isolation of mechanical Vibration, Impact, and Noise Bd. 1. New York: ASME Monograph, 1973.
- [KLJ91] 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.

- [Koch05] KOCH, T.: Integration von Konstruktion und mechatronischer Komposition während des Entwurfs mechatronischer Systeme am Beispiel eines integrierten Radmoduls, Dissertation Universität Paderborn, VDI-Verlag, 2005.
- [KPC07] KERLE, H.; PITTSCHELLIS, R.; CORVES, B: Einführung in die Getriebelehre, 3. bearbeitete und ergänzte Auflage, B.G.Teubner Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2007.
- [KP02] KIM, Y.; PARK, Y.: , A Preview Control of High Mobility tracked Vehicle Suspension with Multiple Wheels, ICCAS'02, Jeonbuk, 2002.
- [LKS00] LÜCKEL, J.; KOCH, T.; SCHMITZ, J.: Mechatronik als integrative Basis für innovative Produkte, VDI-Tagung: Mechatronik-Mechanisch/Elektrische Antriebstechnik, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [LKS01] LÜCKEL, J.; KOCH, T.; SCHLAUTMANN, P.; BIBER, H.: Das Wechselspiel zwischen Konstruktion und Auslegung der Dynamik während des Entwurfs mechatronischer Systeme, In: F. Pfeiffer, H. Ulbrich (Hrsg.): Festschrift zum 90. Geburtstag von Herrn Prof. Dr. rer. nat. Dr.-Ing. E.h. Kurt Magnus, München, 2002.
- [Lun10] LUNZE, J.: Regelungstechnik 1,2, 8. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [Mei04] MEIER-NOE, U.: Modellbildung mechatronischer Systeme -Basis der Systemauslegung und der Wissenskonservierung, Dissertation Universität Paderborn, VDI-Verlag, 2004.
- [MH82] MERHOF, W.; HACKBARTH, E.M.: Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge. Leuchtturmverlag, Alsbach, 1982.
- [MPS08] MAGNUS, K.; POPP, K.; SEXTRO, W: Schwingungen, 8. überarbeitete Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2008.
- [Mün01] MÜNCH, E.: Fortentwicklung und Realisierung eines Verfahrens zur gleichzeitigen Optimierung mehrerer Zielgrößen, Studienarbeit Universität Paderborn, 2001.
- [MW04] MITSCHKE, M.; WALLENTOWITZ, H: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2004.
- [Nyen06] NYENHUIS, M.: Strukturierter mechatronischer Entwurf einer SbW-Lenkung, Dissertation Universität Paderborn, 2006.
- [PB97] PAHL, G.; BEITZ, W.: Konstruktionslehre: Methoden und Anwendungen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997.
- [PSS03] PYPER, M.; SCHIFFER, W.; SCHNEIDER, W.: ABC – Active Body Control, München, die Bibliothek der Technik, 2003.
- [RLS04] RHEINMETALL LANDSYSTEME GMBH: Hydrop-Element, Deutsches Patent- und Markenamt, Anmeldenummer 20320565, München, 2004.

- [Rutz98] RUTZ, R.: Prozeßbasierte Entwurfswerkzeuge für mechatronische Systeme und Anwendungen in der Fahrwerksregelung, Dissertation Universität Paderborn, VDI-Verlag, 1998.
- [Ser73] SERGEEV, E.: Theorie des Panzers, Akademie der Panzerverbände, Moskau, 1973 (Сергеев Л.В.: Теория танка, Издание Академии Бронетанковых войск СССР, Москва, 1973).
- [Schl06] SCHLEGL, E.: Verfahren zum Ausgleich von Temperaturschwankungsbedingten Änderungen der Bodenfreiheit an einem Kettenfahrzeug sowie Einrichtung zur Durchführung des Verfahrens, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen PCD/DE2005/001242, München, 2006.
- [Schin09] SCHINDLER, A.: Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie. Dissertation Universität Karlsruhe; KIT Scientific Publishing, 2009.
- [SJ96] SCHLÜTER, F.; JÄKER, K.-P.: Semiaktive Federung für Kfz, Abschlußbericht zum Projekt, MLaP, Universität Paderborn, 1996.
- [SP02] STREITER, R.; PANAGIOTIDIS, M.: Schwingungen messen, bewerten und regeln-Messsignalanalyse als Grundlage eines Fahrwerkregelsystems, DaimlerChrysler Forschung, 2002.
- [Strei96] STREITER, R. H.: Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung, Dissertation Technische Universität Berlin, 1996.
- [SV85] SCHINDLER, M.; VILSMEIER, W.: Hydropneumatische Federung, Deutsches Patent- und Markenamt, Anmeldenummer 3512051, München, 1985.
- [Tewes04] TEWES, M.: Mechatronischer Entwurf und Reglersynthese für das aktive Fahrwerk eines Kettenfahrzeuges mit elektrischen Motor-Pumpen-Einheiten, Diplomarbeit Universität Paderborn, 2004.
- [Toe02] TOEPFER, S.: Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TRIPLANAR, Dissertation Universität Paderborn, VDI-Verlag, 2002.
- [Tschob05] TSCHOBITOK, V.: Laufwerke der Kettenfahrzeuge. Aufhängung, www.armor.kiev.ua, 2006, (Чобиток В.: Ходовая часть танков. Подвеска, июль 2006).
- [VDI2057] VDI-Richtlinie 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen Ganzkörper-Schwingungen. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [VDI2206] VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [VDI2221] VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993.
- [VDI2222] VDI-Richtlinie 2222: Konstruktionsmethodik – methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.

- [VW08] Volkswagen AG: Das Fahrwerk des Golf VI. Adaptive Fahrwerksregelung und Adaptive Cruise Control. Automobiltechnische Zeitung, ATZ extra, September 2008.
- [Will94] WILLIAMS, R.A.: Control of a low frequency active suspension. In Proceedings of IEE Control, 1994, S. 338-343.
- [Witt05] WITTMANN, C.: Hydropneumatisches Federelement für Fahrzeuge, insbesondere Kettenfahrzeuge, sowie Laufradaufhängung an einem Kettenfahrzeug mit einem derartigen Federelement, Deutsches Patent- und Markenamt, Anmeldenummer 05003352, München, 2005.
- [Wong10] WONG, J.Y.: Terramechanics And Off-Road Vehicle Engineering, 2. Edition, Butterworth-Heinemann, UK, 2010.
- [Wong08] WONG, J.Y.: Theory of ground vehicles, 4. Edition, John Wiley, NY, 2000.